

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO – Engenharia Mecânica
Disciplina MEC041 - Trabalho Final de Graduação II

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM DISSIPADORES ALETADOS APLICADOS EM FONTES DE RÁDIO MONOCANAL

Guilherme André Buffon Huning – Aluno

E-mail: 158956@upf.br

Prof. Me. Auro Candido Marcolan – Professor Orientador

E-mail: marcolan@upf.br

Comissão Examinadora – Prof. Dr. Charles Leonardo Israel, Prof. Me. Rubens Stuginski Junior

RESUMO

No presente trabalho, estudou-se a transferência de calor conjugada entre condução e convecção natural para um dissipador de calor de aletas trapezoidais, que encontra-se acoplado em uma fonte de rádio monocanal, no entanto, o estudo referido advém da necessidade prática de gerar uma solução aos defeitos provenientes da insuficiência da dissipação de calor em tal dispositivo, dessa forma, projetou-se seis modelos distintos de dissipadores de aletas retangulares e dois modelos de aletas piniformes de seção quadrada, com o intuito de prever qual dos dissipadores geram a melhor performance térmica diante da operação vigente. Contudo, para realizar tal análise dividiu-se o estudo em dois âmbitos, sendo eles: numérico e experimental. Em relação a análise numérica, utilizou-se para as simulações em ambos os dissipadores o software SimScale, de utilização gratuita e via web, que utiliza o Método de Volumes Finitos (MFV) para discretização das equações de conservação de massa, movimento e energia. Dessa forma, com o desenvolvimento das representações 3D do domínio físico da problemática, realizou-se as etapas de pré-processamento, processamento e pós-processamento. A partir dos resultados numéricos, comprova-se que o espaçamento e a altura das aletas são os parâmetros que mais influenciam na troca térmica, além disso, observa-se que dentre os dissipadores estudados, os que promovem um resfriamento mais eficaz são os dissipadores 3 e 4 de aletas retangulares e o dissipador 7 de aletas piniformes de seção quadrada. Posteriormente, aplica-se o procedimento experimental, ao longo do dissipador de aletas trapezoidais, com a utilização de aparatos e técnicas que permitem a geração de calor e a aferição da temperatura na modelagem experimental, nesse sentido, verifica-se as diferenças obtidas em relação aos resultados numérico-experimental atingidos em tal dissipador, com isso, observa-se uma concordância satisfatória entre tais resultados, promulgando a validação prática das simulações realizadas.

Palavras-chave: Análise numérica; Procedimento experimental; SimScale; Transferência de calor conjugada.

1 INTRODUÇÃO

Aborda-se no vigente trabalho sobre a transferência de calor conjugada entre condução e convecção natural em dissipadores de calor de geometrias distintas, e verifica-se a influência

dos parâmetros geométricos, tais como, passo, altura e número de aletas, frente a magnitude alcançada dos atributos da transferência de calor.

Dessa forma, como é visto em casos práticos tem-se que os dispositivos eletrônicos concentram uma quantidade elevada de calor em seu interior, fazendo assim com que as temperaturas de operação mantenham-se altas, o que de certa forma, podem acarretar a integridade de funcionamento do aparato ou promover uma diminuição na vida útil do mesmo, pensando nisso, desenvolveu-se meios que dissipam o calor, dentre eles é válido ressaltar sobre a aleta. Diante disso, essas superfícies estendidas, corriqueiramente conhecidas, detêm como principal função a ampliação da troca térmica entre o equipamento aquecido e o meio externo, com a menor resistência térmica possível, e isso se dá, pela imposição do aumento da área de contato entre eles, dessa forma, os dissipadores de calor proporcionam menores temperaturas operacionais de tais dispositivos, e efetivam-se como um meio de refrigeração para esses equipamentos. É válido ressaltar que a escolha do tipo de material da superfície estendida, é de extrema importância para a transferência de calor, pelo fato da mesma influenciar a distribuição de temperatura ao longo da aleta, com isso, projetam-se dissipadores com materiais que apresentam altas condutividades térmicas, por conveniência, devido ao baixo custo aquisitivo e as demais propriedades associadas ao alumínio, emprega-se o mesmo como material dos dissipadores de calor.

No entanto, há casos onde a implicação das superfícies estendidas podem gerar um certo bloqueio frente ao escoamento de fluido, o que de tal forma, denigre o processo de transferência de calor, nesse segmento, para se atenuar acerca da qualificação do processo de transferência de calor por convecção, mensura-se a mesma por intermédio de um atributo da convecção, sendo esse o coeficiente médio de transferência de calor (\bar{h}). É válido ressaltar, que esse parâmetro agrega em si uma certa complexidade, uma vez, que depende de várias diretrizes para a sua determinação, a caráter de exemplo, tem-se que o \bar{h} depende da geometria da superfície de troca térmica, das condições do escoamento, entre outros.

Nesse pressuposto, destaca-se as distintas magnitudes obtidas ao longo do valor de \bar{h} , a qual é explicada pelo fato da ramificação da convecção se apresentar de dois modos diferentes, sendo eles de cunho natural ou forçado. No que tange a transferência de calor por convecção natural, observa-se que a mesma se forma pelo respectivo aquecimento do fluido próximo a superfície aquecida, ou seja, devido aos gradientes de temperatura entre o meio fluido e o meio sólido, gerando-se assim uma diferença na massa específica do ar, a qual, promove-se um deslocamento natural entre os fluidos com maior temperatura, ou seja, com menor densidade, caracterizado por um escoamento ascendente, e o de menor temperatura, mais denso, que tende a superfície aquecida, nesse cenário, vê-se a formação de um ciclo de correntes promovidas pelas forças de empuxo e inerciais, que tem como principal objetivo o resfriamento do meio sólido aquecido. No entanto, atenua-se também sobre a convecção forçada, a qual varia a velocidade do escoamento do fluido pela imposição de aparatos auxiliares, como bombas e ventiladores, que promovem um fluxo forçado de fluido ao longo dos meios sólidos, gerando assim maiores valores de \bar{h} , porém, nem sempre é justificado a utilização de tais equipamentos auxiliares para maximizar a troca de calor, pois os mesmos embargam consigo um custeio relativamente alto quanto ao aparato e as instalações físicas necessárias.

Contudo, optou-se pela ênfase nesse projeto, a análise acerca dos dissipadores de calor sobre a influência da convecção natural, por se apresentarem como uma maneira de resfriamento acessível, no que tange a custo e construção física, e para a mensuração da qualificação do processo de performance térmica de ambos os dissipadores, inicialmente, realizou-se um estudo numérico, afim de promover a verificação dos atributos que regem a transferência de calor, e posteriormente, para a validação das simulações realizadas, desenvolveu-se uma montagem experimental, ao longo do dissipador de aletas trapezoidais,

com o intuito da obtenção da temperatura superficial e operacional do mesmo e do respectivo coeficiente convectivo médio da transferência de calor, de forma, que por intermédio da comparação entre os resultados alcançados através da simulação numérica e do procedimento experimental, os quais são enfatizados pelos respectivos desvios atingidos, é possível verificar se os modelos da simulação estudados não serão comprometidos na vigência prática.

1.1 Objetivos Geral e Específicos

Realizar o estudo numérico e experimental acerca dos atributos que circundam o processo de transferência de calor conjugada por condução e convecção natural em dissipadores de calor com aletas trapezoidais, retangulares e piniformes de seção quadrada.

No que tange os objetivos específicos, tem-se:

- A efetuação das diretrizes da análise numérica via simulador SimScale.
- Realização do procedimento experimental com a utilização dos aparatos e técnicas referidas visando a geração de calor e a obtenção das temperaturas experimentais ao longo do dissipador padrão.
- Analisar de forma qualitativa e quantitativa, a influência dos parâmetros geométricos dos dissipadores de calor frente aos valores obtidos dos requisitos da transferência de calor por convecção natural.
- Determinar o modelo de dissipador de calor, dentre os estudados, que apresentam a melhor performance térmica diante da potência fornecida.
- Validação do vigente trabalho, através da comparação entre os métodos empregados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Expõe-se nesse capítulo um entendimento específico acerca do processo de transferência de calor no meio fluido, bem como, sobre as características intrínsecas as superfícies estendidas frente a dissipação de calor.

2.1 Atribuições da transferência de calor em um meio fluido

No que tange o estudo da região fluida, sendo essa uma componente essencial no vigente trabalho, compreende-se diversos conceitos enfatizados nas diversas literaturas, para que se possa assim aprimorar o conhecimento de tal região.

Assim sendo, de acordo com Yunus e Afshin (1998), a transferência de calor em um meio fluido, pode se dar de duas formas, sendo elas: pela condução e convecção, ou seja, o fluxo de calor ocorrerá em um fluido por convecção quando há movimento do mesmo, e por condução quando o fluido apresentar-se em repouso. Outro fator a salientar é que o movimento do fluido é diretamente proporcional a taxa de transferência de calor, ou seja, aplicando-se um maior movimento de fluido obtém-se maiores taxas de transferência de calor, de tal forma, quando se analisa um fluido por finalidades de transferência de calor, é preciso levar em consideração que a convecção em viés quantitativo é maior que a condução do mesmo.

De tal modo, conforme salienta Frank, Raj e Mark (1958) tem-se que o princípio de transferência de calor por convecção natural se fará presente, na imposição de um corpo submerso a um fluido, os quais apresentam uma diferença de temperatura, o que de fato, faz com que o calor perpetue entre o sólido e o fluido, e o resultado dessa interação é a mudança

da densidade do fluido que circunda a superfície sólida. Nesse cenário, é preciso ter em vista que a diferença da densidade entre os fluidos, faz com que o mesmo de maior densidade, ou seja, o ar mais frio, tenha um fluxo descendente, assim como o ar mais quente, de menor densidade, tenha um fluxo ascendente. Em contrapartida, acordante com o que é dito pelos autores James, Gregory e David (2017) a deslocabilidade das correntes de fluido, na presença de um campo gravitacional, é conduzida por uma força de empuxo, sendo que a sua magnitude corresponde a força peso do fluido em ascensão pelo volume do corpo imerso em tal fluido. Além disso, destaca-se que a força de empuxo é diretamente proporcional aos gradientes de densidades, sendo esses, também proporcionais as diferenças de temperatura em pressão invariável, define-se assim, então, que em casos de gradientes de temperatura elevados entre a superfície do meio sólido com a do meio fluido, serão obtidos maiores valores de forças de empuxo, o que traz consigo uma caracterização de aumento das correntes de convecção natural, o que por ora, gera um aumento na taxa de transferência de calor.

Nesse contexto, afirma-se em concordância com Frank, Raj e Mark (1958) que é possível classificar a transferência de calor por convecção, pela conjectura do escoamento, com isso, atenua-se que se as diferenças de densidade que provocam as correntes de fluido, serem causadas apenas pelo aquecimento ou resfriamento do mesmo, sem o auxílio de aparatos externos, o processo de transferência de calor é caracterizado por convecção natural. O contrário, se faz valer de um escoamento do fluido provocado por uma força externa, ou seja, com a utilização de um equipamento de fluxo, tais como ventiladores ou bombas, sendo esse caracterizado por convecção forçada.

Desta forma, observa-se conforme enfatizado por Yunus e Afshin (1998) que os deslocamentos de fluidos no que se refere a convecção forçada são notórios, devido as altas velocidades envolvidas ao movimento de fluido, diferentemente da convecção natural, a qual possui um movimento de fluido a baixas velocidades. A partir disso, faz-se um levantamento dos valores corriqueiros dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção, conforme mostra a tabela abaixo.

| Processos | \bar{h} (W/m ² K) |
|-----------------------------|--------------------------------|
| Convecção natural: gases | 2-25 |
| Convecção natural: líquidos | 50-1.000 |
| Convecção forçada: gases | 25-250 |
| Convecção forçada: líquidos | 100-20.000 |

Tabela 1 - Processos de convecção natural e forçada para diferentes fluidos e os seus respectivos valores de coeficiente médio de transferência de calor.

Fonte: Adaptada por Incropera, Frank et al., 1996.

Observa-se assim, a diferença da magnitude dos valores respectivos aos coeficientes de transferência de calor em relação a convecção natural e a convecção forçada, seguindo as premissas de Frank et al. (1996), destaca-se que mesmo detendo de valores menores de \bar{h} , a convecção natural se faz valer devido ao seu baixo custo operacional e por possuir como fluido exclusivo de resfriamento o próprio ar ambiente.

Contudo, a análise do processo de transferência de calor por convecção exige uma certa complexidade, conforme a argumentação prevista abaixo:

A experiência mostra que a transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido, como viscosidade dinâmica (μ), condutividade térmica (k), densidade (ρ) e calor específico (c_p), assim como da velocidade do fluido (V). Ela também depende da geometria e da rugosidade da superfície sólida, além do tipo de escoamento do fluido (modo laminar ou turbulento). Assim, acreditamos que as relações da transferência de calor por convecção são bastante complexas em virtude da dependência da convecção em relação a tantas variáveis. Isso não é surpreendente, uma vez que a convecção é o mecanismo mais complexo na transferência de calor (Yunus, Afshin, 1998, p.374).

Observa-se dessa forma, que a complexidade do estudo da transferência de calor advém de um contexto de atrelamento com vários quesitos, por isso, se faz necessário um entendimento específico acerca de cada atributo, para que assim, se possa elucidar acerca do processo de convecção.

No entanto, levando em consideração a percepção de Frank, Raj e Mark (1958) mesmo com tal nível de complexidade que perpetua acerca do entendimento da convecção, pode-se afirmar que independente das suas particularidades, a taxa de transferência de calor por convecção é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura, e é expressa em forma equacional através da lei de Newton do resfriamento, sendo essa:

$$\dot{q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Sendo \dot{q}_{conv} igual a taxa de transferência de calor por convecção em W, h sendo o coeficiente de transferência de calor por convecção em W/m^2K , A_s representa a área de transferência de calor em m^2 , como também, T_s e T_∞ , respectivamente, a temperatura da superfície e a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície, que por denotar uma diferença de temperatura é dada em $^\circ C$ ou K.

Em concordância com Yunus e Afshin (1998), observa-se que a transferência de calor por convecção tem uma ligação direta com a mecânica dos fluidos, sendo essa uma ciência que elucidada diferentes modos de comportamento de um fluido e da inter-relação entre contatos de fluidos com sólidos, nesse sentido, busca-se classificar as diretrizes do escoamento do fluido, de tal modo, a literatura em questão, traz consigo vários conceitos, dentre os quais destaca-se a condição de não deslizamento, tal termo refere-se a um fluido envolto a um sólido o qual é aglutinado à superfície do mesmo, fazendo com que não ocorra o deslizamento de fluido, ou seja, o fluido deterá de velocidade nula no ponto de contato entre o fluido e a superfície sólida, além disso, tal condição, denota o perfil de velocidades obtidos ao longo do escoamento do fluido, conforme está representado na figura 1.

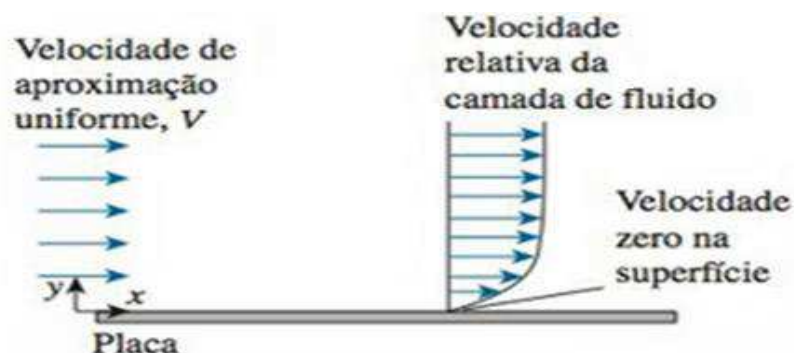


Figura 1 - Perfil de velocidades para um fluido escoando sobre uma superfície estacionária.

Fonte: Çengel, Yunus e Ghajar, Afhin, 1998.

Na figura acima é possível observar o escoamento de um fluido sobre uma placa e a evolução dos gradientes de velocidade, sendo notório a condição de repouso completo na superfície, tem-se de tal forma que a camada que adere à superfície tende a retardar a camada de fluido vizinha.

Na sequência, assim como demonstra Frank, Raj e Mark (1958), observa-se que o escoamento de fluido pode apresentar duas características diferentes quanto a variação da massa específica do mesmo, sendo elas: escoamento incompressível e compressível. Dessa forma, o escoamento incompressível atende a condição de permanência da densidade quase constante em todo o fluido, além disso, o volume representativo de cada parte específica do fluido também atende a condição de invariabilidade. No que tange o escoamento compressível, observa-se então grandes mudanças da densidade no campo de escoamento do fluido, as quais se fazem presente pelas variações consideráveis da velocidade obtida pelo escoamento do fluido, de forma a gerar mudanças significativas na pressão. Contudo, define-se que os meios líquidos geram escoamentos incompressíveis e que em geral os gases são representados por escoamentos compressíveis. Diante disso, para verificação da variação da massa específica no escoamento de gases utiliza-se o número de Mach, o qual é definido pela equação 2, como segue abaixo:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} \quad (2)$$

Onde V é igual a velocidade relativa do escoamento em m/s e c representa a velocidade do som em m/s. Sendo a velocidade do som, para condições de temperatura ambiente e pressão atmosférica, igual a 346 m/s. Considera-se o escoamento incompressível de um gás para valores de $\text{Ma} < 0,3$, de tal forma, é possível desconsiderar os efeitos da variação de compressibilidade do ar para escoamentos com velocidades relativas abaixo de 100 m/s.

Outra característica a se destacar é a consideração do escoamento laminar e turbulento, os quais, em conformidade com Frank, Raj e Mark (1958), definem que para escoamentos que apresentam camadas lisas e ordenadas o fluido é representado por um escoamento laminar, já para escoamentos caracterizados por velocidades elevadas e com diversas variações, o qual detém de um desordenamento no movimento de fluido é denominado de escoamento turbulento. Vale ressaltar a possibilidade de um terceiro tipo de escoamento, provocado pela oscilação entre o escoamento laminar e o escoamento turbulento, o qual é denominado de escoamento de transição. Dessa forma, observa-se as possíveis formações de perfis de escoamento ao longo da camada limite, conforme elucidada a figura 2.

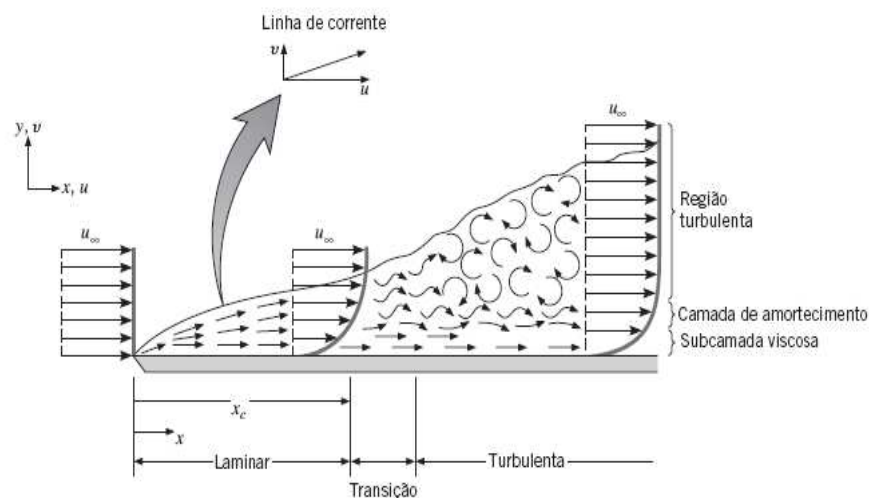


Figura 2 - Diferentes regimes de escoamento ao longo da camada limite sobre uma placa plana.

Fonte: Incropera, Frank et al., 1996.

Além disso, destaca-se uma outra ressalva apresentada por Frank et al (1996) a qual refere-se que o escoamento do fluido na convecção natural é representado por duas atribuições, sendo essas relacionadas com a limitação do escoamento com alguma superfície. A primeira atribuição é a consideração de escoamentos em fronteiras livres, a qual, pode se dar em forma de pluma, por exemplo. De tal modo, essa característica de deslocamento de fluido se dá devido as forças de empuxo, além disso, é valido ressaltar que a pluma tende a dissipar devido aos efeitos viscosos, como também pela diminuição na força de empuxo que é gerada pelo resfriamento do fluido na pluma, é valido salientar, que para a característica de pluma em um escoamento atribui-se como nula a velocidade inicial do fluido. A figura 3, representa o escoamento na camada-limite natural, com a formação de uma pluma na região posterior a um fio aquecido.

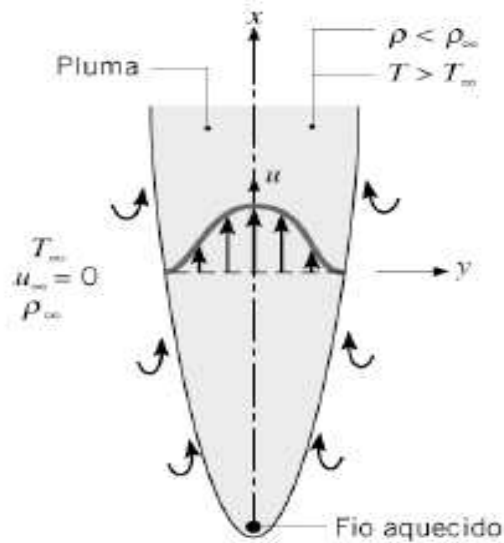


Figura 3 - Escoamento do fluido em superfície livre com a formação da pluma.
Fonte: Incropera, Frank et al., 1996.

Ainda em concordância com tal literatura, é visto que a segunda atribuição relaciona-se com o escoamento de fluido sob uma camada limite, ou seja, a uma limitação quanto a superfície, de tal modo, imagina-se uma placa aquecida que encontra-se envolta por um fluido com uma elevada extensão, de tal forma a temperatura na superfície da placa é maior que a temperatura ambiente, com isso, o fluido que encontra-se perto da placa é menos denso que o fluido distante da placa, e como já visto, pelas forças de empuxo se dá a presença de correntes de fluido, nesse sentido, observa-se a formação de uma camada limite de velocidade e térmica, conforme elucidam os casos (a) e (b) da figura 4.

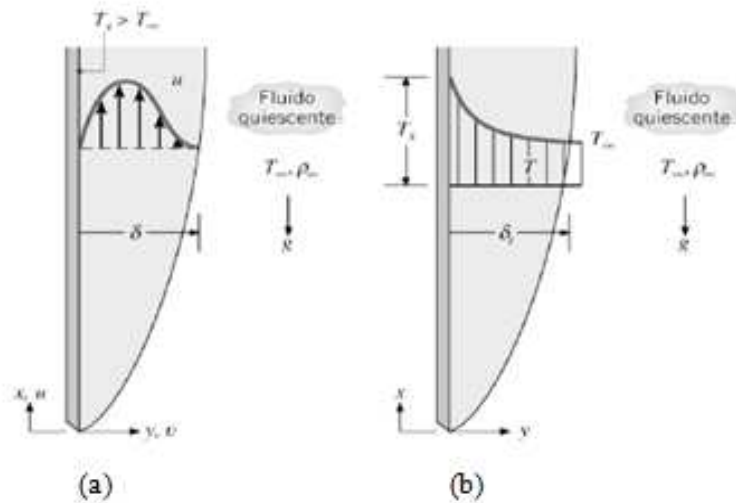


Figura 4 - Perfil de velocidades do fluido na camada limite envolta a uma placa vertical a qual encontra-se aquecida (a), perfil de temperatura do fluido na camada limite sobre uma placa vertical aquecida (b).

Fonte: Incropera, Frank et al., 1996.

2.2 Caracterização das superfícies estendidas

De acordo com Frank et al. (1996), utiliza-se o conceito de superfícies estendidas para retratar dois modos de transferência de calor combinados, os quais são representados pela condução no interior do meio sólido e pela convecção, sendo de caráter natural ou forçado, no meio fluido que envolve o sólido. Destaca-se que o emprego das superfícies estendidas, se dá devido a condição do aumento da taxa de transferência de calor entre o sólido e o fluido presentes no processo de transferência de calor, ou seja, as aletas aumentam a transferência de calor com a imposição de uma superfície maior sujeita a convecção.

Diante disso, conforme a representação atribuída por Frank, Raj e Mark (1958) ao pensar na conjectura de uma aleta-pino e uma placa, tem-se que a base da aleta encontra-se submetida a uma temperatura T_b , de forma que a aleta é constantemente resfriada por um fluido que a envolve, com temperatura T_∞ , com isso, a temperatura da aleta diminui progressivamente. É válido ressaltar que a superfície estendida possui uma área de seção transversal uniforme e é feita de um material com uma condutividade uniforme (k), diante disso, dá-se a presença de um coeficiente de transferência de calor médio (\bar{h}), atribuída a convecção. Vale ressaltar também, que em muitos casos é desprezado a radiação e de certa forma, agrega-se a sua contribuição ao longo do coeficiente convectivo. Nesse pressuposto, tem-se tal representação abaixo.

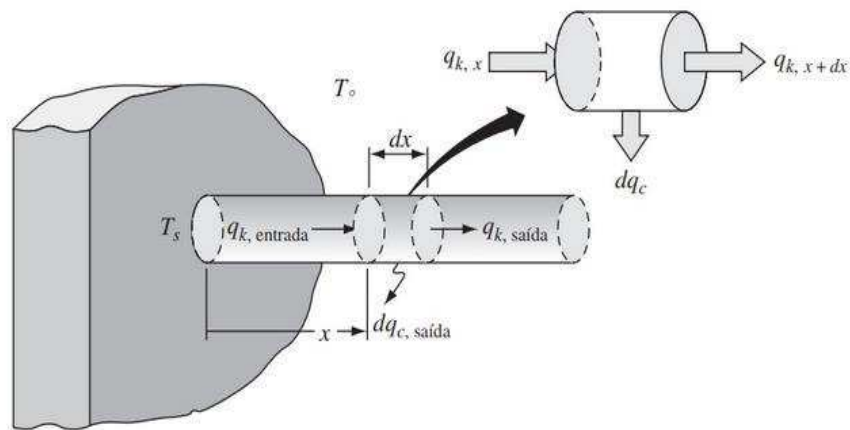


Figura 5 - Representação de uma aleta pino alocada sobre uma superfície, bem como a representação diferencial do elemento e seus respectivos fluxos.

Fonte: Frank, kreith, Raj, Manglik, Mark, Bohn, 1958.

Seguindo os fundamentos de tal literatura, ao realizar-se um balanço de energia ao longo do elemento diferencial da aleta, observa-se que o calor que ingressa por condução na base da superfície estendida, será transferido ao longo do comprimento da aleta por condução e convecção.

Nesse segmento, expõe-se abaixo a figura 6, que expressa alguns modelos de superfícies estendidas.

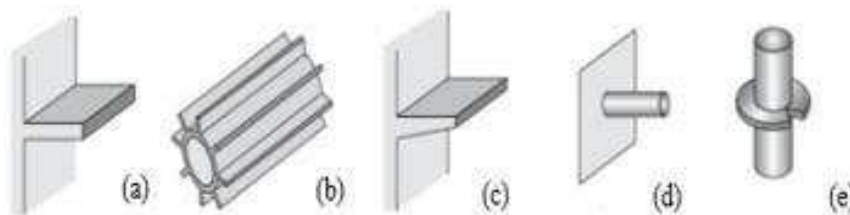


Figura 6 - Modelos de aletas.

Fonte: Adaptada por Frank, Kreith, Raj, Manglik, Mark, Bohn, 1958.

Dessa forma, tem-se para (a) a aleta longitudinal de perfil retangular, (b) tubo cilíndrico com aletas de perfil retangular, (c) aleta longitudinal de perfil trapezoidal, (d) aleta pino cilíndrico e (e) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil cônico truncado.

Em relação os tipos de aletas, de acordo com Leung e Probert (1989), compreende-se que a maior demanda de escolha de dissipadores se dá para a base e aletas do tipo retangular, orientadas na vertical ou horizontal, pelo fato de apresentarem uma forma geométrica simples, estrutura rígida e um custo benefício associado à sua produção.

Contudo, em concordância com Joo e Kim (2015), ao estudarem numericamente dissipadores com aletas retangulares e com aletas piniformes, os mesmos observaram dois viés distintos, associados a dissipação total de calor no dissipador e a dissipação de calor por unidade de massa, diante disso, tornou-se evidente que para o primeiro viés de análise, as aletas retangulares são preferíveis, já para o segundo viés, destacou-se as aletas piniformes, de tal forma, conclui-se assim, que para a escolha do dissipador correto é necessário levar em consideração o peso, volume disponível e dimensões que podem ser atribuídas aos dissipadores frente ao desenvolvimento de um certo equipamento.

Atenuando acerca da concepção de Yunus e Afshin (1998), observa-se que as aletas tem sua utilização empregada em resfriamento de equipamentos eletrônicos, bem como, em resfriamento de cabeçotes de motores, e também na troca térmica entre o ar e fluidos de aparelhos de ar condicionado. Além disso, conforme tal literatura, a utilização de aletas se faz valer diante de valores de coeficientes de transferência por convecção de calor baixos, de tal modo, justifica-se o emprego de aletas quando utiliza-se como resfriamento apenas meios fluidos gasosos e por convecção natural.

Conforme a concepção de Frank et al. (1996), compreende-se que existem diferentes possibilidades de aumentar as taxas de transferência de calor, as quais se destacam em um emprego de aparatos, tais como, bombas e ventiladores que impõe-se um aumento na velocidade do fluido, o que implicaria diretamente em um aumento no valor do coeficiente de transferência de calor, outra forma, seria proporcionar uma diminuição na temperatura ambiente, através de aparatos que controlam as condições térmicas do ambiente, tais como, trocadores de calor ou refrigeradores, porém, tais atribuições geram limitações, as quais estão embargadas ao seu custo adicional. Diante disso, tem-se o destaque de um recurso econômico e eficaz, que é o emprego do aumento das superfícies por onde ocorre a troca de calor por convecção, ou seja, a aplicação de aletas.

Levando em consideração as premissas ditas por Frank, Raj e Mark (1958), tem-se que para melhorar as características de transferência de calor, é necessário realizar uma escolha correta do material da aleta projetada, pois esta introduz efeitos significativos nos gradientes de temperatura, com isso a superfície estendida deve ser constituída de um material com uma alta condutividade térmica, salienta-se conforme denota Yunus e Afshin (1998) que as aletas possuem como material principal o alumínio, devido a sua alta condutividade térmica, baixo custo e a sua resistência à corrosão. Além disso, os gradientes de temperatura em relação a base e a ponta da aleta devem ser os menores possíveis. Nesse sentido, destaca-se que existem diferentes formas e formatos de aletas, sendo que a escolha entre ambas é feita a partir do seu desempenho térmico, custo, peso, espaço disponível, como também, uma análise quanto a extensão na qual as aletas reduzem o coeficiente convectivo na superfície e aumentam a queda de pressão associada ao escoamento sobre as aletas.

Seguindo a concepção de Yunus e Afshin (1998), é possível considerar em uma análise de aletas que o coeficiente de transferência de calor seja uniforme ao longo das superfícies das aletas, no entanto, sabe-se que tal aproximação não se faz por completa verdade, uma vez que o coeficiente de transferência de calor varia o escoamento de fluido ao longo das aletas, por isso, destaca-se que os valores de h serão maiores na ponta da aleta do que na sua base, de tal forma, isso se dá devido a constituição das superfícies sólidas subsequentes próximas a base denigrem o escoamento de fluido, fazendo com que aumente a resistência do movimento de fluido, diferentemente, da ponta da aleta que gera valores irrisórios de resistência ao movimento de fluido. Contudo, estima-se que o acréscimo de aletas pode gerar diminuição na transferência de calor, pois contribuem para a diminuição do coeficiente de transferência de calor, mesmo proporcionando uma área superficial de troca de calor maior.

Levando em consideração ainda tal literatura, considera-se que é necessário atribuir um valor correto para a altura da aleta, pois sabe-se que quanto maior for o seu valor, de forma proporcional, maior será área de transferência de calor, o que proporcionara uma maior taxa de transferência de calor entre a aleta. Diante disso, ao pensar em uma aleta com um valor de altura extremamente grande, e recordar-se do que foi visto na concepção de funcionamento de uma superfície aletada, é notório que pelos efeitos convectivos a partir da superfície da aleta gera-se uma diminuição na temperatura ao longo da mesma, o que nesse caso, atenderia a um certo comprimento a temperatura ambiente, ou seja, a partir desse ponto da superfície estendida não haveria mais contribuição frente a troca de calor. Por isso, a uma controvérsia dada pelo

aumento da altura, a qual, gera um aumento de massa no dissipador, um preço maior atribuído a aquisição de material e um maior atrito com o fluido de resfriamento. Dessa forma, o aumento da altura da superfície estendida só pode ser empregado se os benefícios agregados superarem os custos adicionais.

Uma outra questão abordada, dada por Frank et al. (1996) é que o desempenho de um dissipador de calor é mensurado em termos da resistência térmica combinada com a convecção natural. Diante disso, a resistência térmica é mensurada pela equação abaixo:

$$R_t = \frac{T_s - T_\infty}{\dot{q}} \quad (3)$$

Com isso, tem-se que a resistência térmica será dada pela razão entre a diferença de temperatura da superfície do dissipador e do ambiente, dados em °C, e pela correspondente taxa de transferência de calor da aleta, dada em W. Com isso, a unidade da resistência térmica é dada em °C/W. Portanto, é visto por tal equação que um valor baixo de resistência térmica estará associado a uma pequena queda de temperatura através do dissipador, o que configura uma elevada eficiência da aleta.

Levando em consideração as especificações do projeto de aletas, e atenuando-se sobre a percepção de Frank, Raj e Mark (1958) observa-se que as aletas devem ser postas ao lado das superfícies de troca de calor, e que são atribuídas ao dissipador pelo aumento da transferência de calor, dessa forma, compreende-se também que não há nenhuma garantia de que a inclusão de aletas venha a aumentar a transferência de calor, uma vez que a superfície estendida representa de certo modo uma resistência condutiva, diante disso, a sua inclusão só é válida se o requisito da ampliação da troca térmica justificar o aumento do custo e complexidade associada as aletas.

Por fim, de acordo com Frank et al. (1996), tem-se que em termos de efetividade das aletas, destaca-se as aletas finas, e com menor passo entre as superfícies estendidas, no entanto, é notório que tal espaçamento deve assumir um valor que não prejudique o escoamento do fluido entre as aletas, o que pode reduzir significativamente o coeficiente convectivo.

3 PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

A fim de prever um melhor entendimento sobre a metodologia de estudo do projeto em questão, desenvolveu-se um fluxograma que ramifica-se em duas partes, conforme elucida a figura 7.

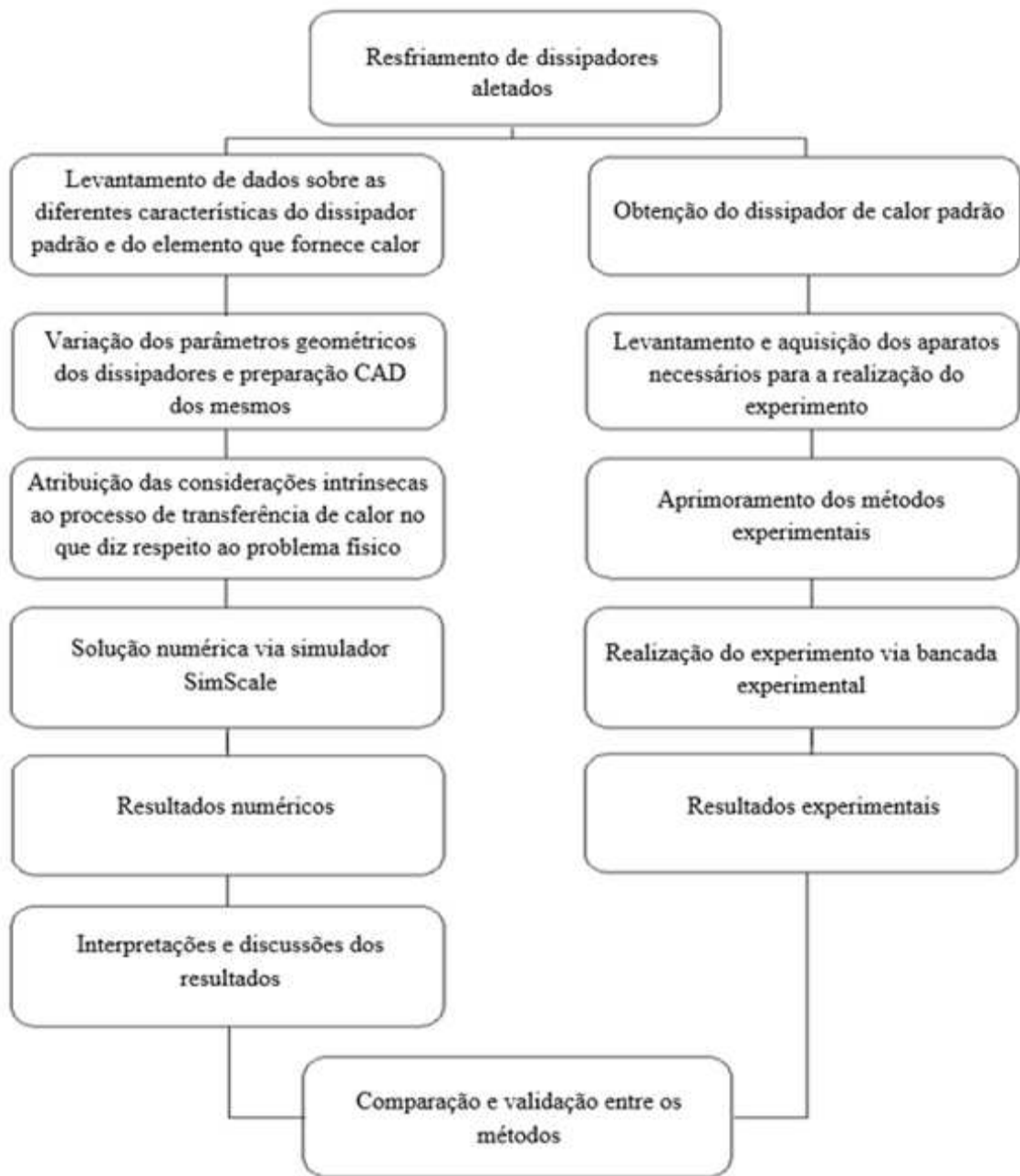


Figura 7 - Fluxograma representativo das metodologias empregadas para a resolução do trabalho vigente.
 Fonte: Autor, 2021.

Com isso, o estudo abordado no presente trabalho, compreende-se como uma perspectiva de cunho físico, a qual é analisada por simulações numéricas e investigação experimental.

Inicialmente, buscou-se pela escolha do problema em questão, a qual foi motivada pela sua ênfase corriqueira como um solucionador presente para a refrigeração de componentes eletrônicos. Em seguida, optou-se por um caso prático, o qual, refere-se na geração de calor promovida pela conversão de energia elétrica em calor de um transistor de uma placa fonte de um rádio monocanal, o qual, encontra-se alocado na base de um dissipador de aletas trapezoidais, e emana uma certa quantidade de potência ao longo da seção do dissipador. Além disso, observa-se que durante o funcionamento do equipamento em questão, não há a presença de mecanismos de refrigeração que geram um fluxo forçado sobre o dissipador, e a única forma

de resfriamento presente é o ar ambiente, por meio da convecção natural. Diante disso, é possível denotar três fenômenos físicos distintos presentes na abordagem de tal análise, sendo eles: a transferência de calor em um meio sólido, em um meio fluido e a fluidodinâmica proporcionada pelos gradientes de temperatura. Para que se torne mais evidente o estudo de caso referido, será ilustrada a figura 8 que expressa a modelagem física da problemática em questão.



Figura 8 - Representação do transistor de potência acoplado no dissipador de calor padrão.
Fonte: Autor, 2021.

Nesse segmento, realizou-se de forma prática as medições dos parâmetros geométricos constituintes do dissipador de calor com aletas trapezoidais que se encontram no aparato de estudo, e posteriormente atribuímos a representação via CAD do mesmo através do software computacional SolidWorks, conforme denota a figura 9. Além disso, foram elucidadas via a tabela 2 as variáveis presentes no espectro geométrico de tal dissipador.

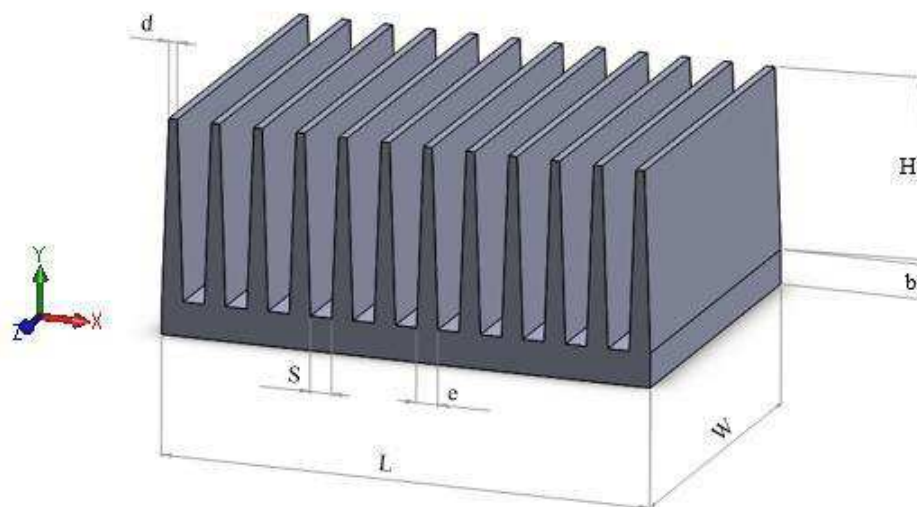


Figura 9 - Representação via CAD do dissipador padrão.
Fonte: Autor, 2021.

| Dissipador | Tipo de aleta | Nº de aletas | e (mm) | d (mm) | H (mm) | S (mm) | W (mm) | L (mm) | b (mm) |
|------------|---------------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Padrão | Trapezoidal | 12 | 5 | 2,5 | 42 | 5 | 84 | 115 | 8 |

Tabela 2 - Atribuições geométricas do dissipador padrão.
Fonte: Autor, 2021.

Assim sendo, tem-se a representação do dissipador padrão de aletas trapezoidais e as suas variáveis geométricas, que representam, respectivamente a medida da espessura da base maior da aleta (e), a medida da espessura da base menor da aleta (d), bem como, a altura da aleta (H), passo da aleta (S), largura da base (W), comprimento da base (L) e a espessura da base (b), ambos com a unidade em milímetros.

Outro fator importante, refere-se ao material do dissipador, sendo que, conforme a especificação do dissipador padrão tem-se que o material do mesmo é o alumínio. No que tange a fonte de calor, observa-se que o componente representativo é o transistor bipolar de potência, cujo modelo é PNP TIP30, e que conforme denota a sua especificação referida no Instituto Newton Braga (2009), delimita uma potência máxima dissipada desse elemento a temperatura ambiente equivalente a 30 W. No entanto, deve-se salientar que por concepção de projeto, utilizou-se uma aproximação da representação de tal componente eletrônico por um aquecedor resistivo, que detém da mesma magnitude de potência dissipada que o transistor, porém a escolha por tal aproximação se fez valer diante da forma com que irá suceder o meio de aquecimento no âmbito experimental. Portanto, representou-se tal aquecedor como um bloco com uma espessura de dez milímetros, e com os mesmos valores de largura (W) e comprimento (L) da base dos respectivos dissipadores, fidedigno ao experimento. Para definição do material do aquecedor resistivo, levou-se em consideração alguns fatores, tais como a condutibilidade e resistividade elétrica, resistência ao calor e acessibilidade quanto ao custo. Diante disso, optou-se por um aquecedor resistivo constituído de aço comercial, cujo material apresenta boas características ao fluxo de elétrons, por possuir um valor consideravelmente alto de condutibilidade e um valor baixo de resistividade, conforme salientado por Callister (2002).

Com isso, é possível obter a montagem representativa dos sólidos que se fazem presente ao longo do processo de transferência de calor, o qual será utilizado ao longo da análise numérica e condicionado a montagem da análise experimental. Dessa maneira, na figura 10 a parte inferior corresponde ao aquecedor resistivo, por onde ocorrerá a geração de calor, sendo que o elemento posterior ao aquecedor é constituído de uma base e suas aletas.

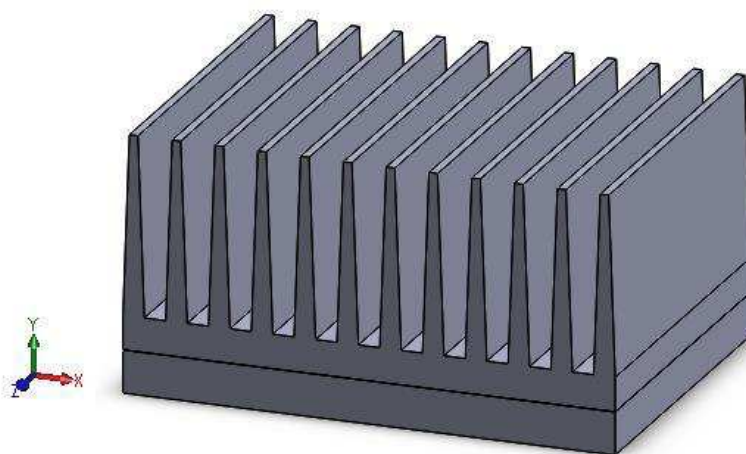


Figura 10 - Representação via CAD do domínio sólido do vigente trabalho, formado pelo dissipador aletado e o aquecedor resistivo.

Fonte: Autor, 2021.

Levando em consideração o enredo enfatizado no levantamento literário do presente trabalho, tornou-se notório a influência significativa ocasionada pelos parâmetros geométricos dos dissipadores quanto ao processo de transferência de calor e os seus desempenhos térmicos respectivos. Diante disso, apresenta-se no referido projeto, diferentes tipos de dissipadores, cujo intuito principal é a variação das grandezas geométricas a fim de verificar de forma quantitativa e qualitativa quais modelos tem maior influência na remoção do calor. Para tal proposta de variação, há três grandezas fixas, sendo elas: a espessura da aleta (t), o comprimento da base (L) e a largura da base do dissipador (W), no entanto, variou-se para um determinado passo da aleta (S) dois níveis de altura (H).

Ao total, foram projetados oito dissipadores de calor, os quais se basearam nas limitações geométricas do dissipador padrão, sendo que foram implementados dissipadores com aletas retangulares e com aletas piniformes de seção quadrada. O conjunto proposto faz com que o espaçamento entre as aletas (S), variem o número de aletas do dissipador de calor. Por conseguinte, para que o número de aletas alocadas na base do dissipador seja inteiro, admite-se uma certa tolerância no comprimento da base (L) e na largura da base (W). Logo, é possível observar as dimensões referidas dos oito dissipadores de calor estudados, o tipo e quantidade de aletas em cada dissipador, conforme expressa a tabela 3 e 4.

| Dissipador | t (mm) Espessura da aleta | H (mm) Altura da aleta | S (mm) Passo da aleta | W (mm) Largura da base | L (mm) Comprimento da base | b (mm) Espessura da base |
|------------|------------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| 1 | 5 | 42 | 4,17 | 84 | 115,04 | 8 |
| 2 | 5 | 50 | 4,17 | 84 | 115,04 | 8 |
| 3 | 5 | 50 | 10,72 | 84 | 115,04 | 8 |
| 4 | 5 | 65 | 10,72 | 84 | 115,04 | 8 |
| 5 | 5 | 50 | 17 | 84 | 115 | 8 |
| 6 | 5 | 56 | 17 | 84 | 115 | 8 |
| 7 | 5 | 50 | 10,68 | 83,4 | 114,76 | 8 |
| 8 | 5 | 35 | 10,68 | 83,4 | 114,76 | 8 |

Tabela 3 - Parâmetros geométricos dos dissipadores projetados.
Fonte: Autor, 2021.

| Dissipador | Tipo de aleta | Nº de aletas |
|------------|---------------|--------------|
| 1 | Retangular | 13 |
| 2 | Retangular | 13 |
| 3 | Retangular | 8 |
| 4 | Retangular | 8 |
| 5 | Retangular | 6 |
| 6 | Retangular | 6 |
| 7 | Piniforme | 48 |
| 8 | Piniforme | 48 |

Tabela 4 - Tipos de aletas e número de aletas constituídas em ambos os dissipadores.
Fonte: Autor, 2021.

Após a determinação das dimensões dos dissipadores projetados, os mesmos foram modelados no pacote computacional SolidWorks, assim como, modelou-se os aquecedores para os demais dissipadores, formando assim o conjunto completo dos aparatos de análise.

Por conseguinte, leva-se em considerações algumas ressalvas necessárias para a execução da análise numérica, as quais referem-se ao campo da transferência de calor propriamente dita, bem como, as propriedades físicas dos meios atuantes na análise. Como visto, na revisão literária a distribuição da temperatura ao longo da aleta se dá a partir de um balanço de energia de um elemento diferencial, no entanto, é necessário levarmos em considerações algumas hipóteses tomadas no vigente trabalho:

- a) O problema é analisado em regime permanente.
- b) O escoamento do fluido se dá na camada-limite laminar.
- c) O fluido é considerado newtoniano.
- d) Ar é o fluido de resfriamento, e utiliza-se da aproximação de Boussinesq, sendo que tal termo considera uma certa diferença de densidade entre o meio interno e externo da camada limite, em detrimento dos efeitos térmicos, gerando assim as forças de flutuação que sustentam o escoamento.
- e) Propriedades físicas constantes do material do aquecedor resistivo, do dissipador de calor e do ar ambiente.
- f) Força gravitacional atuando na direção y e contrária a direção do fluxo de calor.
- g) Considera-se o coeficiente de transferência de calor por convecção constante e uniforme ao longo da superfície de troca de calor da aleta.
- h) Geração de calor, devido a conversão de energia elétrica em calor pelo efeito Joule.
- i) Fluxo de calor uniforme.
- j) Efeitos da radiação desprezíveis na análise numérica, considerando que as temperaturas envolvidas na simulação não apresentam valores suficientemente grandes para os efeitos de troca térmica por radiação, como também pela baixa emissividade do alumínio.
- k) Desconsideração de resistências de contato, entre o dissipador de calor e o aquecedor.

Analisando o embasamento bibliográfico elucidado no projeto, bem como, os predizes demonstrado acima, há subsídios suficientes para resolver o problema via análise numérica, conforme será feito na próxima etapa.

3.1 Análise numérica

Para realizar as simulações numéricas do problema proposto no projeto em questão, utilizou-se o simulador SimScale, o qual representa uma plataforma web que fornece recursos de modelagem e simulação de engenharia, vale ressaltar que o código fonte do navegador é baseado em um outro software de código aberto sendo esse o OpenFOAM, o qual detém dos solvers necessários para resolução das análises numéricas, que envolvem problemas de caráter térmico entre fluidos e sólidos, transferência de calor conjugada, bem como a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o que é de suma importância no presente trabalho.

Nesse segmento, tem-se que o procedimento numérico é dividido em três etapas, as quais serão referenciadas abaixo, com as suas respectivas atribuições.

3.1.1 Etapa de pré-processamento

Garantindo com que a simulação numérica apresente resultados dos requisitos do processo de transferência de calor similares ao ensaio experimental posterior, é indispensável a construção de uma modelagem que represente de forma mais fiel o procedimento experimental. Com isso, a partir dos modelos CAD 3D dos dissipadores de calor e dos respectivos

aquecedores resistivos já desenvolvidos, realiza-se uma importação de tais modelos ao simulador SimScale. Na sequência, é gerado uma extração de volume de fluxo, que delimita a região ocupada pelo fluido, utiliza-se a opção gabinete, a qual representa volumes de fluxo externos, nesse sentido, é necessário dimensionar o espaço ocupado pelo fluido envolto aos meios sólidos presentes na análise. No projeto em questão, utilizou-se uma similaridade, tomando como referência as medidas aplicadas por Tari e Mehrtash (2012) para construção do domínio do fluido. Dessa forma, a altura do domínio corresponde a quarenta vezes a altura do dissipador, já para o comprimento e a largura do domínio de fluido aplicou-se seis vezes as respectivas dimensões do dissipador. De tal forma, observa-se na figura 11, o domínio computacional das simulações numéricas.

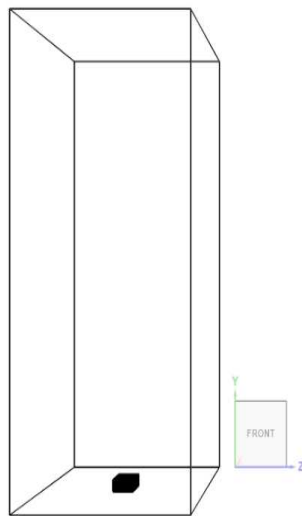


Figura 11 - Representação via simulador SimScale do domínio fluido e sólido do presente trabalho.
Fonte: Autor, 2021.

Posteriormente, atribui-se o tipo de análise que descreve o problema físico em questão, e simule a transferência de calor entre sólidos e fluidos, onde o calor é trocado nas interfaces e transportado por meio de condução entre os sólidos e por convecção em domínios de fluido, o tipo de análise referida traz consigo as equações da continuidade, do momento e da energia do domínio computacional desenvolvido no simulador. De forma, que no presente trabalho escolheu-se o tipo de análise de Conjugate Heat Transfer v2.0.2.

Uma vez escolhida a análise da simulação numérica para o domínio computacional, aplica-se algumas das ressalvas ditas antes de iniciar o procedimento da simulação, assim como elucida a figura 12.

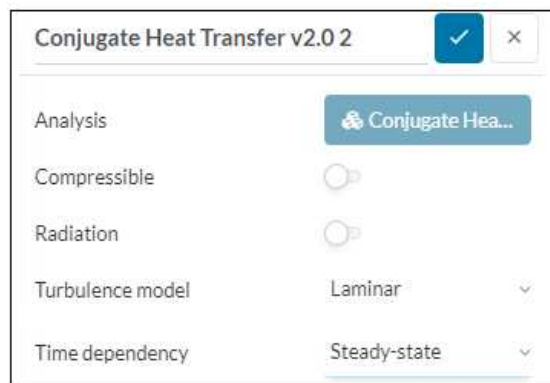


Figura 12 - Representação das atribuições de análise via interface do simulador SimScale.
Fonte: Autor, 2021.

Posteriormente implementou-se os tipos de materiais e as suas propriedades intrínsecas as quais são necessárias para a resolução das equações já ditas, para os diferentes meios contidos na análise. Nesse sentido, tem-se na figura 13, respectivamente para as letras a, b e c, as atribuições para o meio fluido, para o dissipador de calor e para o aquecedor resistivo.

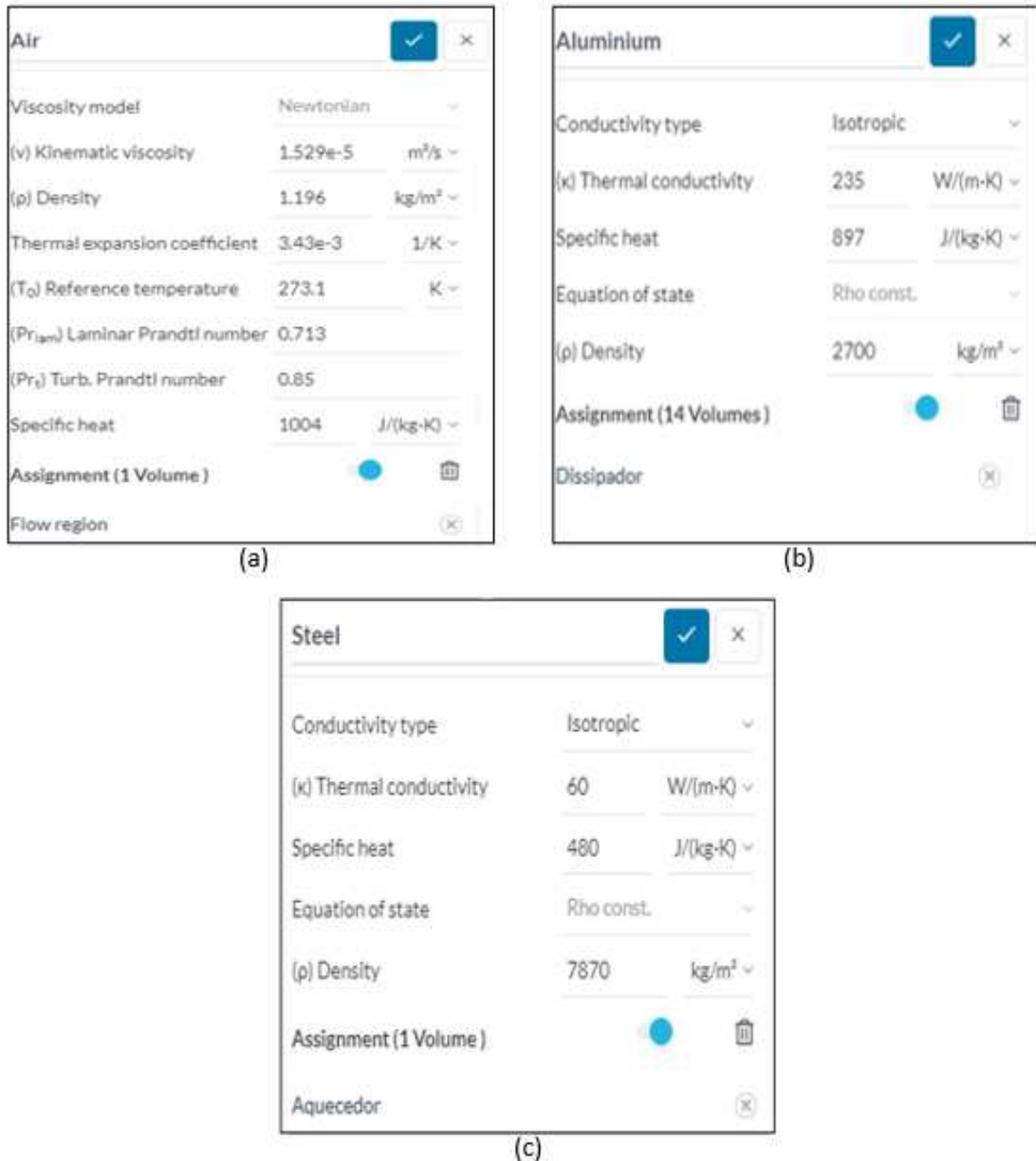


Figura 13 - Atribuição dos materiais para o domínio computacional e suas propriedades termofísicas.
Fonte: Autor, 2021.

Em seguida, define-se as forças que agem no domínio físico em questão, diante disso, tem-se que a única a força atuante na análise é dada pelos efeitos da aceleração gravitacional, a qual encontra-se aplicada na direção y no sentido negativo. Nesse segmento, determina-se as condições iniciais prescritas na análise, as quais consideram-se que no instante inicial, tanto para o domínio fluido quanto para o domínio sólido, a condição imposta à temperatura inicial

é igual a temperatura ambiente, estipulada no presente trabalho com o valor de 293,15 K, o equivalente a 20°C. No que diz respeito a condição de velocidade inicial, considerou-se ao longo dos eixos x, y e z, uma velocidade nula do meio fluido. Já para a condição inicial de pressão, considerou-se a pressão ambiente em todo o sistema, correspondida por 101.325 Pa.

Além disso, impõe-se as condições de contorno, as quais introduzem as condições que se farão presentes no teste experimental. De tal forma, como primeira condição pode-se destacar a superfície inferior do meio fluido, a qual aloca-se o aquecedor resistivo, contudo, vale ressaltar que essa superfície foi considerada adiabática e aplicada a condição de não escorregamento, ou seja, velocidade nula nas interfaces sólido-fluido.

Destaca-se outra condição de contorno, para as faces perpendiculares à base e a face superior do domínio de fluido, que é o estabelecimento da entrada e saída da convecção natural, como também a determinação do limite do domínio aberto a pressão atmosférica e temperatura prescrita, sendo essa igual a temperatura ambiente uniforme.

Prescreve-se também uma condição de contorno fundamental para a análise em questão, que é a imposição de um fluxo de calor constante de 30 W ao aquecedor resistivo, sendo esse, o mesmo fluxo que é imposto pelo transistor TIP 30.

Deve-se nesse momento configurar o solucionador das equações para a simulação numérica, atribuir os fatores de relaxamento e tolerâncias, os quais levam a solução eficaz do problema físico em questão, esses procedimentos são de suma importância, pois garantem a convergência e estabilidade das equações envolvidas. É válido ressaltar que o simulador SimScale utiliza o Método de Volumes Finitos (MVF) para a discretização das equações que governam o problema, além disso, classifica-se como processos iterativos os métodos de solução de matrizes gerados pelo SimScale, diante disso, é necessário reduzir o resíduo das equações vigentes até um valor determinado, denominado de tolerância.

Contudo, utilizou-se no presente trabalho, para a simulação em questão, as configurações padrões para os esquemas numéricos, empregadas pelo simulador SimScale. O solucionador de análise utilizado para a obtenção das temperaturas e das velocidades foi o PBiCG, o qual é caracterizado por possuir um gradiente conjugado e biconjugado pré-condicionado, conforme atribuição pelo OpenFOAM. Já os esquemas numéricos, que determinam como cada equação governante será discretizadas, tanto para a análise em relação a temperatura, tal como para a velocidade o simulador SimScale utiliza o pré-condicionador DILU, o qual, pela atribuição obtida via OpenFOAM, gera uma fatoração incompleta de lower-upper. No entanto, para a análise de pressão modificada, utilizou-se o solucionador GAMG, que representa um solver multigrid geométrico-algébrico generalizado, de acordo com a descrição obtida pelo OpenFOAM, e o pré-condicionador, utilizado para a discretização dos gradientes e divergentes das equações referidas, foi Gauss-Seidel.

Vale ressaltar que os fatores de relaxamento, foram introduzidos, afim de garantir a estabilidade e a convergência para as condições de não-linearidade na equação da quantidade de movimento, e com isso, atribui-se os valores de: 0,7 para a correção de pressão, 0,3 para a equação da velocidade e 0,9 para a equação da temperatura, conforme o padrão gerado pelo simulador SimScale. Além disso, utilizou-se para ambos os casos, tolerância absoluta no valor de 10^{-10} e tolerância relativa igual a 10^{-2} . Cabe ressaltar, conforme denota a documentação técnica do simulador SimScale, que o método das soluções numéricas será interrompido quando o valor do resíduo for inferior a tolerância absoluta, além disso, deve-se atender também uma outra condição onde a razão do resíduo atual pelo inicial tenha valor menor que a tolerância relativa.

Atribui-se nesse momento o controle da simulação numérica, sendo que tal etapa engloba-se aspectos importantes para a execução da simulação. Dentre esses aspectos, tem-se: end time, que representa o tempo final de simulação, ao qual foi estipulado o período de nove

mil segundos, o equivalente a duas horas e meia de simulação, sabendo-se que tal valor pode variar dependo da geometria de cada dissipador para alcançar o regime permanente. Além disso, há o Δt que refere-se ao passo de tempo atribuído na simulação, sendo esse igual a um segundo. Outro aspecto é o write control, o qual controla o instante em que os dados de simulação serão gravados, no vigente trabalho utilizou-se a opção time step e para a opção write interval, a qual determina o tempo utilizado pelo comando write control, especificou-se no valor de quinhentos segundos.

Inclui-se também nessa etapa, o número de processadores utilizáveis à simulação, sendo essa uma opção imposta pelo simulador SimScale e atribuída a dezesseis núcleos via nuvem. Destaca-se também a opção maximum runtime, que diz respeito ao tempo de execução máximo da simulação em tempo real, ao qual concedeu-se o tempo de quinze mil segundos, aproximadamente quatro horas e nove minutos. Por último, destaca-se o algoritmo de decomposição, sendo imposto nesse trabalho o algoritmo Scotch, o qual garante uma simulação mais rápida, através da diminuição dos limites entre os domínios decompostos.

3.1.1.1 Geração da malha no simulador SimScale

É válido ressaltar que o fenômeno físico em questão abrange dois domínios distintos, de tal forma, tem-se o domínio sólido representando pelo dissipador e o aquecedor resistivo, bem como, o domínio fluido representado pelo ar ambiente que está envolto ao dissipador aletado. Com isso, diante de tal contexto, é possível delimitar os domínios cuja a malha será implementada, além disso, é possível atribuir os aspectos construtivos atenuados na interface do simulador SimScale que foram executados no presente trabalho para a geração da malha.

Inicialmente, aplicou-se a escolha do algoritmo de malha padrão, que representa um gerador de malhas baseado no Método de Volumes Finito (MVF), além disso, pelo emprego do item referente a operação padrão presente na interface do tópico de malhas, garante a formação de uma malha não estruturada tridimensional, cujo utiliza elementos tetraédricos e hexaédricos.

Na sequência, aplica-se o dimensionamento da malha, que determina, a quão grosseira ou fina será a discretização da geometria da malha. Por consentimento, atribuiu-se um controle de dimensionamento automático, que gera um ajuste automático das propriedades locais com base em estimativas geométricas. Assim sendo, após a atribuição do dimensionamento é preciso atribuir um nível de finura de malha global, o simulador em questão, detém de uma escala de finura variando de um a dez, sendo um, caracterizada por muito grosso e dez muito fino, contudo, a escolha referida do nível de finura da malha global no presente trabalho foi atribuível ao padrão cinco, caracterizado por fornecer um aspecto moderado entre a precisão e o consumo de recursos computacionais.

Posteriormente, habilitou-se o recurso da malha baseada na física, a qual leva em consideração as condições iniciais, condições de contorno e propriedades dos materiais envolvidos e com isso, captura os elevados gradientes de temperatura, pressão e velocidade nas regiões referidas. Além disso, ativou-se a opção de núcleo de elemento hexadecimal, ou seja, a malha padrão torna-se híbrida, formada assim, por elementos tetraédricos próximos a parede e elementos hexaédricos distantes das paredes. Cabe ressaltar que a opção de números de processadores envolvidos na criação da malha não é opcional para a utilização gratuita do simulador, com isso, a opção é fixa para a criação de malhas com máquinas de até dezesseis núcleos. Diante disso, tem-se que a malha computacional gerada para o aquecedor resistivo e o domínio fluido não apresentam nenhum refinamento local, e são constituídas conforme a malha padrão. No entanto, para o dissipador de calor padrão realizou-se uma análise acerca da influência da malha computacional frente aos resultados obtidos, conforme denota o apêndice

A, de tal modo, com tal análise aplica-se um refinamento local nas regiões da ponta da aleta e na base do dissipador, de forma, a se estender para os demais dissipadores.

3.1.2 Etapa de processamento

Contudo, aplicando-se todos os passos anteriores analisados, é necessário realizar nesse momento a etapa de processamento, a qual refere-se na resolução simultânea das equações da continuidade, de momentum e de energia para o meio sólido e o meio fluido, através dos solucionadores contidos no tipo de análise escolhida do simulador SimScale, o qual leva o tempo necessário até que o sistema de análise atinja o regime permanente. A tabela 5 representa o tempo de processamento de cada um dos dissipadores.

| Dissipador | Tempo de Processamento |
|------------|------------------------|
| Padrão | 2h10min |
| 1 | 1h50min |
| 2 | 1h47min |
| 3 | 2h04min |
| 4 | 2h21min |
| 5 | 1h25min |
| 6 | 2h04min |
| 7 | 5h48min |
| 8 | 4h08min |

Tabela 5 - Tempo de processamento de análise dos dissipadores projetados.
Fonte: Autor, 2021.

3.1.3 Etapa de pós – processamento

Por diante, mostra-se a distribuição da temperatura ao longo dos dissipadores de calor, proporcionada pela interface de pós processamento do simulador SimScale, de forma, que contabiliza-se via tabela, as temperaturas T_b e T_p , respectivas a base na parte central do dissipador e no centro da ponta da aleta, sendo analisada a aleta central de cada dissipador, com isso, é possível calcular a temperatura da superfície da aleta T_s que representa a média entre a temperatura da base T_b e a temperatura da ponta T_p , bem como, é possível visualizar as correntes obtidas pelo escoamento do fluido nas três direções, além disso, obter os campos de temperatura atingido pelo fluido. De fato, esses embasamentos serão enfatizados no tópico posterior.

Vale destacar, que no vigente trabalho o ponto de análise para verificação das temperaturas ao longo do dissipador, sucedeu-se a partir dos estudos realizados por Vilson (2015), o qual em uma análise experimental verificou-se quanto ao posicionamento dos termopares na ponta da aleta e as respectivas temperaturas obtidas, observando-se assim, uma uniformidade da temperatura ao longo dessa seção.

É válido ressaltar que para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor numérico, utilizaremos o princípio da lei do resfriamento de Newton, a qual, realizando os ajustes necessários e isolando o coeficiente médio de transferência de calor, tem-se:

$$\bar{h}_{\text{num}} = \frac{\dot{q}}{A_s(T_s - T_\infty)} \quad (4)$$

Sabe-se que na simulação numérica toma-se como atribuição, a ideia de que o calor fornecido pelo aquecedor resistivo é uniforme ao longo do dissipador de calor, ou seja, não são consideradas perdas de calor ao longo da análise numérica, nesse sentido, o fluxo de calor (\dot{q}) que ingressa ao dissipador corresponde a potência do aquecedor, dada em W. Nessa equação, há também o termo A_s , que representa a área superficial total do dissipador em contato com o fluido, expressa em m^2 . Sendo $T_s - T_\infty$, a diferença de temperatura da superfície do dissipador obtidas via simulação numérica, e da temperatura do fluido distante do dissipador, previamente estabelecida, dadas em $^\circ C$ ou K.

Contudo, tem-se que a área da superfície do dissipador de calor em contato com o fluido é calculada por três modos, respectivamente para as aletas trapezoidais, retangulares uniformes, e piniformes de seção quadrada. Conforme seguem nas equações seguintes.

$$A_{s, \text{aletas trapezoidais}} = LW + 2(bL + bW) + n \left(2 \left(\frac{(e+d)H}{2} \right) + 2WH + dW \right) \quad (5)$$

$$A_{s, \text{aletas retangulares}} = LW + 2(bL + bW) + n(2WH + 2tH + tW) \quad (6)$$

$$A_{s, \text{aletas piniformes}} = LW + 2(bL + bW) + n(4tH + t^2) \quad (7)$$

Dessa forma, tem-se subsídios necessários para determinar o coeficiente médio de transferência de calor numérico, conforme será denotado em tópicos posteriores.

3.2 Metodologia experimental

No que tange o procedimento experimental para a obtenção das temperaturas ao longo do dissipador padrão, tem-se abaixo a modelagem da bancada experimental desenvolvida no presente trabalho.

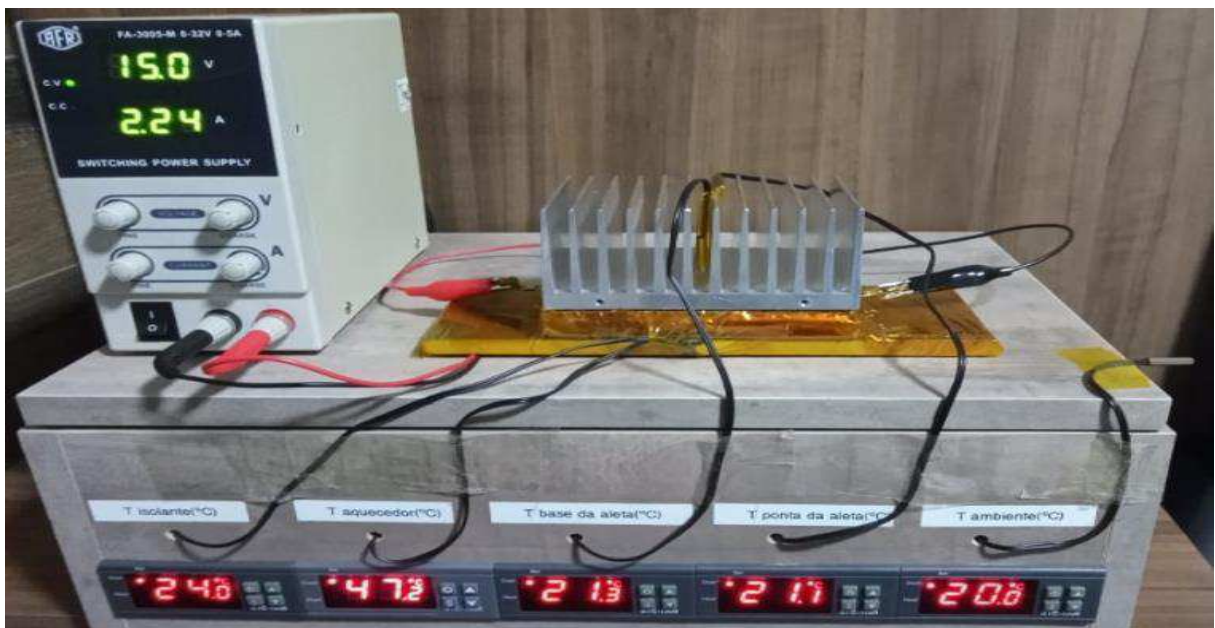


Figura 14 - Representação do procedimento experimental.
Fonte: Autor, 2021.

3.2.1 Levantamento do aparato experimental

Nesse esquema experimental será utilizado uma base de MDF, que serve como um isolante térmico, ou seja, garante uma redução nas perdas de calor referente a superfície inferior do aquecedor, o qual possui uma dimensão equivalente a 213 mm de comprimento, 84 mm de largura e 8 mm de espessura, além disso, é válido ressaltar que o material de MDF possui uma condutividade térmica correspondente a 0,15 W/mK, conforme denota a tabela das propriedades termofísicas dos materiais ao longo da literatura de Frank, Raj e Mark (1958). Outro aparato utilizado é o aquecedor resistivo, sendo esse do tipo placa, o qual é constituído por duas chapas de aço, cujo comprimento e largura são idênticos ao do dissipador padrão, no entanto detêm de uma espessura de 2 mm, cabe ressaltar também a presença de uma resistência de níquel cromo 80/20, de diâmetro de 6 mm, sendo essa caracterizada por suportar elevadas temperaturas, e converter a energia elétrica recebida em energia térmica para o sistema, dessa forma, tal resistência possui dois terminais que são utilizados para realizar a conectividade com os cabos da fonte de potência.

Nesse sentido, destaca-se também o dissipador de calor, sendo esse o mesmo que encontra-se acoplado na fonte dos rádios monocanais. Tem-se também a presença de cinco termostatos digitais STC-1000, utilizados para obter as medições de temperatura nos pontos de análise, os mesmos são constituídos de sondas térmicas, sendo essas formadas por dois fios de cobre estanhados e um sensor de temperatura NTC em uma extremidade, sendo que tal sensor é protegido por uma cápsula de aço inox, cabe ressaltar, que a faixa de aferição de temperatura de tais sensores compreende-se entre -50 °C a 120 °C e que a sua precisão varia de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$. Contudo, para tal experimento, se faz necessário também deter de uma fonte de potência digital, a qual fornece o fluxo de calor sobre a resistência elétrica, com isso, a fonte de potência ajustável utilizada no vigente trabalho é da marca AFR, modelo FA-3005-M, de modo que a sua tensão de saída pode variar de 0 - 32V e a sua corrente de saída de 0 - 5A. Vale ressaltar, a presença de um ar condicionado split de 12000 BTU/h que irá manter a temperatura ambiente, de certa forma constante, e próxima a 20°C.

3.2.2 Montagem do aparato experimental

De forma inicial, é necessário levar em consideração o posicionamento dos sensores de aferição de temperatura, com isso, como já visto pelo procedimento numérico, o ponto de análise das temperaturas no dissipador se dá de forma idêntica no procedimento experimental. No entanto, em tal experimento sabe-se que uma parcela do calor gerado pela resistência será perdida por condução pela base de MDF, dessa forma, para contabilizar tal perda é necessário aferir a temperatura do aquecedor resistivo e do isolante térmico, com isso, será acoplado um sensor no centro da superfície da placa inferior do aquecedor, bem como, o acoplamento de um sensor no centro da superfície inferior do isolante. Vale lembrar que será utilizado um sensor para a aferição da temperatura ambiente, e que a fixação dos sensores nas respectivas superfícies se dá por intermédio de uma fita térmica, que não influencia nas medições.

Após o alocamento das sondas térmicas nos respectivos pontos de análise, realiza-se a montagem dos demais componentes experimentais. Nesse sentido, afim de reduzir a resistência térmica do ar, ou seja, evitar com que haja uma camada de ar presente entre o dissipador e o aquecedor, realiza-se a fixação entre esses dois componentes através de quatro pinos, que geram uma pressão e um encaixe satisfatório entre ambos. Como forma de fixação entre o aquecedor e a base de MDF, utiliza-se uma fita térmica do tipo Kapton, a qual suporta elevadas temperaturas e não compromete o processo de transferência de calor analisado.

3.2.3 Aplicação das técnicas experimentais

Garantindo determinadas premissas é possível realizar o procedimento experimental, dessa forma, é necessário garantir as condições térmicas do ambiente o mais próximo possível de 20°C, como também uma distância considerável do aparato experimental em relação as correntes de ar designadas ao aparelho de ar condicionado, além disso, é necessário deter do total acoplamento dos sensores térmicos nos respectivos pontos de análise e a conexão dos mesmos aos termostatos, tem-se também que os cabos da fonte de potência devem estar conectados com os terminais da resistência elétrica, diante disso, com a satisfação de tais premissas, a fonte utilizada é alimentada com energia elétrica, de forma que a mesma encontra-se setada para uma saída de tensão de 15 V, na qual se obtém uma corrente de 2,24 A sobre o aquecedor, com isso, tal fonte irá dissipar uma potência de 33,6 W sobre o aquecedor, de fato, conforme a realização de testes pilotos, observa-se que tal fluxo é o que mais se aproxima daquele imposto numericamente. Por diante, realiza-se a captação das temperaturas envolvidas no experimento a cada 5 minutos até o período em que o regime permanente for satisfeito ao longo do dissipador, de fato que após atingido tal regime, gera-se um levantamento das últimas seis capturas de temperatura nos pontos de análise, e realiza-se uma média aritmética entre tais valores, nos respectivos pontos.

Nesse segmento, obtendo as faixas das temperaturas médias experimentais, tal como os valores de tensão e corrente da fonte de potência, as condutividades térmicas dos materiais envolvidos, e as suas respectivas dimensões, é possível obter experimentalmente o coeficiente médio de transferência de calor, sabe-se que a diferença do cálculo para a obtenção do \bar{h} referente ao procedimento numérico, conforme denota a equação 4, é que o fluxo de calor imposto ao aquecedor, não apresenta característica uniforme, ou seja, é necessário contabilizar a perda de calor por condução ao isolante térmico e desconta-la do fluxo dissipado pela fonte de energia. Dessa forma, o fluxo de calor (q_d) que será ingresso ao dissipador, é representado por:

$$q_d = P - q_i \quad (8)$$

Sendo, P a potência fornecida ao aquecedor em W, dada pelo produto da corrente pela tensão da fonte ajustável e q_i igual ao fluxo de calor cedido ao isolante térmico, por condução em W. Sabe-se que q_i , é dado por:

$$q_i = \frac{kA\Delta T}{L} \quad (9)$$

Sendo k igual a condutividade térmica da base de MDF em W/mK, bem como, A igual a área do isolante térmico em m², ΔT a diferença de temperatura entre o aquecedor resistivo e o isolante em K, e L igual a espessura da base de MDF em m.

Com isso, o coeficiente médio de transferência de calor experimental é obtido pela equação abaixo:

$$\bar{h}_{exp} = \frac{q_d}{A_s(T_s - T_\infty)} \quad (10)$$

Nesse pressuposto, brevemente, discute-se sobre os resultados obtidos em ambos os métodos, comparando e elucidando os seus respectivos desvios frente a validação do projeto. Cabe ressaltar que o confronto entre os resultados numéricos e experimentais se dá pelo cálculo

do desvio relativo tendo como base o resultado numérico, de tal forma, calcula-se o mesmo pela equação abaixo:

$$\text{desvio relativo} = \frac{|\text{valor numérico} - \text{valor experimental}|}{\text{valor numérico}} \quad (11)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Apresenta-se nesse tópico, os resultados obtidos numericamente através do simulador SimScale, diante disso, mostra-se as temperaturas numéricas atingidas pelos dissipadores de calor com as atribuições impostas, os campos de temperatura do meio fluido, bem como, as correntes obtidas pelo escoamento de fluido, como também apresentam-se os coeficientes médio da transferência de calor numéricos para cada dissipador aletado. Gera-se também, os resultados obtidos experimentalmente no que tange os atributos do processo de transferência de calor para o dissipador padrão, e as devidas comparações entre os métodos elucidando assim as diferenças obtidas entre ambos.

4.1 Resultados oriundos das simulações numéricas

Dessa forma, demonstra-se nas figuras abaixo, a caráter de exemplo, a distribuição das temperaturas obtidas ao longo da seção dos dissipadores de calor 3 e 7, com a aplicação de um fluxo de calor de 30 W, sendo que tais temperaturas equivalem aquelas obtidas no regime permanente.

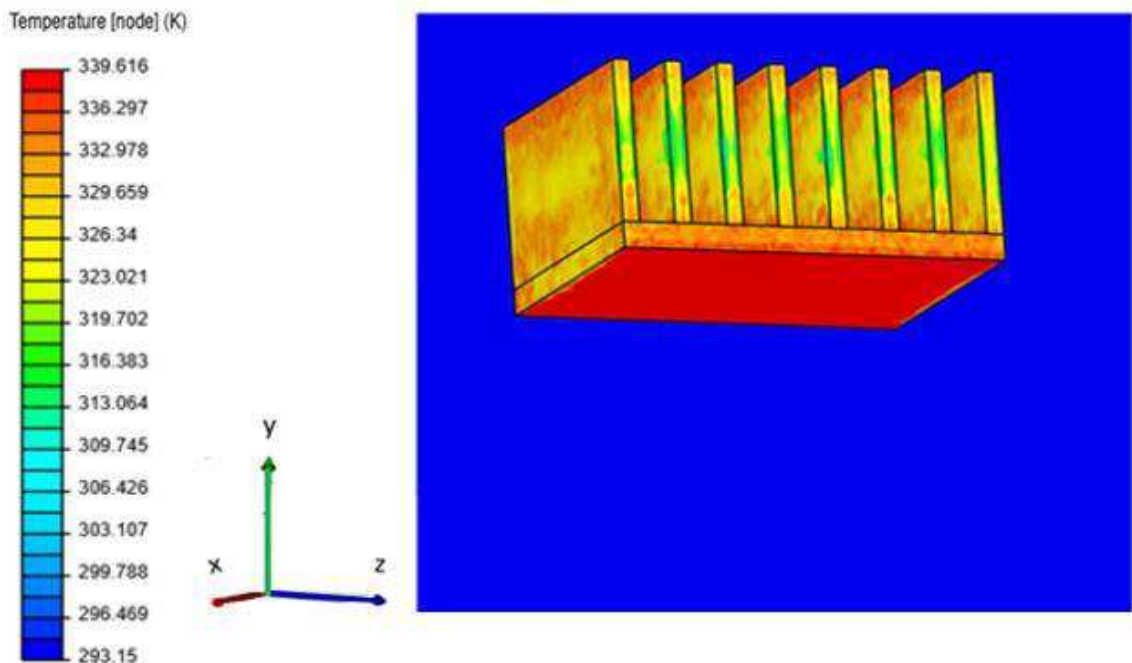


Figura 15 - Distribuição da temperatura ao longo do dissipador de calor 3, de aletas retangulares.
Fonte: Autor, 2021.

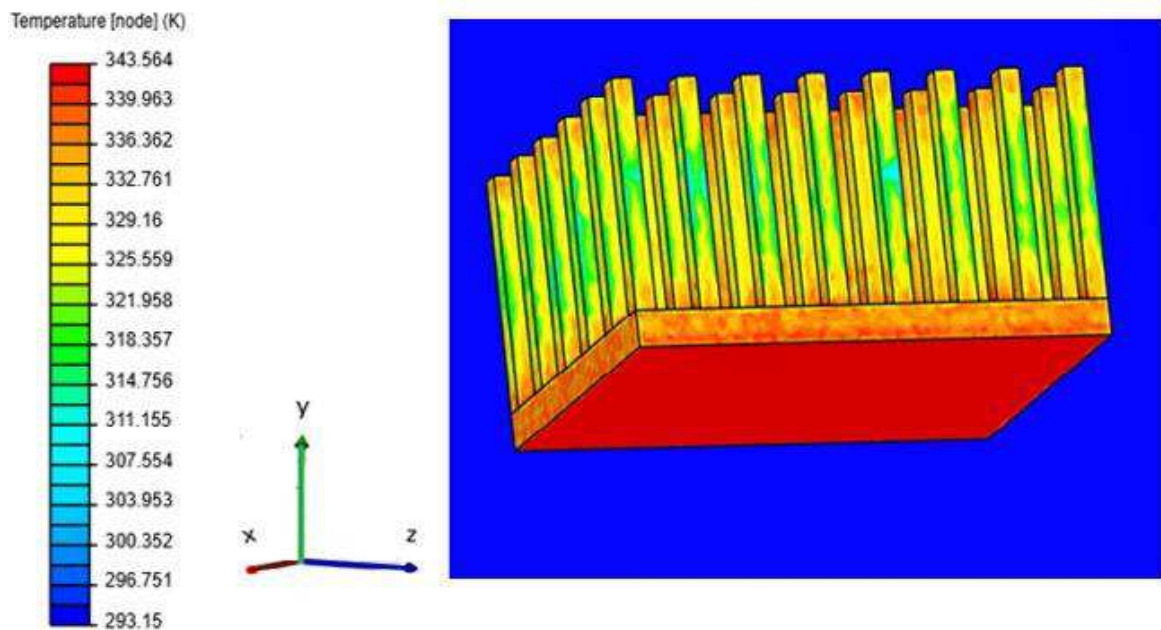


Figura 16 - Distribuição da temperatura ao longo do dissipador de calor 7, de aletas piniformes.
 Fonte: Autor, 2021.

A partir de tal figura, é possível observar o comportamento do gradiente de temperatura ao longo do dissipador de calor, é notório que a base do dissipador deterá de valores de temperatura maiores, pois o calor transferido por condução pelo aquecedor resistivo chega inicialmente nesse ponto, de tal forma, conforme a altura da aleta aumenta é possível observar um valor de temperatura menor, devido a dissipação do calor por condução por meio do material da aleta e pela convecção por meio do escoamento de ar ao longo da superfície aletada. Além disso, ao observar a temperatura nos nós que circundam os elementos da malha numérica, para as regiões da ponta e da base do dissipador, observa-se que entre os nós que formam cada região não há uma variação consideravelmente elevada, fazendo-se verdade a análise experimental de Wilson (2015), de tal forma, aceita-se a ideia de que nesses pontos a temperatura é praticamente uniforme.

Diante disso, expressou-se via tabela os resultados obtidos das temperaturas numéricas para a base e a ponta da aleta do ponto mais central dos dissipadores de calor estudados, como também a temperatura superficial de cada dissipador, e a diferença de temperatura entre a superfície do dissipador e a temperatura ambiente equivalente a 20°C, conforme expresso abaixo.

| Dissipador | T _{base} (°C) | T _{ponta} (°C) | T _{superficial} (°C) | ΔT (°C) |
|------------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|---------|
| Padrão | 69,22 | 60,28 | 64,75 | 44,75 |
| 1 | 76,54 | 65,55 | 71,04 | 51,05 |
| 2 | 71,81 | 63,18 | 67,50 | 47,50 |
| 3 | 65,33 | 56,38 | 60,86 | 40,86 |
| 4 | 58,52 | 42,27 | 50,40 | 30,40 |
| 5 | 69,64 | 61,47 | 65,56 | 45,56 |
| 6 | 67,30 | 61,02 | 64,16 | 44,16 |
| 7 | 68,71 | 55,92 | 62,32 | 42,32 |
| 8 | 79,87 | 70,59 | 75,23 | 55,23 |

Tabela 6 - Temperaturas numéricas analisadas ao longo dos dissipadores de calor.

Fonte: Autor, 2021.

Observa-se diante da tabela 6, uma relação direta entre a temperatura da base e a diferença de temperatura com o fluido, dessa forma, tem-se que quanto maior a temperatura da base, maior será o valor do gradiente de temperatura, e isso, se explica devido a condutividade térmica do ar deter de um valor expressivamente pequeno, sendo esse, na temperatura ambiente de 20°C e pressão atmosférica de 101.325 Pa, correspondente a um valor aproximado de 0,0258 W/m²K, conforme denota a tabela das propriedades termofísicas dos materiais ao longo da literatura de Frank et al. (1996).

No entanto, outro parâmetro importante de análise de otimização térmica entre os dissipadores analisados é a temperatura alcançada por tais dissipadores pela potência fornecida pelo aquecedor resistivo. Nesse sentido, verifica-se qual dos dissipadores geraria a menor diferença térmica durante a imposição da potência de trabalho do componente eletrônico, e estima-se que o dissipador que gerou os menores valores de temperatura é considerado o melhor dentre os testados.

Diante disso, realiza-se um gráfico que representa as diferenças de temperaturas numérica obtidas pelos dissipadores analisados. Assim como segue abaixo.

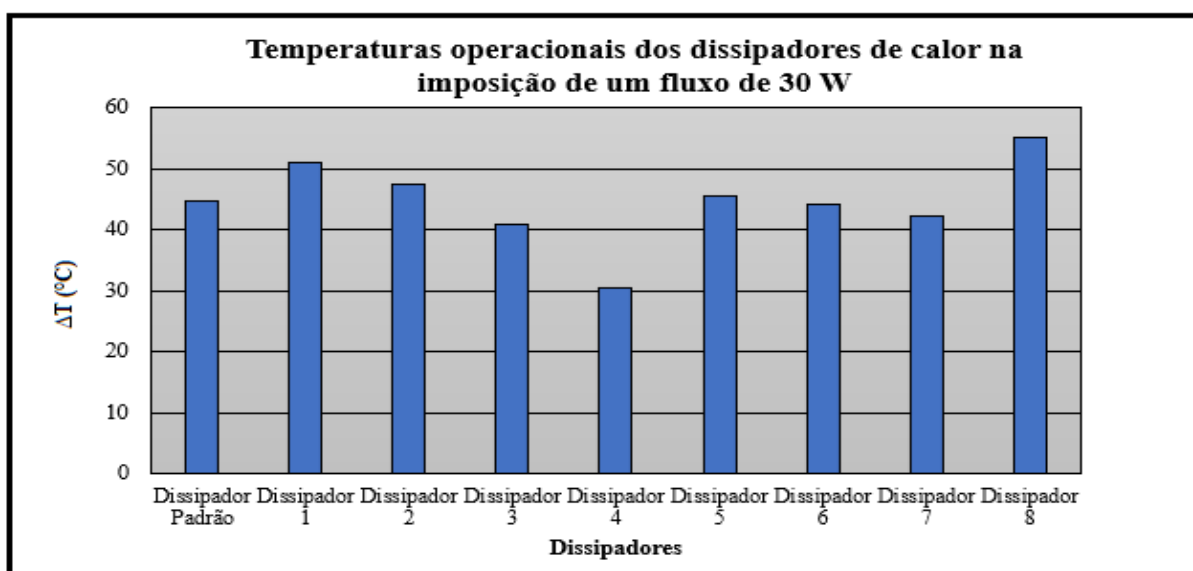


Gráfico 1 - Temperaturas operacionais atingidas pelos dissipadores analisados com a imposição de um fluxo de calor de 30 W.
Fonte: Autor, 2021.

Elucidando a comparação dos dissipadores projetados com o dissipador padrão de aletas trapezoidais, observa-se que há dissipadores que atingem uma temperatura operacional menor do que o dissipador que encontra-se atualmente acoplado nas fontes do rádio monocanal. Dentre eles, destacam-se os dissipadores 3, 4 e 6 de aletas retangulares e o dissipador 7 de aletas piniformes de seção quadrada.

Além disso, compreende-se pelo gráfico uma influência direta da altura dos dissipadores de calor quanto a diferença de temperatura obtida pelos mesmos. Verifica-se que entre os dissipadores de calor com o mesmo espaçamento, porém com diferentes alturas, destaca-se que o dissipador que possui a maior altura gera a menor diferença de temperatura.

Diante disso, observa-se que dentre os dissipadores com aletas retangulares em destaque, tem-se que além da altura da aleta, outro parâmetro a ser levado em consideração é a magnitude da área de troca de calor por convecção dos dissipadores, e o espaçamento entre aletas. Contudo, afirma-se que devido aos dissipadores 1 e 2 deterem de um número maior de

aletas, ou seja, um menor espaçamento entre as superfícies estendidas gera-se assim como é visto na revisão bibliográfica, um certo bloqueio frente ao escoamento ascendente do fluido, assim sendo, mesmo por possuírem uma maior área superficial do que os demais dissipadores, apresentam uma diferença de temperatura maior do que os demais. Por diante, comparando os dissipadores 4 e 6, observa-se que a área superficial do dissipador 4 é maior que do dissipador 6, devido a um valor menor do espaçamento entre as aletas, dessa forma, o dissipador 4 possui um número de aletas maior que o dissipador 6, o que contribui para a remoção do calor, além disso, o mesmo possui uma altura maior em comparação ao dissipador 6, por isso, o dissipador 4 comporta-se melhor dentre os dissipadores com aletas retangulares em relação as diferenças de temperatura atingidas pela potência fornecida. Vale salientar, que o dissipador 7 também merece destaque, pois mesmo obtendo uma diferença de temperatura maior que a do dissipador 3 e 4, porém, menor que a do dissipador 6, tal dissipador se caracteriza por possuir uma área total de convecção muito menor que os dissipadores com aletas retangulares, gerando um melhor espaçamento entre as aletas, o que gera um escoamento mais livre de fluido entre as superfícies estendidas.

Nesse segmento, é visto que o dissipador 3 mesmo possuindo uma altura menor de aleta que o dissipador 6, obtém uma temperatura operacional menor, isso se explica, pelo maior número de aletas e maior área de troca de calor. O que de tal modo, lhe confere uma maior eficiência térmica, diante disso, é notório, que o padrão de dissipador de aletas retangulares 3 e 4 apresentam um espaçamento entre aletas qualificado, uma vez, que geram as menores temperaturas operacionais.

Outro ponto a se destacar é a resistência térmica por convecção, que conforme elucidado pela revisão bibliográfica, tem-se que quanto menor for o seu valor, o calor irá se dissipar com maior facilidade, e tendo em vista, o seu equacionamento, observa-se que ao atribuir um fluxo uniforme de calor, quanto menor for a diferença de temperatura obtida pelo dissipador de calor, de forma proporcional, menor será o valor da resistência térmica combinada com a convecção. Com isso, observa-se que os dissipadores de calor que apresentam uma menor resistência térmica por convecção, serão os mesmos que apresentaram as menores temperaturas operacionais, ou seja, dentre os dissipadores de aletas retangulares destacam-se os dissipadores 3 e 4, já entre os dissipadores piniformes de seção quadrada destaca-se o dissipador 7, de tal forma, esses dissipadores apresentam maior eficiência da aleta frente ao resfriamento devido a ampliação do fluxo de calor.

Com o intuito de analisar os campos de temperatura obtidos pelo fluido na troca de calor com o dissipador, assim que atingido o regime permanente, utiliza-se como exemplo uma vista em corte ao longo da aleta central dos dissipadores 1 e 3, e verifica-se assim o comportamento dos gradientes de temperatura do fluido. Dessa forma, tem-se as figuras 17 e 18, que denotam, respectivamente a representação do campo térmico resultante do fluido que circunda os dissipadores 1 e 3.

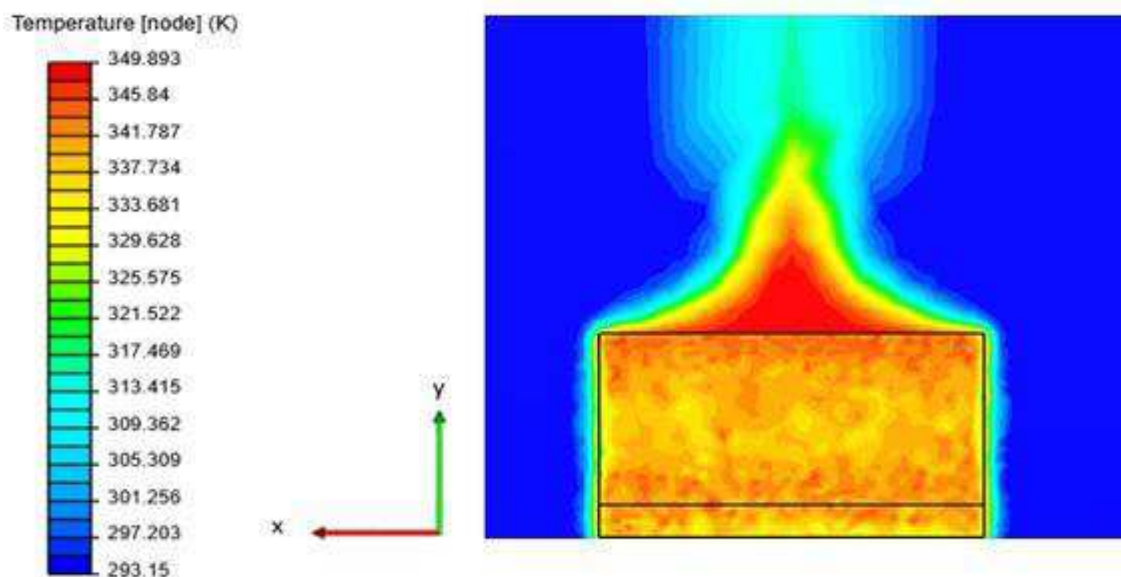


Figura 17 - Campo de temperatura do fluido ao longo do dissipador 1.
Fonte: Autor, 2021.

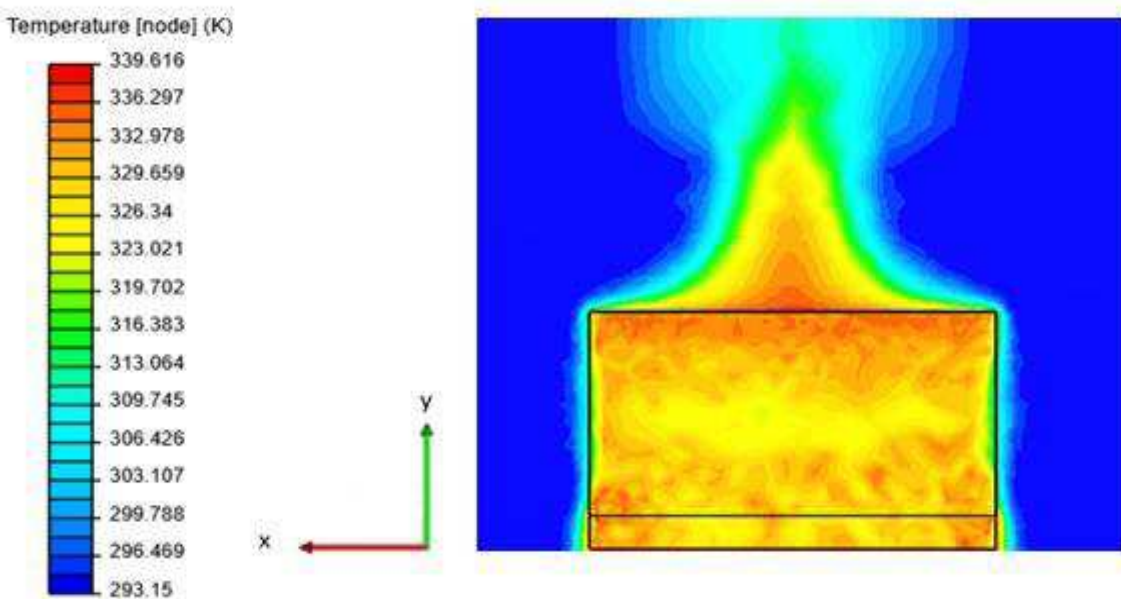


Figura 18 - Campo de temperatura do fluido ao longo do dissipador 3.
Fonte: Autor, 2021.

Observa-se que a temperatura no fluido é elevada próximo a superfície do dissipador de calor, a qual perde magnitude assim que se distancia do mesmo. Ao compararmos os dissipadores, compreende-se que o dissipador 1 apresenta ao longo da sua estrutura uma temperatura maior em comparação com o dissipador 3, o que de fato, faz com que as temperaturas do meio fluido envolto ao dissipador acresçam, dessa forma, os gradientes de temperatura serão maiores para o dissipador 1 do que para o dissipador 3. Além disso, conforme analisado na revisão bibliográfica, o escoamento de fluido em fronteiras livres em convecção natural, tende a escoar em forma de pluma, sendo essa caracterizada por um formato em “U” invertido no campo térmico, similares aquelas formadas na parte superior do dissipador de calor conforme elucidam as figuras 17 e 18. É válido ressaltar que a presença de tal pluma, se dá pelo fato do retardo da mistura entre o ar quente ascendente e o ar do domínio fluido que encontra-

se a uma temperatura menor, com esse atraso, o ar frio atua como um isolante térmico e empurra o ar quente para a parede do dissipador. A tendência é que tal pluma tende a se deformar a medida em que se distancia do dissipador de calor, ou seja, onde o ar começa a ser resfriado.

Outro fato, que condiz com aquilo observado ao longo da revisão bibliográfica, é quanto mais estreito for o espaçamento das aletas nos dissipadores de calor, menor será o resfriamento por convecção natural, e isso se dá pelo fato do contato sólido e fluido apresentarem maiores magnitudes das forças de atrito entre as superfícies de contato, denigrando assim o escoamento de fluido e a transferência de calor. Diante disso, é notório que o dissipador 3, mais espaçado que o dissipador 1 apresente melhores características quanto atribuição no resfriamento por convecção natural.

Nesse momento, analisa-se as correntes do deslocamento de fluido, por intermédio dos campos de velocidade. Utilizou-se para demonstrar tais efeitos o dissipador 3, e como será visto, as velocidades do fluido em torno do dissipador de calor, obtidas na presente análise são baixas, uma vez que estão associadas a convecção natural.

É válido ressaltar que as maiores variações de velocidade do ar estão condicionadas ao eixo y , e isso se dá, devido a direção do fluxo de ar que tende a se deslocar da região mais quente, ou seja, a superfície do dissipador, para uma região mais fria, distante do dissipador. Como foi visto na revisão bibliográfica do presente trabalho, as correntes de convecção natural, por natureza física, possuem a característica de um escoamento ascendente, contrário a gravidade, devido a presença de forças de empuxo, vale ressaltar que esse deslocamento de fluido é gerado pela redução da variação da massa específica do fluido, devido ao aquecimento proporcionado pelo aquecedor resistivo a base do dissipador de calor, o qual, dissipa o calor por meio da condução ao longo das aletas, por diante, o ar mais frio deslocado a superfície do dissipador irá se aquecer e assim dá-se sequência ao ciclo da convecção natural.

Será visto que nas direções perpendiculares a aleta, ou seja, nos eixos x e z , a movimentação de fluido é praticamente constante e com valores menores de velocidade comparados aos obtidos pelo eixo y , de forma que essas correntes agem com maior intensidade no escoamento ao longo dos espaçamentos das superfícies estendidas dos dissipadores, as quais promovem influência significativa no valor obtido do coeficiente de transferência de calor por convecção natural. De tal forma, mostra-se na figura 19, os campos de corrente do fluido nas direções y , x e z , gerando assim as características da movimentação do fluido ao longo do domínio computacional analisado, e denotam as recirculações de ar ao longo do dissipador de calor 3.

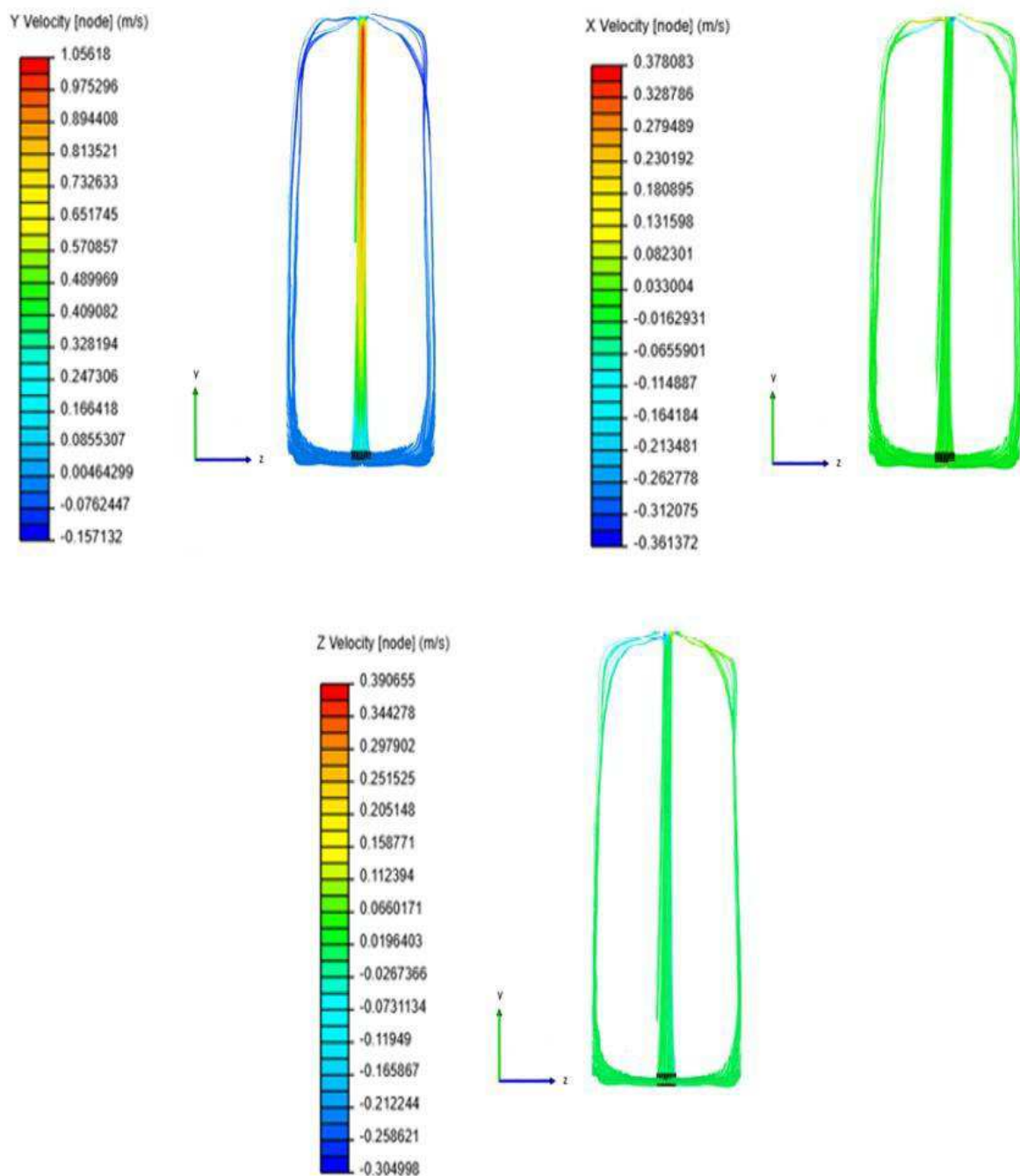


Figura 19 - Representação das correntes de fluido ao longo dos eixos y, x e z acerca do dissipador e do domínio fluido.

Fonte: Autor, 2021.

Contudo, observa-se também ao longo do eixo y da figura 19, a formação da pluma do campo de velocidades do fluido.

Nesse momento, tende-se como objetivo a determinação de um parâmetro muito importante na análise da convecção natural, que é o coeficiente convectivo médio numérico da transferência de calor. Para a sua atribuição, tornou-se necessário a determinação prévia de alguns requisitos, sendo eles: a temperatura superficial do dissipador aletado, o valor da temperatura ambiente, tal como, a área de troca de calor por convecção e o fluxo de calor imposto ao dissipador, conforme denotado pelo apêndice B. Como foi visto, por parte da revisão literária, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural é um parâmetro difícil

de ser mensurado, pois o seu valor depende de outros atributos, tais como: as condições de escoamento, as características geométricas dos corpos sólidos envolventes no processo de transferência de calor, entre outros. Assim sendo, calculou-se o valor do coeficiente médio de transferência de calor numérico envolvente nos dissipadores estudados, conforme a equação 4, como mostra a tabela 7.

| Dissipador | \bar{h}_{num} (W/m ² K) |
|------------|--------------------------------------|
| Padrão | 6,446 |
| 1 | 5,111 |
| 2 | 4,713 |
| 3 | 8,439 |
| 4 | 9,054 |
| 5 | 9,543 |
| 6 | 9,058 |
| 7 | 11,434 |
| 8 | 11,316 |

Tabela 7 - Valores dos coeficientes de transferência de calor médio obtidos para as diferentes análises.
Fonte: Autor, 2021.

A partir da tabela construída realizou-se um gráfico para mensurar de forma mais clara os valores obtidos de \bar{h} para a análise da transferência de calor por convecção natural dos dissipadores referidos, assim como segue abaixo.

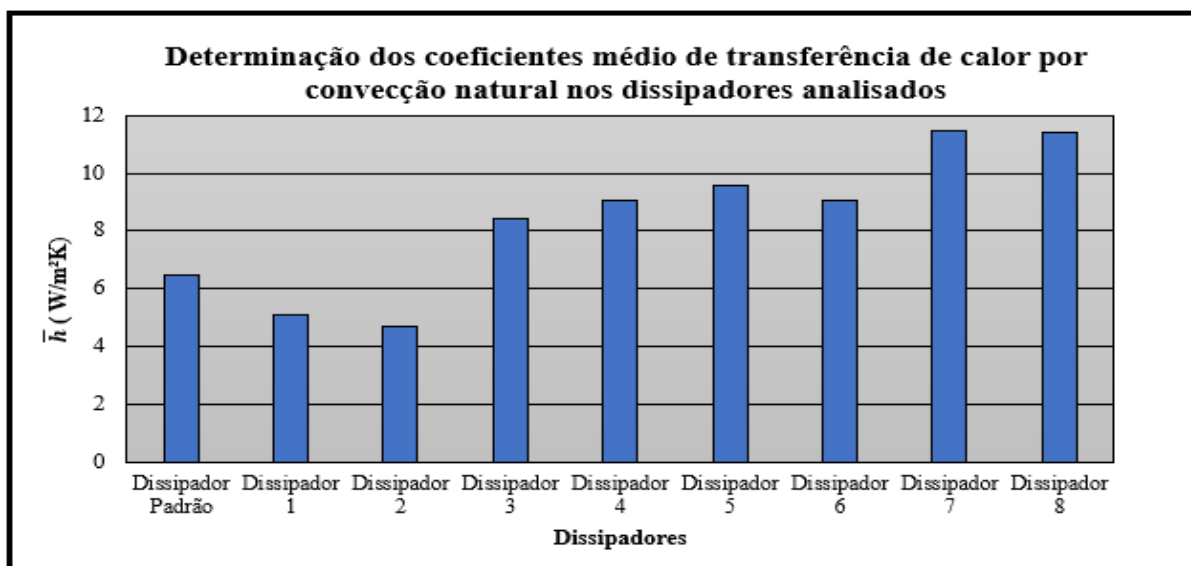


Gráfico 2 - Representação gráfica dos coeficientes convectivos da transferência de calor médio numéricos para ambos os dissipadores de calor.
Fonte: Autor, 2021.

Diante disso, observa-se que os valores obtidos do coeficiente de transferência de calor por convecção enquadram-se nos valores referenciados na tabela 1, tem-se também que os valores de \bar{h} apresentam a tendência de aumentar com a diminuição da área total de convecção dos dissipadores analisados, isso se explica pelo aumento do espaçamento entre as superfícies estendidas, que para os dissipadores com aletas retangulares geram um número de aletas

menores condizendo assim um maior escoamento de ar sobre elas, mesmo com a atribuição de diferenças de temperaturas maiores. Diante disso, torna-se notório que as aletas piniformes de seção quadrada por apresentarem maiores interrupções ao longo da base do dissipador e por possuírem um passo adequado, geram um fluxo de ar satisfatório ao longo das aletas do dissipador de calor, e por isso, possuem valores mais elevados do coeficiente médio de transferência de calor por convecção que as aletas retangulares.

É visto também, que os dissipadores 1 e 2, não apresentam uma configuração adequada para o resfriamento em convecção natural, os valores do coeficiente médio de transferência de calor encontra-se em uma faixa muito menor que os outros dissipadores com aletas retangulares. De tal modo, isso se dá pelo estreitamento do passo das aletas, o que gera, um número maior de aletas retangulares constituintes no dissipador, de fato, é possível observar que o escoamento de ar entre as aletas é prejudicado, pois tal dissipador comporta-se com um bloco frente ao escoamento de fluido.

Nesse pressuposto, observa-se que com a exceção dos dissipadores 1 e 2, os demais dissipadores projetados, apresentam valores de \bar{h} superiores ao dissipador padrão de aletas trapezoidais.

4.2 Resultados acerca do procedimento experimental

Apresenta-se nesse momento, os resultados atingidos experimentalmente para o dissipador de aletas trapezoidais. De fato, tais resultados consistem na aquisição da temperatura superficial de tal dissipador, na obtenção das temperaturas do isolante e do aquecedor resistivo, bem como na temperatura ambiente do âmbito experimental. É válido ressaltar que as temperaturas ao longo do dissipador de calor são computadas a partir do regime permanente atingido na base do dissipador e na ponta da aleta, vale ressaltar que tal regime sucede no período de uma hora e cinquenta e cinco minutos após o início do experimento.

Nesse sentido, desenvolveu-se um gráfico que denota a historicidade das temperaturas nos referidos pontos de análise da modelagem experimental, para um fluxo de calor de 33,6 W sobre o aquecedor resistivo, para um período de duas horas e vinte minutos de análise. Com isso, segue tal gráfico abaixo:

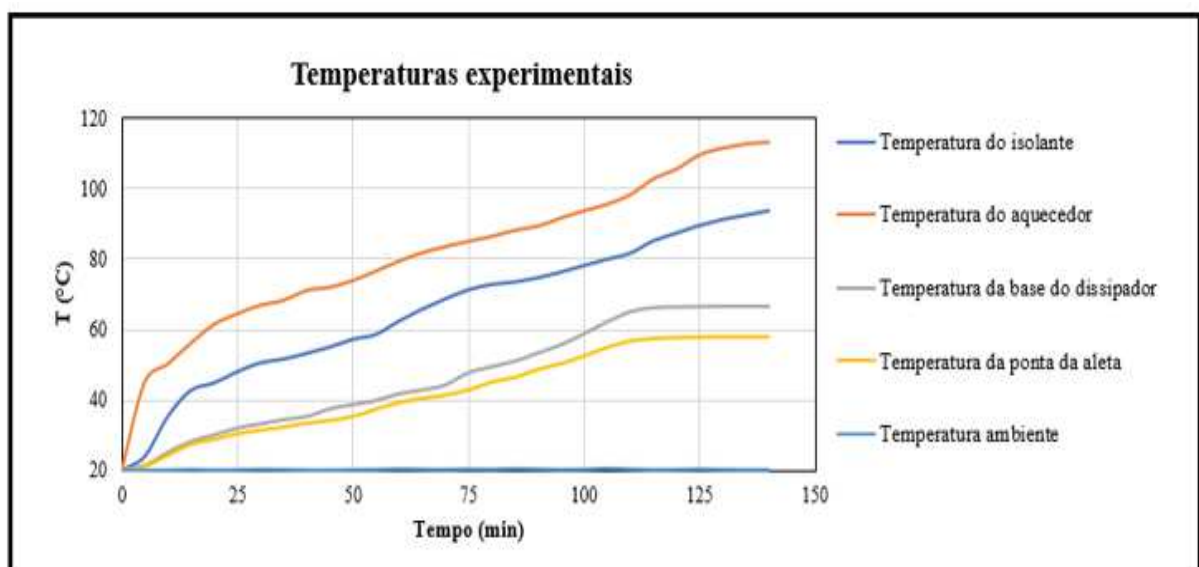


Gráfico 3 - Temperaturas dos pontos de análise ao longo da realização do experimento.

Fonte: Autor, 2021.

Dessa forma, tem-se as temperaturas médias obtidas ao longo dos pontos analisados, após atingido o regime permanente no dissipador, conforme denota a tabela abaixo.

| $T_{\text{isolante}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{aquecedor}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{da base}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{da ponta}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{ambiente}} (^{\circ}\text{C})$ |
|--|---|---|--|--|
| 90 | 108,9 | 66,7 | 57,6 | 20,5 |

Tabela 8 - Temperaturas médias obtidas ao longo da modelagem experimental.
Fonte: Autor, 2021.

Na sequência, apresenta-se a temperatura superficial do dissipador padrão e a temperatura operacional do mesmo, conforme elucidada a tabela 9.

| $T_{\text{superficial}} (^{\circ}\text{C})$ | $\Delta T (^{\circ}\text{C})$ |
|---|-------------------------------|
| 62,15 | 41,65 |

Tabela 9 - Obtenção experimental da temperatura superficial do dissipador padrão e a diferença de temperatura da amostra com o ambiente.
Fonte: Autor, 2021.

Nesse pressuposto, conhecendo todas as variáveis da equação 9, é possível obter a magnitude do calor perdido por condução ao isolante térmico do fluxo total ingresso ao aquecedor resistivo, dessa forma, tem-se que a parcela de calor cedida ao isolante corresponde a 6,34 W, ou seja, 19% do fluxo total. Diante disso, observa-se que o calor fornecido experimentalmente do aquecedor ao dissipador de calor será de 27,26 W, ou seja, 81% do fluxo total será perdido pela transferência de calor combinada entre convecção natural e condução. Além disso, a partir da delimitação das grandezas atribuídas na equação 10, obtém-se o coeficiente médio de transferência de calor por convecção experimental para o dissipador padrão, de tal forma, esse valor corresponde a 6,293 W/m²K, vale salientar que apresentação de tais cálculos encontram-se ao longo do Apêndice B.

4.3 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais

Uma vez que em ambos os métodos são determinados os resultados da temperatura superficial, operacional e o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural, ao longo do dissipador padrão, é possível apresentar a comparação entre os mesmos e as respectivas diferenças geradas entre ambos. Com isso, denota-se as comparações de tais resultados por intermédio das tabelas 10, 11 e 12, conforme segue abaixo.

| $T_{\text{superficial, num}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{superficial, exp}} (^{\circ}\text{C})$ | Desvio Relativo (%) |
|--|--|---------------------|
| 64,75 | 62,15 | 4,02 |

Tabela 10 - Valores da temperatura superficial obtidas via análise numérica e experimental para o dissipador padrão e o respectivo desvio relativo.
Fonte: Autor, 2021.

| $T_{\text{operacional, num}} (^{\circ}\text{C})$ | $T_{\text{operacional, exp}} (^{\circ}\text{C})$ | Desvio Relativo (%) |
|--|--|---------------------|
| 44,75 | 41,65 | 6,93 |

Tabela 11 - Valores da temperatura operacional obtidas via análise numérica e experimental para o dissipador padrão e o respectivo desvio relativo.
Fonte: Autor, 2021.

| $\bar{h}_{num}(W/m^2K)$ | $\bar{h}_{exp}(W/m^2K)$ | Desvio Relativo (%) |
|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| 6,446 | 6,293 | 2,37 |

Tabela 12 - Valores do coeficiente médio de transferência de calor obtidos via análise numérica e experimental para o dissipador padrão e o respectivo desvio relativo.

Fonte: Autor, 2021.

Observa-se que a temperatura superficial do dissipador padrão, em relação aos métodos empregados, apresenta uma diferença de 2,6 °C, assim como, a diferença da temperatura para a condição operacional do mesmo equivale a 3,1°C, isso sucede-se pelas condições divergentes associadas aos métodos, tais como a diferença da magnitude do fluxo de calor imposto ao aquecedor resistivo em ambas as análises, que estão correlacionadas ao difícil controle dos valores de tensão e corrente atribuídas no experimento, bem como, pela perda de calor ao isolante térmico relacionada a modelagem experimental, além disso, tais valores são influenciados pelas incertezas oriundas dos instrumentos de medição e as incertezas numéricas. Entretanto, no que tange a comparação entre os coeficientes médios de transferência de calor observa-se uma concordância satisfatória, apresentando uma distinção ínfima entre ambas as análises empregadas no vigente trabalho. De tal forma, observa-se que os desvios referidos entre os resultados da simulação e do experimento são baixos, de fato, há não comprometerem a aplicabilidade do método das simulações numéricas.

5 CONCLUSÕES

Contudo, a etapa inicial do projeto, conteve-se no desenvolvimento do estudo numérico acerca da transferência de calor conjugada por condução e convecção natural em aletas trapezoidais, retangulares e piniformes de seção quadrada, utilizadas para a dissipação de calor em fontes de rádio monocanal. O simulador numérico utilizado para a obtenção dos requisitos que fundamentam a transferência de calor foi o SimScale, o qual utiliza-se para a discretização das equações de conservação de massa, movimento e energia o Método de Volumes Finitos (MVF). Nesse segmento, a partir das simulações realizadas, tornou-se possível analisar as temperaturas superficiais e operacionais dos dissipadores de calor, os campos de temperatura e velocidade do fluido, bem como, a determinação do coeficiente médio de transferência de calor numérico.

É visto, dessa maneira, pelas representações dos campos térmicos e de velocidade do fluido, a condição da natureza física da convecção natural, ou seja, a tendência de ascensão do ar, assim que aquecido pelo dissipador de calor, bem como, a formação da pluma, a qual se dá pelo formato em U invertido de ambos os campos de análise. Observou-se também que quanto maior a magnitude da temperatura do dissipador, maior eram os valores das temperaturas obtidas pelo fluido.

Dessa forma, é visto que dentre os parâmetros geométricos dos dissipadores aletados que mais influenciam na troca térmica, destacam-se a altura e o espaçamento entre as aletas. Ao observar os valores alcançados de temperatura operacional numérica, compreende-se que para os dissipadores com parâmetros geométricos fixados, porém com alturas distintas, tem-se que quanto maior for a altura da aleta menor serão as temperaturas operacionais obtidas por tal dissipador, ou seja, maior a eficiência térmica, uma vez que promovem uma menor resistência térmica, o que de tal forma, se configura como uma dissipação de calor com maior facilidade. Outro quesito é a área de troca de calor por convecção, levando em consideração as aletas retangulares, observa-se que quanto maior a área de transferência de calor menor serão as diferenças de temperatura obtidas pelos dissipadores, no entanto, é preciso levar em consideração uma linha tênue ao longo dos espaçamentos entre as aletas, pois observa-se que em dissipadores de aletas retangulares com um número expressivamente grande de superfícies estendidas alocadas a base do dissipador, a um certo impedimento acerca do escoamento de

fluido entre elas, fazendo assim com que o dissipador em questão apresente um desempenho térmico insatisfatório, de fato, tem-se como exemplo os dissipadores 1 e 2, que apresenta-se como configurações geométricas que não geram uma eficácia considerável ao longo do processo de transferência de calor por convecção natural, de maneira a desconsiderar a aplicabilidade prática dos mesmos.

Observando os valores dos coeficientes médios de transferência de calor numéricos, nota-se que os dissipadores piniformes de seção quadrada se destacam em comparação com os de aleta retangular, uma vez que os mesmos detêm de maiores interrupções e um passo adequado entre as aletas, o que fornece um escoamento mais livre de fluido, diferentemente de alguns dissipadores de aletas retangulares os quais dificultam a passagem de fluxo de ar.

De tal forma, levando em consideração a comparação dos dissipadores projetados, com o dissipador de aletas trapezoidais que encontra-se atualmente empregado na refrigeração das fontes do rádio monocanal, observa-se que os dissipadores 3, 4 e 6 de aletas retangulares, e o dissipador 7 de aletas piniformes de seção quadrada, promovem uma maior qualificação frente aos atributos da transferência de calor, de tal forma, pode-se afirmar que os dissipadores citados geram um desempenho térmico superior do que o dissipador atualmente empregado.

Conclui-se, que ao comparar os dissipadores de calor projetados frente aos resultados dos respectivos atributos do processo de transferência de calor perante a análise numérica, dentre os dissipadores de aletas retangulares destacam-se os dissipadores 3 e 4, e em relação aos dissipadores de aletas piniformes, destaca-se o dissipador 7. Portanto, tem-se três configurações geométricas otimizada quanto ao desempenho térmico, no entanto, é válido ressaltar que entre elas, a temperatura operacional do dissipador 4 é menor em comparação ao do dissipador 3 e 7, gerando assim, uma contribuição mais assertiva a tal dissipador, no entanto, é necessário levar em consideração também os custos quanto ao material e processos de fabricação de ambos os dissipadores.

Como forma de validação para o modelo proposto via simulação, bem como, pela legitimação das premissas salientas frente a otimização geométrica dos dissipadores analisados no que tange o desempenho na dissipação de calor, tornou-se necessário a realização de uma investigação experimental ao longo do dissipador de aletas trapezoidais, para a obtenção das temperaturas experimentais, e a decorrente determinação da temperatura superficial, operacional e o respectivo coeficiente médio de transferência de calor, de modo a realizar a comparação com os valores atingidos numericamente.

Com isso, utilizou-se de uma modelagem análoga a simulação numérica, porém, de fato, é necessário salientar algumas alternâncias ocorridas diante da aplicação do método experimental, nesse sentido, verifica-se que o fluxo de calor imposto experimentalmente ao aquecedor difere do fluxo numérico, no entanto, ajustou-se a fonte de potência para promover uma geração de calor o mais próximo da simulação, outro fato, é a questão de que no método experimental foi necessário contabilizar as perdas de calor por condução ao isolante térmico, as quais não foram consideradas na análise numérica, uma vez que condicionou-se um isolamento perfeito entre o dissipador de calor e o aquecedor resistivo. Dessa maneira, controlou-se de forma vigorosa as condições térmicas do ambiente durante a realização do experimento, no entanto, mesmo com tal controle houve uma certa diferença da temperatura ambiente entre ambos os métodos. Desse modo, com a utilização de termostatos e sensores NTC, foi possível contabilizar a temperatura experimental do dissipador padrão assim que estabelecido o regime permanente no dissipador, bem como, as demais temperaturas presentes na análise, as quais integram cálculos subsequentes para a obtenção do coeficiente médio de transferência de calor, contudo ao comparar os resultados dos atributos da transferência de calor atingidos em ambos os métodos observa-se que os mesmos estão condizentes, gerando desvios

relativamente pequenos, comprovando assim, que os procedimentos utilizados e as ressalvas proferidas numericamente são válidas, de forma a serem estendidas para a aplicação prática.

Contudo, abaixo tem-se algumas sugestões para trabalhos posteriores:

- Considerar os efeitos da perda de calor por radiação em ambas as análises.
- Realizar um estudo experimental quanto a influencia do posicionamento da base e das aletas do dissipador na vertical e na horizontal.
- Verificar as diferenças dos valores dos atributos da transferência de calor conjugada no que tange a comparação entre os resultados obtidos pela convecção natural e pela convecção forçada.

APÊNDICIE A – Análise acerca da influência da malha computacional

Realizou-se nesse trabalho uma análise acerca da convergência de malha, para que assim os resultados numéricos obtidos não sofram influência da qualidade da malha. Diante disso, utilizou-se o dissipador padrão como exemplo, e aplicou-se três tipos de malhas computacionais distintas, sendo uma considerada grosseira sem aplicação de refinamento, e as outras com aplicação de refinamento local nas superfícies de interesse de análise. É válido ressaltar, que o objetivo do estudo numérico do presente trabalho é a determinação da temperatura ao longo do dissipador de calor, especialmente na base e na ponta da aleta, com isso, determina-se as regiões de interesse de refinamento. Além disso, não utilizou-se refinamentos locais na região do meio fluido e do aquecedor resistivo, e a malha para essas regiões permaneceram constante para os três tipos de análise.

Dessa maneira, apresenta-se as malhas construídas para o dissipador padrão e suas respectivas características, assim como segue a tabela e as representações 3D.

| Malha | Número de volumes finitos | Número de nós |
|-------|---------------------------|---------------|
| 1 | 490.347 | 223.653 |
| 2 | 1.398.495 | 418.916 |
| 3 | 2.269.393 | 624.768 |

Tabela 13 - Número total de volumes finitos e nós para cada malha gerada.
Fonte: Autor, 2021.

Na malha 1 considerada grosseira, não foi atribuída nenhum refinamento local, e o seu desenvolvimento se deu conforme o padrão construtivo do simulador SimScale. A figura 20, denota a malha utilizável ao meio sólido presente na análise.

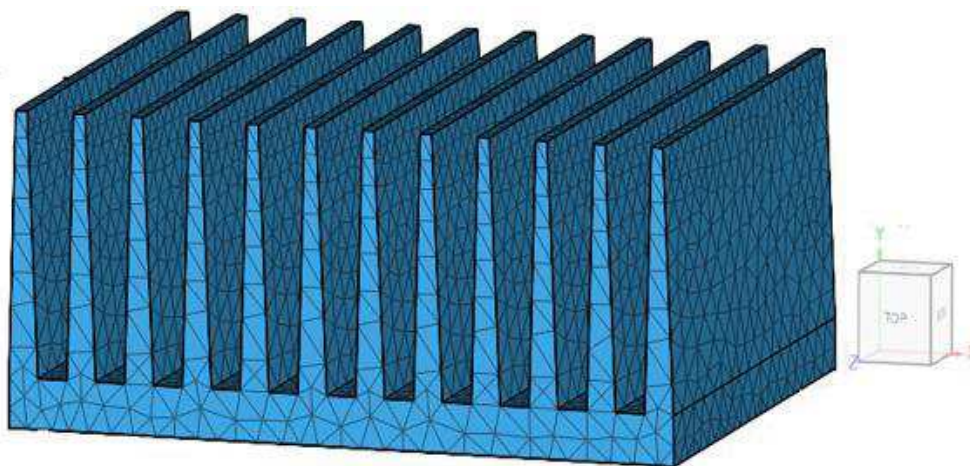


Figura 20 - Malha computacional 1 atribuída ao dissipador padrão.
Fonte: Autor, 2021.

Já para a malha 2, aplicou-se um refinamento nas regiões da ponta da aleta e na base do dissipador com comprimento máximo de borda de 0,0016 m, e nas laterais da base do dissipador com um comprimento de borda de 0,0026 m, conforme expressa a figura abaixo.

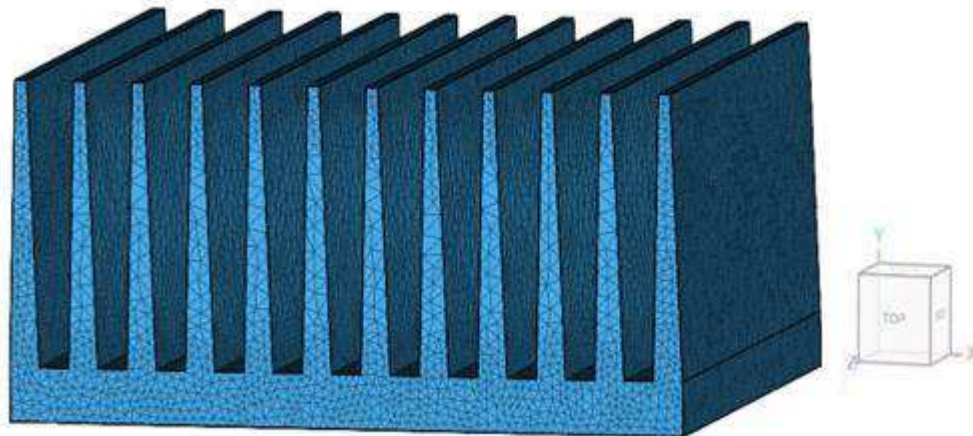


Figura 21 - Representação da malha computacional 2 para o dissipador padrão.
Fonte: Autor, 2021.

No que tange a malha 3, observa-se um refinamento similar ao da malha 2, no entanto, além da ponta da aleta, considerou-se as laterais das aletas, sendo que os comprimentos de borda, são idênticos aos utilizados na malha 2. Com isso, tem-se na figura 22 a representação da malha referida no dissipador de calor.

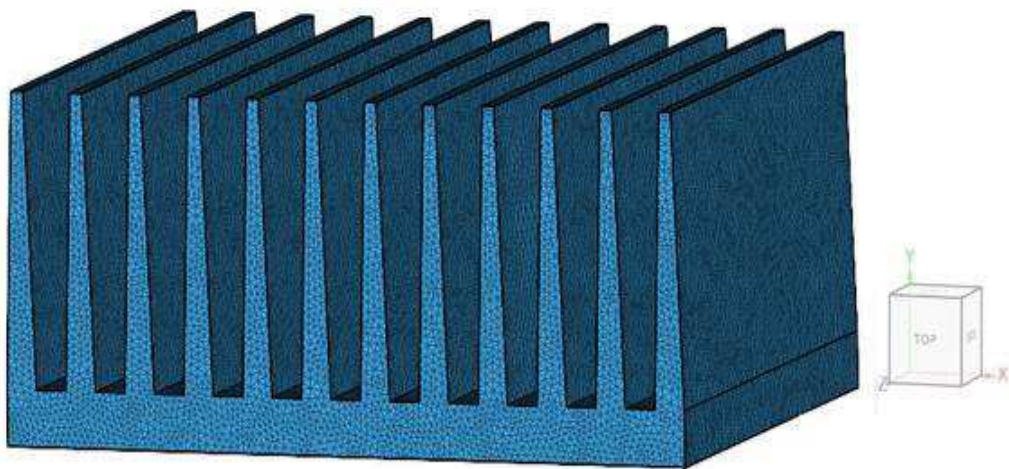


Figura 22 - Geração da malha 3 para o dissipador padrão.
Fonte: Autor, 2021.

Vale ressaltar que o critério utilizado para a escolha da malha computacional é a verificação do aumento do número de volumes de controle da malha e os respectivos comportamentos dos resultados das temperaturas numéricas obtidas no centro da ponta da aleta a qual encontra-se na parte central do dissipador de calor, assim que atingido o regime permanente. A independência dos resultados com o tipo de malha desenvolvido se dará quando os valores de temperatura não sofrerem alterações consideráveis.

Diante disso, reproduzindo os passos do pré-processamento levantados anteriormente, e realizando a etapa da resolução das equações governantes por parte do simulador SimScale, é possível verificarmos as temperaturas obtidas na ponta da aleta e a influência da malha computacional, através da interface de pós-processamento do simulador em questão. Assim sendo, verificou-se os resultados, conforme expressa a tabela 14.

| Malha | Tempo de Processamento | Temperatura na ponta (°C) |
|-------|------------------------|---------------------------|
| 1 | 1h35min | 56,35 |
| 2 | 2h10min | 60,28 |
| 3 | 2h57min | 60,33 |

Tabela 14 - Verificação da convergência em relação a geração da malha computacional.
Fonte: Autor, 2021.

De tal modo, percebe-se com os valores obtidos na tabela 14 em relação a temperatura de referência, que a malha 2 e a malha 3 fornecem resultados semelhantes, bem diferentes da malha 1, a qual gera um valor distinto de temperatura. De tal modo, é notório uma estabilidade da temperatura na ponta da aleta promovida pelas malhas 2 e 3. No entanto, a malha 3, por possuir um número maior de elementos de malha, necessita de um maior tempo computacional para resolução das equações de conservação já elucidadas, a partir disso, optando por uma otimização de tempo de simulação e garantindo a precisão dos resultados numéricos independentes da malha computacional, optou-se, para o desenvolvimento do trabalho em questão, a geração da malha 2 para os dissipadores analisados, sendo que essa malha, para o dissipador padrão, detém de 1.398.495 volumes finitos, formados por elementos hexaédricos e tetraédricos, com refinamento nas regiões de interesse, ou seja, na ponta da aleta e na base do dissipador de calor.

APÊNDICE B – Cálculos realizados no âmbito numérico e experimental para a determinação dos atributos do processo de transferência de calor ao longo do dissipador padrão.

Nesse apêndice fundamentam-se os cálculos realizados para a obtenção da temperatura superficial, operacional e o coeficiente médio de transferência de calor, obtidos de forma numérico-experimental, para o dissipador de calor padrão. Dessa forma, estende-se esses cálculos para os demais dissipadores projetados.

Para a determinação das diferenças de temperatura do dissipador de calor e do fluido, é preciso deter dos valores obtidos nos diferentes métodos das temperaturas da base do dissipador de calor e da ponta da aleta central, dessa forma, tem-se elucidado tais valores nas tabelas 6 e 8, respectivamente, aos valores numéricos e experimentais. Diante disso a temperatura superficial do dissipador será dada pelas equações abaixo, para ambos os métodos:

$$T_{\text{superficial, num}} = \frac{T_{\text{base}} + T_{\text{ponta}}}{2} = \frac{69,22^{\circ}\text{C} + 60,28^{\circ}\text{C}}{2} = 64,75^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{superficial, exp}} = \frac{T_{\text{base}} + T_{\text{ponta}}}{2} = \frac{66,7^{\circ}\text{C} + 57,6^{\circ}\text{C}}{2} = 62,15^{\circ}\text{C}$$

Observa-se, conforme denota a equação 11, que o desvio relativo atingido para os respectivos resultados encontrados da temperatura superficial do dissipador padrão é de 4,02%.

Com a temperatura superficial do dissipador em questão definida, e considerando a temperatura ambiente nas simulações numéricas igual a 20°C e no procedimento experimental uma temperatura ambiente média de 20,5 °C, é possível calcularmos a temperatura operacional do mesmo. Sendo essa expressa pelas equações abaixo:

$$\Delta T_{\text{num}} = T_{\text{superficial, num}} - T_{\infty} = 64,75^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C} = 44,75^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{exp}} = T_{\text{superficial, exp}} - T_{\infty} = 62,15^{\circ}\text{C} - 20,5^{\circ}\text{C} = 41,65^{\circ}\text{C}$$

Diante disso, o desvio relativo para os resultados obtidos da temperatura operacional do dissipador padrão é de 6,93%.

Posteriormente, pretende-se definir o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, uma vez que, numericamente, sabe-se o fluxo de calor imposto aos dissipadores analisados, que por questões de projeto, é considerado constante e igual a 30 W, de forma, que para o procedimento experimental considera-se um fluxo dado pela subtração da potência fornecida pela fonte ajustável e pela perda de calor ao longo do isolante térmico. Bem como, já determinada a diferença de temperatura entre o dissipador e o meio externo, sabe-se que para a definição do \bar{h} , é preciso atribuir nesse momento o valor correspondente a área de troca de calor por convecção do dissipador padrão, de aletas trapezoidais. Dessa forma, se faz necessário destacar sobre os valores empregados aos parâmetros geométricos da tabela 2, e assim, substituí-los na equação 5. Com isso, por simplificação matemática divide-se a equação 5 em termos A, B e C, assim como segue abaixo:

$$A_{s, \text{aletas trapezoidais}} = A+B+C = 0,104 \text{ m}^2$$

$$A = LW = 0,115 * 0,084 = 0,00966 \text{ m}^2$$

$$B = 2(bL+bW) = 2(0,008*0,115+0,008*0,084) = 0,00318 \text{ m}^2$$

$$C = n \left(2 \left(\frac{(e+d)H}{2} \right) + 2WH + dW \right)$$

$$C = 12 \left[\left(2 \left(\frac{(0,005+0,0025)*0,042}{2} \right) + 2 * 0,084 * 0,042 + 0,0025 * 0,084 \right) \right] = 0,09097 \text{ m}^2$$

Dessa forma, para obtenção do coeficiente médio da transferência de calor numérico, conforme demonstra a equação 4, observa-se que todas as variáveis estão definidas, com isso, tem-se:

$$\bar{h}_{\text{num}} = \frac{\dot{q}}{A_s \Delta T_{\text{num}}} = \frac{30 \text{ W}}{0,104 \text{ m}^2 * 44,75 \text{ K}} = 6,446 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

No entanto, para a determinação do coeficiente médio da transferência de calor experimental, conforme elucida a equação 10, é necessário definir algumas premissas antepostas, diante disso, calcula-se o calor perdido por condução ao isolante térmico de MDF, no experimento vigente, concordante com a equação 9, conforme segue abaixo:

$$q_i = \frac{kA\Delta T}{L} = \frac{0,15 \text{ W/mK} * (0,213 \text{ m} * 0,084 \text{ m}) * (108,9 - 90) \text{ K}}{0,008 \text{ m}} = 6,34 \text{ W}$$

Nesse pressuposto, tem-se que o fluxo de calor líquido imposto ao aquecedor resistivo para o dissipador de calor corresponde a:

$$q_d = P - q_i = 33,6 \text{ W} - 6,34 \text{ W} = 27,26 \text{ W}$$

Em vista disso, é possível determinar o coeficiente médio de transferência de calor experimental para o dissipador padrão.

$$\bar{h}_{\text{exp}} = \frac{q_d}{A_s \Delta T_{\text{exp}}} = \frac{27,26 \text{ W}}{0,104 \text{ m}^2 * 41,65 \text{ K}} = 6,293 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Contudo, o desvio relativo dos coeficientes médios de transferência de calor encontrados em ambos os métodos é igual a 2,37 %.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Callister, W.D. Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. Tradução: Sergio. M. S. S. 5.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.
- [2] Çengel, Y. A.; Ghajar, A.J. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. Tradução: Fátima A. M. Lino. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.
- [3] ESSS: Engineering Simulation and Scientific Software. O Método de Volumes Finitos. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>>. Acesso em: 19/09/2020.
- [4] Gomes, L. A. C. N. Estudo da transferência de calor por convecção natural em dissipadores usando OpenFoam. 2015. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais.
- [5] Gut, J. Confrontando Resultados Experimentais e de Simulação. Disponível em: <<http://www.hottopos.com/regeq14/gut.pdf>>. Acesso em: 28/04/2021.
- [6] Heiny, D.; Dölle, V.; Fischer, A.; Probst, J.; Dammer, A. SimScale: Software de Engenharia Assistida por Computador (CAE). Versão 3.0.1. Disponível em: <<https://www.simscale.com/>>. Acesso em: 12/08/2020.
- [7] Huang, R.T.; Sheu, W. J.; Wang, C.C.; 2006, “Natural Convection Heat Transfer From Square Pin Fin and Plate Fin Heat Sinks Subject to the Influence of Orientation”, 13th International Heat Transfer Conference - IHTC13, Sydney, Australia. Disponível em: ResearchGate.
- [8] Incropera, F.P.; Bergman, T.L; Dewitt, D.P. Fundamentos de transferência de calor e massa. Tradução: Fernando. L. P. Pessoa, Eduardo. M. Queiroz, André. L. H. Costa. 8.ed. Rio de Janeiro: LTC,2019.
- [9] Kreith, F.; Manglik, R. M.; Bohn, M. S. Princípios de transferência de calor. Tradução: Noveritis do Brasil. 7. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014.
- [10] Leung, C.W; Probert, S.D.; 1989, “Heat-exchanger Performance: Effect of Orientation”, Applied Energy, Vol. 33, pp. 235-252.
- [11] Mehrtash, M.; Tari, I.; 2013, “A correlation for natural convection heat transfer from inclined plat-finned heat sinks”, Applied Thermal Engineering, Vol. 51, pp.1067-1075.
- [12] Pacher, B. A. Estudo Numérico – Experimental da transferência de calor conjugada por convecção natural – radiação em um dissipador de calor aletado. 2014. Trabalho de conclusão

de curso (Graduação Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, campus Ponta Grossa.

[13] Paiotti, R.; Bernardini, F.; Prado, E.; Marins, C. Institute NCB: Instituto Newton C. Braga LTDA. Disponível em: <<https://www.newtoncbraga.com.br/index.php/como-funciona/721-transistores-da-serie-tip-art086>>. Acesso em: 10/09/2020.

[14] Prado, P; Gonçalves, J; Marcelino, M. Métodos Experimentais em Engenharia. Disponível em: <<https://statics-submarino.b2w.io/manuais/115991369.pdf>>. Acesso em: 12/04/2021.

[15] Silva, V. A. Análise experimental da influência dos parâmetros geométricos de dissipadores na convecção natural. 2015. Dissertação (Mestrado em Ciências de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais.

[16] Welty, J. R.; Rorrer, G.L.; Foster, D.G. Fundamentos de transferência de momento, de calor e de massa. Tradução: Verônica Calado. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

[17] Yazicioglu, B. E; Yuncu, H.; 2007, “Optimum Fin Spacing of Rectangular Fins on a Vertical Base in Free Convection Heat Transfer”, Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 11-21.