

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE ESTATÍSTICA USANDO MINITAB E DE INCERTEZAS NO ESTUDO DA CONVECÇÃO NATURAL EM DISSIPADORES

Bruno de Campos Salles Anselmo, brunocsa@gmail.com

Vilson Altair da Silva, vilson@unifei.edu.br

Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva, metrevel@unifei.edu.br

Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica – IEM, Laboratório de Transferência de Calor – LabTC, Campus Prof. José Rodrigues Seabra, Av. BPS, 1303, bairro Pinheirinho, Itajubá - MG, CEP 37500-90,

Resumo: No presente trabalho buscou-se entender e analisar o comportamento de dissipadores com parâmetros geométricos de diferentes tamanhos com aletas retangulares. Os dissipadores ensaiados possuem os mesmos padrões geométricos e diferentes dimensões da base. Análises experimentais e teóricas foram realizadas para obtenção do coeficiente médio de transferência de calor por convecção $\bar{h}$, bem como para outros parâmetros adimensionais como o número de Nusselt. Foram ensaiados 16 dissipadores, sendo 8 com dimensões da base de 100 mm x 100 mm e 8 com dimensões da base de 50 mm x 50 mm nas posições horizontal e vertical, com temperaturas variando aproximadamente entre 20°C e 100°C. Análises foram feitas com dados experimentais envolvendo o número de Nusselt, o coeficiente $\bar{h}$, as dimensões da base, os parâmetros geométricos (altura, espaçamento e espessura das aletas) e o posicionamento dos dissipadores. Uma classificação envolvendo todos os dissipadores, sendo a mesma baseada na relação entre a diferença de temperatura atingida entre a aleta e o ambiente por potência fornecida foi realizada. Utilizou-se ferramentas de regressão não-linear do programa de estudos estatísticos Minitab para a manipulação dos dados experimentais, sendo realizadas análises estatística e de incertezas na influência dos parâmetros geométricos dos dissipadores no número de Nusselt. Além disso, uma nova correlação empírica foi proposta através do Minitab, usando os dados experimentais do presente trabalho. Outra comparação foi feita envolvendo dados obtidos nos experimentos com dados ajustados através da correlação obtida, sendo alcançada uma boa concordância entre os mesmos. Para análise das incertezas envolvidas na obtenção do Nusselt foi utilizada a teoria da propagação de erros desenvolvida com base nas incertezas das variáveis independentes. Para tal análise foi utilizado o programa de modelagem matemática Maple, onde foram realizados os cálculos necessários, sendo feito um cálculo para o número de Nusselt obtido experimentalmente e outro cálculo de incerteza levando em consideração a correlação empírica da literatura.

Palavras-chave: Dissipadores, Correlação Empírica, Minitab, Análise Estatística, Análise de Incertezas.

1. INTRODUÇÃO

A aplicação de dissipadores está presente em todas as áreas da engenharia, pois são dispositivos indispensáveis em todo e qualquer equipamento mecânico, elétrico e atualmente muito utilizado no ramo da microeletrônica. Dissipadores são dispositivos com capacidade de melhorar a taxa de transferência de calor em equipamentos, buscando manter a temperatura de operação o mais estável possível, promovendo assim uma maior vida útil dos equipamentos. Os dissipadores são constituídos por aletas, que são superfícies onde a área é estendida, promovendo assim uma maior área de contato entre a superfície do equipamento e o fluido presente no ambiente, possibilitando uma maior taxa de transferência de calor entre equipamento e ambiente. Algumas aplicações onde o uso de aletas é essencial e fazem parte do nosso cotidiano podem ser citadas, tais como: radiadores de automóveis, transformadores da rede elétrica e microprocessadores presentes em aparelhos celulares e computadores. O aumento da taxa de transferência de calor também é desejado nos processos que utilizam trocadores de calor como em geração termelétrica e instalações frigoríficas. Por este motivo é muito comum o uso de métodos para melhorar o contato térmico entre os meios participantes, de modo a diminuir a diferença de temperatura entre eles, ou para melhorar o resfriamento dos equipamentos de trabalho, retirando a maior quantidade de calor possível desses equipamentos. O estudo de dissipadores vem sendo feito por vários autores da literatura e neste trabalho foram feitos estudos sobre dissipadores de

calor aletados, abordando as principais características geométricas (altura, espaçamento e espessura da aleta), posicionamento (horizontal e vertical), dimensões da base diferentes e também o estudo de parâmetros adimensionais como base de comparação entre os mesmos. Entre as características principais para análise de dissipadores, pode-se citar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção $\bar{h}$ que é função das propriedades do fluido, da geometria da superfície e das condições do escoamento. Outra característica também estudada foi a influência dos parâmetros geométricos do posicionamento e das dimensões da base no número de Nusselt. Sendo o número de Nusselt um parâmetro bastante utilizado para a determinação do coeficiente de transferência de calor $\bar{h}$, e que representa a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e a condução de calor presente em um dado sistema.

Leung *et al.* (1985) realizaram estudos sobre dissipadores dispostos na direção vertical e aletas retangulares na horizontal, concluindo que dissipadores com aletas na posição vertical conseguem ter uma maior taxa de transferência de calor se comparado à disposição de aletas na horizontal. Rao e Venkateshan (1996) realizaram um estudo englobando convecção e radiação, variando parâmetros geométricos nos dissipadores tais como, espaçamento entre aletas, altura das aletas, temperatura da base e emissividade. Os autores chegaram à conclusão de que há uma interação entre os dois tipos de transferência de calor, sendo assim, o estudo separadamente de cada fenômeno torna-se insatisfatório. Além disso os autores propuseram novas correlações empíricas para o cálculo do número de Nusselt. Harahap e Setio (2001) ensaiaram cinco diferentes dissipadores retangulares na posição horizontal, sendo feita uma continuação dos trabalhos desenvolvidos anteriormente por Starner e McManus (1963) e de Harahap e McManus (1967). Observou-se através da nova correlação proposta que o espaçamento entre aletas e o seu comprimento são os fatores que exercem maior influência no processo de convecção natural, alterando o coeficiente de transferência de calor em dissipadores tanto na posição vertical quanto na horizontal. Com o avanço da tecnologia e da microeletrônica envolvida em computadores e equipamentos eletrônicos, Harahap e Rudianto (2005) chamaram a atenção ao estudo de dissipadores miniaturizados dispostos na direção horizontal. Foram utilizados dissipadores com dimensões variando entre 49 x 49 mm até 25 x 25 mm. Através de adaptações de correlações propostas por Harahap e Setio (2001), sendo usado como parâmetro adimensional de comparação o Número de Nusselt, chegou-se a boas aproximações nas comparações entre resultados experimentais e oriundos do cálculo através das correlações. Duas correlações foram propostas, sendo uma levando em conta o espaçamento entre as aletas como comprimento característico e uma segunda correlação envolvendo a metade do comprimento da aleta do dissipador. Harahap e Lesmana (2006) conduziram um estudo na mesma linha de desenvolvimento de Harahap e Rudianto (2005). Sob condições de convecção natural eles reproduziram ensaios com dissipadores de mesmas dimensões, mudando apenas a orientação dos dissipadores, que neste caso foram ensaiados na vertical. Yazicioglu e Yüncü (2007) realizaram ensaios com 30 diferentes configurações de dissipadores, com comprimentos variando entre 250 a 340 mm, as espessuras das aletas foram mantidas constantes em 3 mm. A altura e espaçamento entre aletas foram variadas respectivamente, entre 5 a 25 mm e 5,75 a 85,5 mm. Os experimentos mostraram que a taxa de transferência de calor por convecção é dependente dos parâmetros geométricos dos dissipadores e da diferença de temperatura entre a base do dissipador e a temperatura ambiente. Uma correlação para o espaçamento ótimo entre aletas foi proposta e um valor de espaçamento ótimo entre aletas foi encontrado e o mesmo encontra-se entre 10,4 e 11,9 mm. Kim *et al.* (2013) realizaram estudos numéricos e experimentais envolvendo convecção natural em dissipadores. Vários testes foram realizados, onde foram feitas variações em alguns parâmetros geométricos, sendo obtida também uma nova correlação para o número de Nusselt. Silva (2015) estudaram o comportamento de 12 dissipadores de alumínio 6063-T5 com aletas retangulares, sendo estes posicionados na vertical e também na horizontal. Foram estudadas a influência de características como altura, espaçamento entre aletas, espessura e número de aletas sob influência de convecção natural. Foram propostas duas correlações com base em parâmetros adimensionais como Nusselt e Rayleigh. Uma comparação do comportamento de $\bar{h}$ foi feita e os autores concluíram que dissipadores dispostos na posição vertical possuem um valor maior de $\bar{h}$ se comparado aos dispostos na posição horizontal.

Neste trabalho foram realizados estudos experimentais e foi desenvolvida uma análise estatística utilizando o programa Minitab, proporcionando a observação de forma gráfica da influência de todos os parâmetros, geométricos ou não, no número de Nusselt. Com a utilização do Minitab também foi proposta uma nova correlação empírica para obtenção do número de Nusselt. Além disso, uma análise de incertezas foi realizada, baseada na teoria da propagação de incerteza das variáveis independentes. Com tais análises tornou-se possível uma melhor comparação e validação dos resultados obtidos.

2. MATERIAIS E APARATO EXPERIMENTAL

2.1. Material e Confeção dos Dissipadores

Os dissipadores utilizados nos experimentos foram feitos de alumínio 6063-T5, pois possuem propriedades que são essenciais no processo de transferência de calor, tais como: alta condutividade térmica, baixa massa específica, resistência à corrosão e possui uma boa afinidade com o processo de solda por descarga capacitiva, o qual é utilizado para fixação dos termopares na superfície dos dissipadores. Os dissipadores foram usinados por processo de fresamento para garantir que as aletas sejam planas e retangulares. Foram confeccionados ao todo 16 dissipadores, sendo 8 com dimensões da base de 100 mm x 100 mm e mais 8 dissipadores com dimensões da base de 50 mm x 50 mm. Desenvolveu-se uma análise dos fatores geométricos utilizando diferentes combinações entre a altura da aleta H ,

espessura da aleta t , espaçamento entre as aletas S , espessura da base b e o número de aletas n . Tais fatores são mostrados pela Fig. 1.

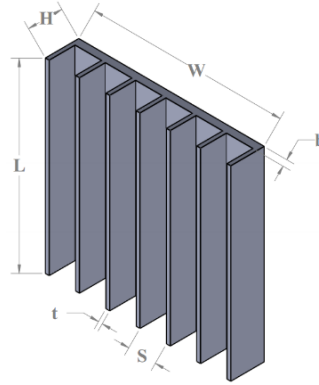


Figura 1. Parâmetros geométricos dos dissipadores.

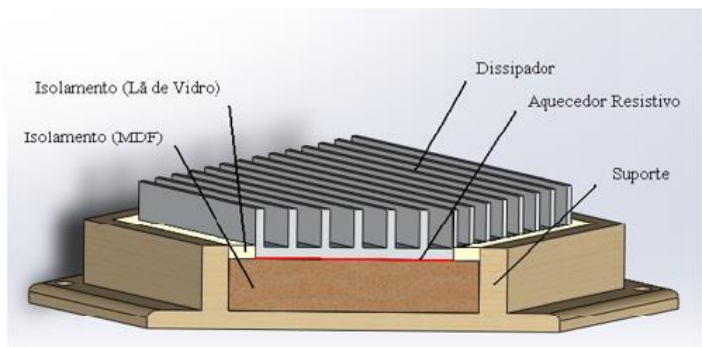
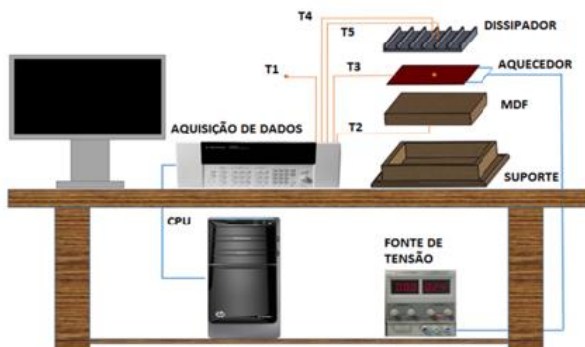
Os dissipadores possuem uma similaridade em suas características geométricas, diferindo-se apenas pelo tamanho da base e consequentemente pelo número de aletas. As dimensões de todos os dissipadores encontram-se na Tab. 1.

Tabela 1. Dimensões dos dissipadores

	S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]		S [mm]	t [mm]	H [mm]	L [mm]	W [mm]
Dissipador	Passo da aleta	Espessura da aleta	Altura da aleta	Comprimento da base	Largura da base	Dissipador	Passo da aleta	Espessura da aleta	Altura da aleta	Comprimento da base	Largura da base
G1	5,55	2	7	100	100,15	P1	5,55	2	7	50	47,3
G2	5,55	2	14	100	100,15	P2	5,55	2	14	50	47,3
G3	5,55	2	20	100	100,15	P3	5,55	2	21	50	47,3
G4	14,35	2	7	100	100,1	P4	14,35	2	7	50	51,05
G5	14,35	2	14	100	100,1	P5	14,35	2	14	50	51,05
G6	14,35	2	20	100	100,1	P6	14,35	2	21	50	51,05
G7	12	4	7	100	100	P7	12	4	7	50	52
G8	12	4	14	100	99,85	P8	12	4	14	50	52

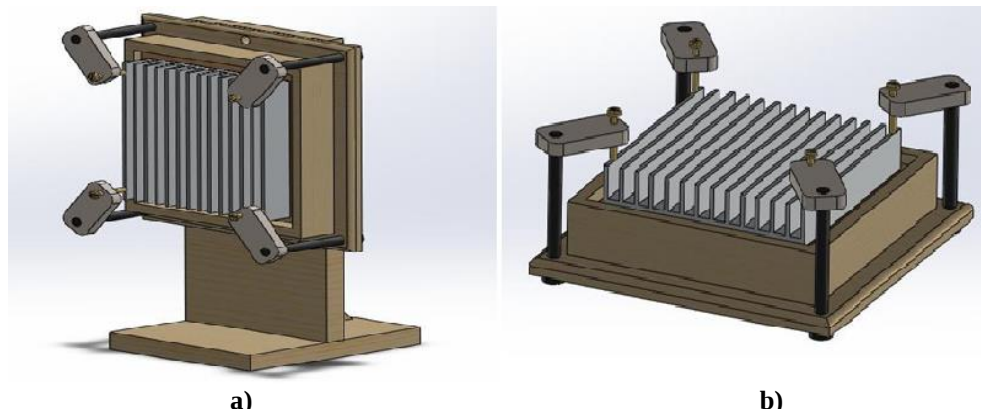
2.2. Aparato Experimental

O aparato experimental mostrado na Figura 2a consiste de um suporte de madeira sobre o qual é colocado uma placa de MDF (Material de Média Densidade), um aquecedor resistivo e um dissipador de alumínio (Fig. 2b). Esta montagem reduz as perdas de calor através da superfície inferior do aquecedor, mas não oferece restrições ao fluxo de ar ao redor das aletas das extremidades do dissipador. As paredes laterais da base do dissipador foram isoladas com lã de vidro e uma placa de fibra de madeira de densidade média, MDF, foi colocada abaixo do aquecedor a fim de fazer com que a maior parte do fluxo de calor se direcione para o dissipador. No dissipador de alumínio com aletas planas retangulares, ilustrado na Figura 2a, foram soldados através do processo de descarga capacitiva, 2 termopares, T4 e T5, posicionados na parte central da placa, sendo o T4 na ponta da aleta e T5 na base do dissipador. A fixação dos termopares por descarga capacitiva foi utilizada pelo fato de reduzir a resistência térmica entre a placa e os termopares. Outros 3 termopares foram utilizados na montagem, o termopar T2 que se localiza no centro abaixo do isolamento de MDF, o termopar T3 inserido dentro do aquecedor resistivo com a junta soldada posicionada no centro do aquecedor, usados para verificar a potência que é perdida por condução através do MDF e o termopar T1 usado para medir a temperatura ambiente. Ressalta-se que neste trabalho o termopar T3 está inserido dentro do aquecedor resistivo. Os termopares utilizados neste trabalho foram do tipo T 30 AWG salvo aqueles que estão no interior dos aquecedores que são também do tipo T, porém da série 40AWG que possuem uma bitola menor.



a) b)
Figura 2. a) Vista em corte da montagem do dissipador b) Disposição da bancada experimental.

Os dissipadores foram ensaiados em duas posições diferentes, horizontal e vertical, tais disposições podem ser melhor visualizadas pelas Figs. 3a e 3b. Para evitar que haja uma fina camada de ar entre a amostra e o aquecedor, o dissipador é fixado sobre o aquecedor por meio de grampos que aplicam certa pressão sobre o conjunto, reduzindo assim o ar entre o aquecedor e o dissipador.



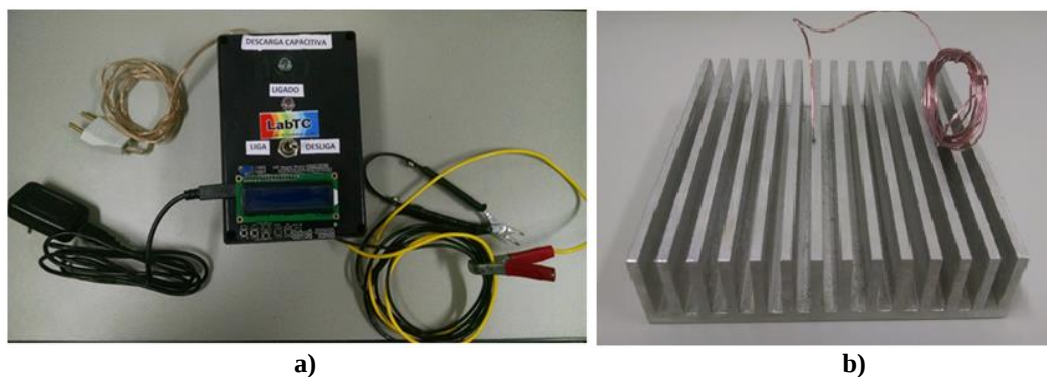
a) b)
Figura 3. a) Montagem na vertical e b) Montagem na horizontal.

O procedimento experimental foi realizado através do aquecimento dos dissipadores em uma faixa de temperatura entre 20°C a 100°C até que o regime permanente fosse atingido. Durante todo o experimento os valores das temperaturas de T1 a T5 foram medidas em intervalos de 5 segundos, num total de aproximadamente 1000 pontos (cerca de uma hora e trinta minutos). Porém se após esse tempo o regime permanente ainda não fosse atingido, a temperatura era verificada a cada 10 minutos, até que o regime permanente fosse atingido e então os dados fossem coletados. Foram coletados além dos dados de regime transiente, mais 4 sequências de dados com aproximadamente 150 pontos cada, para que houvesse uma melhor repetibilidade e para garantir que o experimento estivesse em regime permanente. Somente os últimos 50 pontos após a placa atingir o regime permanente foram utilizados para se obter a média das temperaturas envolvidas na análise e consequentemente, o valor de $\bar{h}$. A potência utilizada no ensaio foi obtida a partir dos valores de tensão e corrente fornecidos pela fonte de alimentação para o aquecedor. Durante o ensaio a temperatura ambiente da sala foi controlada através de um aparelho de ar condicionado.

2.3. Dispositivo de Solda Capacitiva

Na utilização de termopares, a sua fixação incorreta no material a ser experimentado gera altos índices de erro nas leituras. A resistência térmica de contato é causada por materiais que venham a ser adicionados durante o processo de fixação dos termopares, como por exemplo o Estanho, no processo de solda ou até mesmo fita adesiva. Além disso a fita adesiva pode não suportar as temperaturas que o corpo de prova será submetido e poderá vir a romper, comprometendo a medição. Outros problemas são gerados devido a movimentação do ar (convecção natural ou forçada) no local a ser realizada a fixação do termopar junto à superfície. Na Figura 4a mostra-se o equipamento utilizado para realização da fixação de termopares na superfície dos dissipadores ensaiados neste trabalho.

O equipamento é composto de uma caixa plástica lacrada onde se encontram os componentes do circuito elétrico. Também fazem parte os cabos de alimentação da energia elétrica e o cabo de alimentação do display e microcontrolador eletrônico de tensão. O alicate e a garra são os polos positivo e negativo da solda, respectivamente. Na Figura 4b é ilustrado um dos dissipadores utilizados nos experimentos deste trabalho e um termopar soldado na ponta de uma das aletas pelo processo de descarga capacitiva.



a)

b)

Figura 4. a) Equipamento microcontrolado de solda por descarga capacitiva; b) Dissipador com termopar soldado.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

3.1. Cálculo do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção

A transferência de calor por convecção natural ocorre sempre que houver uma diferença de temperatura entre um corpo e um meio fluido. Devido à diferença de temperatura, ocorre uma troca de calor entre o fluido e o corpo, causando uma alteração na massa específica do fluido na área próxima à superfície. A diferença na massa específica cria um fluxo descendente do fluido mais pesado e um fluxo ascendente do mais leve. A transferência de calor por convecção que ocorre devido a esta diferença entre as massas específicas do fluido recebe o nome de convecção natural. A convecção com movimento do fluido auxiliado por meios mecânicos recebe o nome de convecção forçada. As correntes de convecção natural transferem a energia interna armazenada no fluido essencialmente da mesma maneira que as correntes de convecção forçada. Entretanto, a intensidade do movimento de mistura é geralmente menor na convecção natural e, portanto, os coeficientes de transferência de calor são menores que na convecção forçada. Apesar de possuir coeficientes de transferência de calor menores a convecção natural é usada em vários dispositivos por ser um método econômico e robusto, já que dispensa a utilização de partes móveis. A obtenção teórica dos coeficientes $\bar{h}$ neste trabalho foi baseada nas correlações empíricas propostas por Harahap e Rudianto (2005) para as placas orientadas horizontalmente e por Harahap e Lesmana (2006) para as placas orientadas verticalmente. Tais correlações são obtidas a partir de uma série de ensaios para levantamento de dados experimentais, após a obtenção dos dados é realizado um ajuste matemático para obter a correlação empírica. A precisão com a qual o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado depende da correlação utilizada.

3.2. Correlação Empírica de Harahap e Rudianto (2005)

Os dados da transferência de calor para dissipadores com aletas retangulares na horizontal foram correlacionados por Harahap e Rudianto (2005) a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza o número de Nusselt em relação à dimensão l , sendo que $l=L/2$. O número de Nusselt que é calculado a partir da Eq. (1).

$$Nu_{H\&R} = 0,203 \left[Ra \left(\frac{nS}{H} \right) \right]^{0,393} \left(\frac{S}{l} \right)^{0,470} \left(\frac{H}{l} \right)^{0,970} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,620} \quad (1)$$

sendo n o número de aletas da placa, S o espaçamento entre as aletas e W a largura do dissipador. Para este caso o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado pela Eq. (2):

$$\bar{h}_{H\&R} = \frac{Nu_{H\&R} \cdot k_{ar}}{l} \quad (2)$$

A correlação obtida por Harahap e Rudianto (2005) é indicada para uma faixa de valores entre $3 \times 10^3 \leq Ra_l \cdot n(S/L) \leq 3 \times 10^5$. A utilização desta correlação para valores fora do intervalo indicado implica em erros dos valores de $\bar{h}$ obtidos.

3.3. Correlação Empírica de Harahap e Lesmana (2006)

Os dados da transferência de calor para dissipadores com aletas retangulares na vertical foram correlacionados por Harahap e Lesmana (2006) a partir de dados experimentais. A correlação proposta por estes autores utiliza o número de Nusselt em relação à dimensão L . O número de Nusselt é calculado a partir da Eq. (3).

$$Nu_{H\&L} = 3,350 \cdot (Ra)^{0,153} \left(\frac{L}{W} \right)^{0,121} \left(\frac{S}{H} \right)^{0,605} \quad (3)$$

Para este caso o coeficiente médio de transferência de calor por convecção natural é dado por:

$$\bar{h}_{H\&L} = \frac{Nu_{H\&L} \cdot k_{ar}}{L} \quad (4)$$

A correlação obtida por Harahap e Lesmana (2006) é indicada para valores entre $2 \times 10^5 \leq Ra_L \leq 5 \times 10^5$.

3.4. Cálculo do Calor Perdido Através do Isolante

O calor perdido através do isolante utilizado na montagem pode ser calculado através da Lei de Fourier:

$$q_{isol} = k_{isol} \cdot A_{isol} \cdot \frac{\Delta T_{isol}}{L} = k_{isol} \cdot A_{isol} \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{Z} \quad (5)$$

sendo k_{isol} a condutividade térmica do material isolante, A_{isol} a área da superfície do isolante, ΔT_{isol} a diferença de temperatura entre a superfície superior T_3 e inferior do isolante T_2 e Z a distância entre as duas superfícies consideradas, ou seja a espessura da placa de MDF. O valor adotado da condutividade térmica de 0,14 W/mK para a placa de MDF utilizada como isolante foi retirado de Lienhard IV e Lienhard V (2006).

3.5. Cálculo do Calor Perdido por Radiação

O calor perdido através da radiação pelo dissipador pode ser calculado através da Lei de Stefan-Boltzmann:

$$q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_S^4 - T_\infty^4) \quad (6)$$

sendo ε a emissividade térmica do Alumínio 6063 T5, A_{ct} a área total do dissipador onde ocorre a troca de calor por radiação, σ a constante de Stefan-Boltzmann, T_S a média entre as temperatura na base e na ponta da aleta e T_1 a temperatura ambiente. O valor adotado da emissividade térmica do Alumínio 6063 T5 foi de 0,23, dados retirados de Silva (2015).

3.6. Obtenção do $\bar{h}$ Experimental

Para a obtenção dos valores de $\bar{h}$ experimentais foi usada a lei do resfriamento de Newton, dada como:

$$\bar{h} = \frac{q_{pl}}{A_{ct}(T_S - T_\infty)} \quad (7)$$

sendo q_{pl} a diferença entre a taxa de calor fornecida pelo aquecedor e a taxa de calor perdida por condução pelo isolante e a taxa de calor por radiação perdida pelo dissipador, q_{rad} , dado pela Eq. (8).

$$q_{pl} = P - q_{isol} - q_{rad} \quad (8)$$

sendo q_{isol} obtido pela Eq. (5) e P a potência do aquecedor. Para considerar apenas a potência do aquecedor, a potência dissipada pelo fio que conecta o aquecedor à fonte de alimentação deve ser desconsiderada, portanto o cálculo da potência P é feito pela Eq. (9):

$$P = \frac{(V - R_{fio} \cdot I)^2}{R_{aq}} \quad (9)$$

sendo V a tensão da fonte de alimentação, I a corrente da fonte de alimentação, R_{fio} a resistência elétrica do fio conectado ao aquecedor e R_{aq} a resistência elétrica do aquecedor.

4. RESULTADOS

4.1. Comparação entre Dados Teóricos e Experimentais

Nesta seção apresenta-se os resultados das comparações feitas em alguns dos dissipadores ensaiados, sendo as mesmas embasadas primeiramente no coeficiente $\bar{h}$, seguidas pelo comportamento do número de Nusselt. Também foi realizada uma classificação entre os dissipadores relacionando a diferença de temperatura atingida pela potência fornecida ao aquecedor resistivo. Por último foi proposta uma nova correlação empírica para o número de Nusselt e realizada uma análise estatística envolvendo os parâmetros geométricos dos dissipadores similares e sua influência no número de Nusselt. Além disso realizou-se um estudo das incertezas envolvidas na obtenção do número de Nusselt. Apresentam-se nas Figuras 5a e 5b os resultados obtidos para os dissipadores P2 e G2. Observa-se pelos resultados um padrão uniforme de comportamento do $\bar{h}$, sendo primeiramente diferenciado pela disposição em que são ensaiados e também se nota uma diferença de acordo com o tamanho do dissipador. De acordo com a Figura 5a, é possível verificar uma boa concordância entre os valores obtidos neste trabalho comparado com a correlação de Harahap e Rudianto (2005). Ainda na Figura 5a, fazendo uma comparação entre os valores do $\bar{h}$ na posição horizontal, se verifica que os valores de $\bar{h}$ para o dissipador P2 são superiores se comparados ao dissipador G2. Esse comportamento era esperado e

essa diferença se dá devido às diferenças de áreas entre os dissipadores e também aos diferentes valores de temperatura encontrados durante o experimento. Pela Figura 5b, chega-se praticamente às mesmas observações para o comportamento na horizontal, ou seja, dissipadores menores apresentam maior coeficiente de transferência de calor $\bar{h}$. Uma outra observação importante a ser feita é o fato dos dissipadores dispostos verticalmente apresentarem, em geral, um maior valor para o coeficiente de transferência de calor $\bar{h}$. Essa característica pode ser observada comparando-se as Figuras 5a e 5b e esse comportamento é possível pois os dissipadores quando colocados na posição vertical conseguem ter uma maior circulação do ar em ascensão, promovendo maior resfriamento quando comparados aos ensaios feitos com o dissipador na posição horizontal.

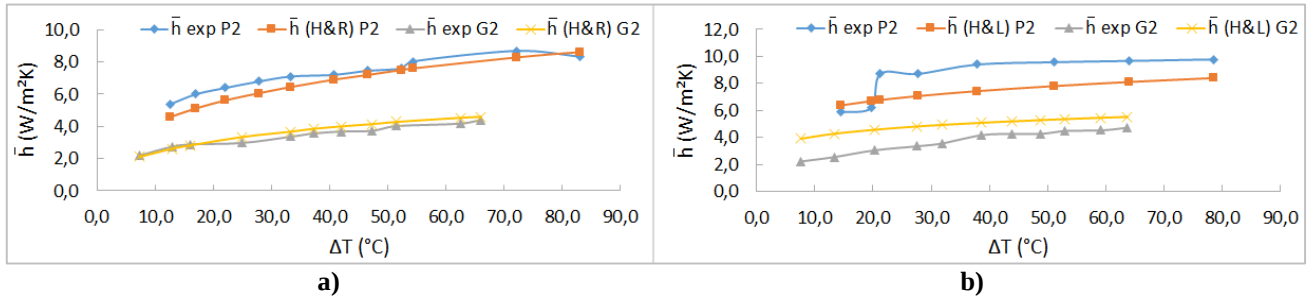


Figura 5. Comparações do $\bar{h}$ em função de ΔT para os dissipadores P2 e G2. a) na horizontal e b) na vertical.

Uma classificação entre os dissipadores foi realizada, sendo a mesma fundamentada na relação entre a temperatura atingida pela potência fornecida pelo aquecedor resistivo ao dissipador. Para uma mesma potência fornecida, o dissipador que tiver a menor temperatura atingida pode ser considerado como sendo o melhor dissipador para esta análise. Assim, os dissipadores G3, G6 e G8 ocupam nessa ordem as melhores classificações na disposição horizontal. Na posição vertical os mesmos dissipadores se comportam de forma muito semelhante, o que pode ser verificado na Tab. 2.

Tabela 2. Classificação dos dissipadores

Classificação	Horizontal				Vertical			
	Maior	°C/W	Menor	°C/W	Maior	°C/W	Menor	°C/W
1º	G3	2,63	P3	7,11	G6	2,56	P6	6,61
2º	G6	2,99	P6	7,64	G3	2,57	P3	6,64
3º	G8	3,03	P2	7,98	G8	2,66	P2	7,89

4.2. Correlação Empírica Proposta, Análise Estatística e de Incertezas

Como ferramenta para se chegar a nova correlação foi utilizado o programa computacional estatístico Minitab, que possui como uma de suas aplicações, a busca de correlações por vários tipos de regressões. Foram utilizados todos os dados obtidos nos experimentos para todos os dissipadores cujos resultados já foram mostrados anteriormente. Parâmetros geométricos e os números de Nusselt e Rayleigh foram utilizados em conjunto para que se chegasse a nova correlação. Diferente de Silva (2015), neste trabalho foi desenvolvida uma única correlação para todos os tipos de dissipadores, englobando inclusive a posição em que os mesmos foram ensaiados. Através de regressão não-linear, levando-se em conta os parâmetros Ra , H/S e L/S foi então proposta a seguinte correlação, dada pela Eq. (10):

$$Nu_{Minitab} = A \cdot Ra^B \cdot \left(\frac{H}{S}\right)^C \cdot \left(\frac{L}{S}\right)^D \quad (11)$$

sendo os termos A , B , C e D os coeficientes encontrados no processo de regressão realizado pelo programa Minitab para realizar o melhor ajuste. Após inserir a Eq. (10) no programa, o mesmo fornece os valores dos termos A , B , C e D . Assim, substituindo os valores fornecidos pelo Minitab, tem-se então a correlação obtida, representada na Eq. (11).

$$Nu_{Minitab} = 0,375 \cdot Ra^{0,377} \cdot \left(\frac{H}{S}\right)^{-0,044} \cdot \left(\frac{L}{S}\right)^{-0,542} \quad (11)$$

Com a nova correlação, foi realizada então a comparação entre os dados experimentais e as correlações da literatura. A curva referente aos dados da nova correlação, proposta pela Eq. (11) tiveram uma diferença menor quando comparada às outras correlações empíricas usadas neste trabalho, apresentando diferenças da ordem de 25%, sendo mostrada na Fig. 6 alguns dos resultados obtidos para o número de Nusselt.

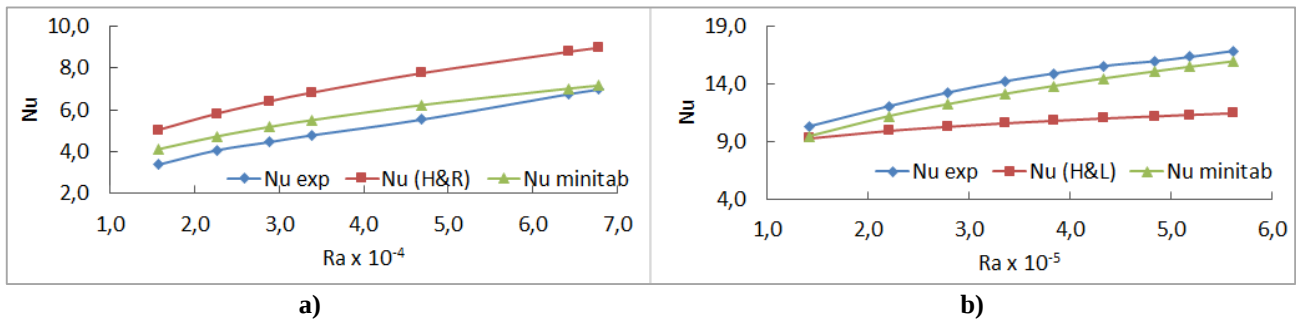


Figura 6. Resultados obtidos com a nova correlação empírica proposta a) P3 na horizontal e b) P3 na vertical.

Foram feitas análises envolvendo 108 configurações experimentais diferentes, sendo o número de Nusselt analisado como variável de resposta e as combinações foram feitas para 3 valores diferentes de altura de aleta (7,00 mm; 14,00 mm e 20,00 mm). Para o espaçamento foram utilizados 3 valores (5,55 mm; 12,00 mm e 14,35 mm). Outra característica geométrica também utilizada foi o comprimento L que varia entre 50,00 mm e 100,00 mm. Além dessas variações também foi utilizada a temperatura da base que foi avaliada entre Baixa, Média e Alta. A orientação foi outro parâmetro utilizado e alternada entre horizontal e vertical. Foram utilizadas ferramentas de DOE (Design of Experiments) para a análise dos dados, esta ferramenta é utilizada em casos onde uma resposta é requerida e a mesma é dependente de uma ou várias outras variáveis. Uma análise foi feita com relação aos resíduos provenientes dos dados inseridos e então foi gerado um histograma. Um gráfico de resíduos é utilizado para analisar a qualidade do ajuste realizado com os dados inseridos na análise estatística. Uma alta frequência de resíduos significa uma alta incidência desse valor para a diferença entre os valores reais e os valores ajustados estatisticamente. Na Figura 7a mostra-se o histograma obtido pelos dados ajustados. Nota-se que na Figura 7a, uma alta frequência de resíduos iguais a zero é apresentada para valores do número de Nusselt, ou seja, a diferença entre os valores reais e ajustados é próxima de zero no centro do gráfico. Nesta região são lidas as maiores frequências de ocorrência para essa diferença mínima ou nula. Pode-se notar também que o comportamento dos dados se aproxima do comportamento de uma curva de distribuição normal, conhecida também como distribuição Gaussiana. Uma outra análise envolvendo os parâmetros geométricos e o número de Nusselt é apresentada, para isso foi utilizada uma ferramenta de análise de variância (ANOVA) no Minitab e gerou-se um quadro de interações. Esse gráfico de interações mostra o comportamento de todos os parâmetros envolvidos e a variável resposta, ou seja, o número de Nusselt. Como exemplo tomando-se como base a relação entre S e L , nota-se que a configuração que exerce maior efeito no número de Nusselt seria fazendo $S = 12$ mm com o $L = 100$ mm. Da mesma maneira comparando Posição com Altura, a resposta seria um dissipador na vertical com 7 mm de altura. A maior influência notada em $S = 12$ mm, confirma o que foi mencionado por Yazicioglu e Yüncü (2007) que demonstraram que o melhor espaçamento entre aletas se encontra entre 10,4 mm e 11,9 mm. Na Figura 7b mostra-se os resultados.

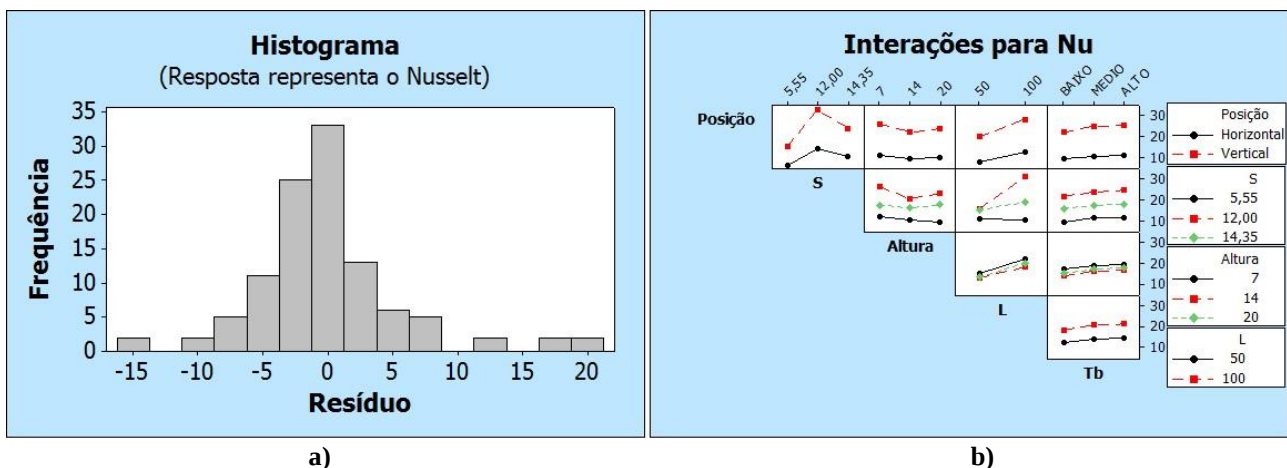


Figura 7. a) Histograma de resíduos e b) Interações entre variáveis no número de Nusselt.

Neste trabalho os resultados foram obtidos através de medições experimentais, sendo assim uma análise de incertezas é necessária a fim de se garantir uma confiabilidade dos resultados obtidos. Foi feita a análise de incertezas sobre o principal parâmetro adimensional utilizado ao longo do trabalho, o número de Nusselt. Para tal análise, foi utilizada a teoria da propagação de erros desenvolvida com base nas incertezas das variáveis independentes (Taylor, 1988). Realizou-se o cálculo das incertezas tomando-se a metodologia experimental e também as incertezas envolvidas nas correlações utilizadas. O cálculo da incerteza com base na correlação de Harahap e Lesmana (2006), Eq. (3), foi feito de acordo com a Eq. (12):

$$\Delta Nu_{teórico} = \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial Ra} \cdot \Delta Ra\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} \cdot \Delta L\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} \cdot \Delta W\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial S} \cdot \Delta S\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} \cdot \Delta H\right)^2} \quad (12)$$

sendo ΔNu o valor da incerteza do Nusselt e ΔRa , ΔL , ΔW , ΔS e ΔH os valores das incertezas de cada variável. Assim, o cálculo se dá pelo somatório dos produtos da derivada parcial de cada variável em relação ao número de Nusselt pelas incertezas de cada variável, sendo os produtos elevados ao quadrado. Da mesma forma foi feito o cálculo para obtenção da incerteza do número de Nusselt obtido de forma experimental. Para o cálculo da incerteza levando em conta a metodologia experimental, toma-se a Eq. (13) para o desenvolvimento do cálculo do número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\frac{(V - R_{fio} \cdot I)^2}{R_{aq}} - \frac{k_{isol} \cdot A_{isol} \cdot (T_3 - T_2)}{Z} - \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ct} \cdot (T_s^4 - T_\infty^4)}{A_{ct} \cdot (T_s - T_\infty)} \cdot \frac{L}{k_{ar}} \quad (13)$$

A incerteza para o número de Nusselt é então definida pela combinação de todas as incertezas de cada grandeza envolvida no seu cálculo. Logo, a incerteza para o número de Nusselt é dada pela Eq. (14):

$$\Delta Nu_{exp} = \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial V} \cdot \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{fio}} \cdot \Delta R_{fio}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial R_{aq}} \cdot \Delta R_{aq}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial I} \cdot \Delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{isol}} \cdot \Delta k_{isol}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A_{isol}} \cdot \Delta A_{isol}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_2} \cdot \Delta T_2\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_3} \cdot \Delta T_3\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Z} \cdot \Delta Z\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \varepsilon} \cdot \Delta \varepsilon\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \sigma} \cdot \Delta \sigma\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial A_{ct}} \cdot \Delta A_{ct}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_s} \cdot \Delta T_s\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\infty} \cdot \Delta T_\infty\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_{ar}} \cdot \Delta k_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} \cdot \Delta L\right)^2} \quad (14)$$

Devido ao fato dos cálculos de derivadas serem extensos, foi utilizado o programa de modelagem matemática Maple para o desenvolvimento das equações utilizadas no cálculo das incertezas. Apresenta-se na Tab. 3 os valores encontrados.

Tabela 3. Incertezas experimental e teórica para o número de Nusselt.

Número de Nusselt	Experimental		Teórico	
	Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Valor Nu Obtido	5,41	19,23	5,3	20,04
Valor da Incerteza	0,178	0,705	0,15	0,06
Incerteza (%)	3,29	3,66	2,83	0,29

Os valores das incertezas para o número de Nusselt apresentaram valores menores que 5%, o que é considerado satisfatório pela literatura.

5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos mostraram boas concordâncias com a literatura para as comparações entre os coeficientes $\bar{h}$ e número de Nusselt. Nota-se que dissipadores menores, no geral, possuem maiores valores de $\bar{h}$ devido a maior temperatura alcançada em função da menor área de troca de calor por convecção. Foi observado que para dissipadores dispostos na posição horizontal existe uma melhor concordância para o número de Nusselt e nos dissipadores com bases maiores a diferença média foi em torno de 10%, comparando-se dados experimentais com os resultados obtidos de correlações empíricas. Uma classificação entre os dissipadores mostrou que a semelhança geométrica condiz com o desempenho na relação temperatura máxima atingida por potência fornecida. Resultados mostraram comportamento semelhante entre dissipadores similares de dimensões da base diferentes, apresentando as mesmas curvas de desempenho para ambas posições em que foram ensaiados. Foi verificado graficamente que a curva traçada envolvendo dados experimentais e os resultados da nova correlação tem uma boa concordância com relação ao número de Nusselt. Com os dados obtidos foi possível encontrar uma média de diferenças para dissipadores menores em torno de 12% e de 18,5% para os dissipadores maiores. As ferramentas utilizadas como o Minitab produzem excelentes análises, desde que seja feito um planejamento de experimentos para que os dados sejam colhidos já com uma tratativa definida de análise. Assim, não foi feita uma análise mais criteriosa do ponto de vista estatístico pois não foi feita uma programação adequada dos experimentos. Os cálculos mostraram uma incerteza máxima em termos percentuais em torno de 3,5%, valor aceitável pela literatura.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq, à FAPEMIG e a CAPES pelo suporte financeiro e ao CNPq pelas bolsas de iniciação científica e mestrado.

7. REFERÊNCIAS

- Harahap, F. and McManus, H.N., 1967, "Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 89, pp. 32–38.
- Harahap, F. and Setio, D., 2001, "Correlations for Heat Dissipation and Natural Convection Heat-transfer from Horizontally- based, Vertically-finned Arrays", *Applied Energy*, Vol. 69, pp. 29–38.
- Harahap, F. and Rudianto, E., 2005, "Measurements of Steady-state Heat Dissipation From Miniaturized Horizontally-based Straight Rectangular Fin Arrays", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 41 pp. 280–288.
- Harahap, F. and Lesmana, H., 2006, "Measurements of Heat Dissipation from Miniaturized Vertical Rectangular Fin Arrays under Dominant Natural Convection Conditions", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 11, pp. 1025–1036.
- Kim, T.H., Kim, D.-K., Do, K.H., 2013, "Correlation for the fin Nusselt number of natural convective heat sinks with vertically oriented plate-fins". *Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 3, pp. 413–425.
- Leung, C.W., Probert, S.D. and Shilston, M.J., 1985, "Heat Exchanger Design: Thermal Performances of Rectangular Fins Protruding from Vertical or Horizontal Rectangular Bases", *Applied Energy*, Vol. 20, No. 2, pp. 123–140.
- Lienhard IV and J. H. Lienhard V, J. H., 2006, "A Heat Transfer Textbook", 3rd ed Cambridge: Phlogiston Press, 766 p.
- Rao, V.R. and Venkateshan, S.P., 1996, "Experimental Study of Free Convection and Radiation in Horizontal Fin Arrays". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 779–789.
- Silva, V.A., 2015. "Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural". Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 100 p.
- Starnes, K.E. and McManus, H.N., 1963, "An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 85, pp. 273–278.
- Taylor, J.R., 1996, "An Introduction to Error Analysis: the Study of Uncertainties in Physical Measurements", 2nd edition, University Science Books, 327 p.
- Yazicioglu, B. and Yuncu, H., 2007. "Optimum Fin Spacing of Rectangular Fins on a Vertical Base in Free Convection Heat Transfer". *Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 1, pp. 11–21.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STATISTICAL ANALYSIS USING MINITAB AND UNCERTAINTIES IN THE STUDY OF NATURAL CONVECTION IN HEAT SINKS

Bruno de Campos Salles Anselmo, brunocsa@gmail.com

Vilson Altair da Silva, vilson@unifei.edu.br

Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva, metrevel@unifei.edu.br

Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica – IEM, Laboratório de Transferência de Calor – LabTC, Campus Prof. José Rodrigues Seabra, Av. BPS, 1303, bairro Pinheirinho, Itajubá - MG, CEP 37500-90

Abstract. Heat sinks are capable of improving the operating temperature of a wide range of equipment. With the increasing miniaturization of electronic equipment, a greater efficiency in heat sinks is necessary. In this study, the behavior of different geometric parameter heat sinks with rectangular fins was analyzed. Experiments have been made to obtain the temperature distribution in the heat sink. Experimental and theoretical analyses were performed to obtain the average heat transfer coefficient $\bar{h}$, as well as other parameter like Nusselt number. Altogether 16 heat sinks were tested, 8 with 100 mm x 100 mm, and 8 with 50 mm x 50 mm base area. These heat sinks were tested in the horizontal and vertical positions with temperatures ranging between 20°C and 100°C. Analyses were performed with experimental data involving Nusselt number, $\bar{h}$, the dimensions of the base, the geometric parameters, height, thickness, and spacing between fins, and positioning of heat sinks. Empirical correlations extracted from literature were used to validate the results obtained in this study. Finally, a statistical analysis was conducted using Minitab software on the influence of the geometrical parameters in the Nusselt number. An analysis of the uncertainties was also carried out. A classification of all heat sinks based on the relation of temperature and supplied power was accomplished. In addition, a new empirical correlation, using Minitab, with experimental data of the present study is proposed.

Keywords: Heat Sinks, Empirical Correlation, Minitab, Statistical Analysis, Uncertainty Analysis.