

21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE EXPERIMENTAL E TEÓRICA DA CONVECÇÃO NATURAL EM DISSIPADORES NA HORIZONTAL E VERTICAL

Vitor Araujo Fernandez, vitor.a.fernandez@gmail.com
Durval Marques de Queiroz Neto, dmq.neto@yahoo.com.br
Vilson Altair da Silva, vilson@unifei.edu.br
Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva, metrevel@unifei.edu.br

Unifersidade 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 37500-903

Resumo: A utilização de dissipadores de calor é necessária em condições em que o calor produzido por um componente não se dissipa com facilidade, prejudicando o seu funcionamento e diminuindo sua vida útil. Isto é visto frequentemente no ramo da eletrônica, onde microcomponentes estão submetidos a altas temperaturas de trabalho e precisam ser resfriados para aumentar sua vida útil. Estudar esses trocadores de calor se faz necessário para aperfeiçoar o seu funcionamento, buscando que uma faixa de temperatura ótima durante a utilização do equipamento seja alcançada. O número e a altura das aletas são parâmetros que influenciam diretamente o coeficiente médio de transferência de calor por convecção $\bar{h}$, assim sendo, existe uma relação ideal entre eles para que se consiga uma melhor eficiência do dissipador. Neste trabalho foram ensaiados dissipadores com base de dimensões aproximadamente de 0,050 x 0,050 m, com sua base disposta horizontal e verticalmente. Variou-se o número, a altura e a espessura das aletas, sobre as quais a convecção natural ocorre, para determinar o efeito destes parâmetros no $\bar{h}$. Foi possível obter duas correlações para o número de Nusselt no grupo de dissipadores ensaiados, uma para a posição horizontal e outra para a posição vertical. Os ensaios consistiram em aquecer os dissipadores até atingirem o regime permanente em diferentes faixas de temperatura. Os resultados encontrados para o número de Nusselt foram comparados com resultados obtidos a partir de correlações empíricas obtidas da literatura, apresentando diferenças menores que 10%. Também foram realizadas manipulações matemáticas com uso do programa computacional Maple, para se determinar a temperatura em qualquer ponto ao longo da aleta, por meio de cálculos analíticos e numéricos, e suas respostas foram comparadas com a temperatura experimental. Essas análises matemáticas diminuem a necessidade de testes experimentais, o que colabora para o estudo de dissipadores de pequenas dimensões, que possuem pequeno espaçamento entre as aletas, dificultando a fixação dos termopares. Os resultados obtidos, tanto pelo método analítico quanto pelo método numérico, aproximam-se do obtido experimentalmente.

Palavras-chave: Dissipadores de Calor, Aletas Retangulares, Convecção Natural, Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção.

1. INTRODUÇÃO

No desenvolvimento de produtos que estão sujeitos a geração de calor é necessária a existência de mecanismos que consigam dissipar o calor gerado em excesso para o ambiente, pois altas temperaturas podem danificar o produto ou diminuir o rendimento do equipamento. Isto pode ser visto, por exemplo, em microprocessadores, que conseguem desenvolver maior velocidade de processamento quando estão em baixas temperaturas. Outro exemplo pode ser visto em um motor a combustão interna, onde a variação de temperatura pode ser alta e periódica, causando, assim, fadiga por fluência. Em caldeiras e evaporadores também é indicado aumentar a dissipação de calor, o que coincidirá com um aumento do rendimento destas máquinas térmicas.

Um método para maximizar a troca de calor é gerar um escoamento ao redor do corpo, sendo muito utilizado em corpos que estão em movimento, como veículos, onde o fluxo de ar ao seu redor é direcionado para que entre em contato com o motor, que é o corpo quente, resfriando-o. Outra técnica é utilizar um fluido refrigerante, em geral a água, que passa ao redor do cilindro, arrefecendo-o, como utilizada em compressores de grande porte. Outra alternativa são as superfícies estendidas, ou aletas, que são economicamente mais viáveis. Estas aumentam a área de contato entre o corpo quente e o fluido que o cerca. Costuma-se utilizar um conjunto de aletas sobre uma base, sendo este arranjo denominado de dissipador, que pode ser utilizado tanto sob convecção natural quanto forçada.

Em todos os exemplos o coeficiente médio de transferência de calor por convecção $\bar{h}$ é ampliado. O $\bar{h}$ é um dos parâmetros mais importantes na troca de calor por convecção, porém sua obtenção é feita de maneira indireta, podendo ser determinado através de métodos numéricos, analíticos, por correlações empíricas ou experimentalmente. Com o valor de $\bar{h}$ e as temperaturas do corpo e do fluido, é possível estimar o fluxo de calor.

Baskaya *et al.* (2000) propuseram um estudo para determinar a influência dos parâmetros geométricos e da diferença de temperatura no desempenho de aletas retangulares na posição horizontal em regime estacionário. Com os resultados, os autores propuseram uma correlação para o número de Nusselt em função do número de Rayleigh, da altura, do espaçamento e do comprimento da aleta. O número de Nusselt é um parâmetro adimensional que mede a razão entre a transferência de calor por convecção e a condução de calor dentro de um fluido. Com esse parâmetro é possível determinar o valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

Harahap e Rudianto (2005) fizeram um trabalho sobre dissipadores miniaturizados, com dimensões na base de no máximo 0,050 m por 0,050 m e parâmetros geométricos variados, dispostos na posição horizontal, sob convecção natural em regime estacionário. Os autores analisaram a influência destes parâmetros geométricos no valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção e propuseram uma correlação para o número de Nusselt.

Harahap e Lesmana (2006) continuaram o trabalho Harahap e Rudianto (2005), propondo uma correlação teórica para o número de Nusselt com os mesmos dissipadores, agora dispostos na vertical, concluindo que, quando assim orientados, possuem um melhor desempenho que os orientados horizontalmente. As correlações sugeridas por Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006) serão comparadas com as correlações desenvolvidas neste trabalho através do resultado do $\bar{h}$ encontrado experimentalmente.

Huang *et al.* (2006) levaram em consideração a disposição das aletas com convecção natural em regime permanente. Para o trabalho foram utilizados dissipadores com aletas em formas de pinos retangulares e totalmente retangulares. Os resultados mostraram que dissipadores dispostos na vertical conseguiam transferir mais calor que na posição horizontal e horizontal invertida.

Aziz (2006) reuniu um estudo com ferramentas matemáticas, tanto numérica quanto analítica, para diversos problemas de transferência de calor, utilizando o programa computacional Maple, incluindo aletas retangulares uniformes. Sendo a tendência mundial a diminuição do tamanho dos dissipadores para a aplicação em aparelhos eletrônicos, buscou-se desenvolver dois modelos matemáticos, um numérico, através do método de Diferenças Finitas, e outro analítico, com as ferramentas fornecidas por Aziz (2006).

Dialameh *et al.* (2008) relacionaram aletas com espessura entre 0,003 m e 0,007 m para dissipadores sujeitos a convecção natural em regime estacionário dispostos na horizontal. Os resultados obtidos foram comparados com respostas encontradas por meio de elementos finitos. Com os resultados, os pesquisadores propuseram modelos sobre o escoamento da convecção natural sobre as aletas e as influências destas na convecção, concluindo que a transferência de calor é maximizada quando o espaçamento for de 0,007 m, isto para aletas com $H/L \leq 0,24$, onde H é a altura e L a largura da aleta.

Santos (2013) realizou uma série de ensaios em dissipadores de dimensões da base de 0,100 m por 0,100 m nas posições horizontal e vertical, variando a altura, espessura e espaçamento das aletas, analisando o efeito desses parâmetros no coeficiente médio de transferência de calor por convecção, comparando os coeficientes obtidos com coeficientes encontrados por correlações empíricas da literatura.

Silva (2015) aprimorou o trabalho de Santos (2013), estudando a emissividade do dissipador, considerando a transferência de calor por radiação e, por consequência, o calor transferido por convecção com maior precisão. Queiroz Neto (2015) propôs um conjunto de correlações empíricas para o número de Nusselt com dissipadores com dimensões da base de 0,050 m por 0,050 m, com parâmetros geométricos iguais aos de Silva (2015).

Com o intuito de apresentar um conjunto de equações que generalizam os coeficientes $\bar{h}$, foram desenvolvidas correlações empíricas com base em ensaios dos grupos de dissipadores ensaiados, considerando os parâmetros de espaçamento, altura, espessura das aletas e a temperatura em excesso, que é a diferença entre a temperatura do dissipador e do ar ambiente. As correlações usadas neste trabalho são para convecção natural em regime estacionário, fornecendo o número de Nusselt para cada disposição dos dissipadores.

Neste trabalho foram ensaiados 6 dissipadores com comprimento de 0,050 m e largura variando de 0,04730 a 0,05200 m, com suas bases dispostas na vertical e na horizontal. Os coeficientes de convecção natural obtidos foram comparados com os trabalhos de Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006). Também são apresentados dois modelos matemáticos para se obter a temperatura em qualquer ponto de uma aleta, conferindo suas respostas com a temperatura medida em uma posição aleatória.

2. BANCADA DE TESTE

A bancada consiste de um suporte de madeira, no qual é colocada uma placa de fibra de média densidade (MDF) como isolante, com um termopar no centro de sua base inferior, para que seja medida sua temperatura e o fluxo de calor que atravessa esse isolante por condução. Um aquecedor resistivo plano de espessura fina é colocado sobre essa placa de MD, sendo, então, alimentada por uma fonte elétrica. Sobre a resistência é colocado o dissipador de aletas planas e retangulares, com as paredes laterais da base isoladas por fibra de vidro, ficando o fundo da base em contato com o aquecedor, de modo que apenas as aletas fiquem em contato com o ar. O esquema de montagem está representado na Fig. 1.

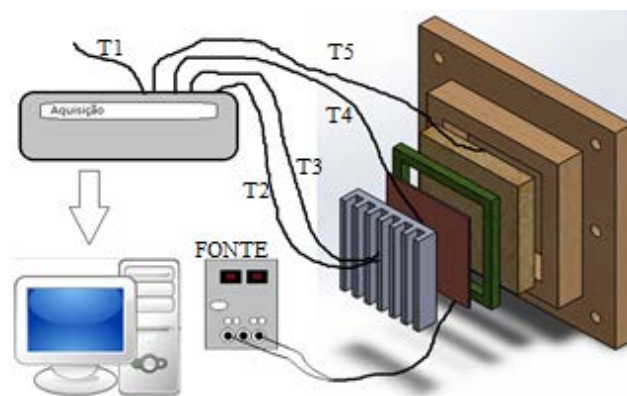


Figura 1. Esquema de montagem da bancada experimental para o ensaio dos dissipadores.

Para fixar os dissipadores na bancada são utilizados 4 parafusos, 1 em cada canto do dissipador, apoiados sobre as aletas. Estes parafusos comprimem o dissipador sobre a placa de MDF, diminuindo significativamente a resistência térmica de contato entre o dissipador e o aquecedor. Para evitar a transferência de calor por condução com o parafuso, uma fita de baixa condutividade térmica é fixada em sua ponta.

Os ensaios foram feitos nas posições horizontal e vertical, para este último tipo de ensaio foi feita um suporte para manter o dissipador na posição vertical. O esquema das bancadas vertical e horizontal pode ser visto na Fig. 2.

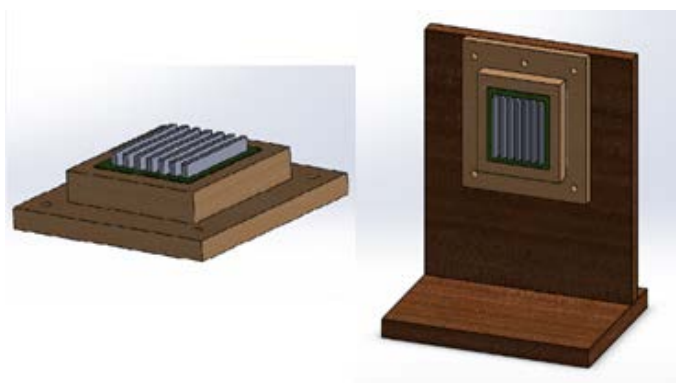


Figura 2. Montagem dos dissipadores na horizontal e na vertical respectivamente.

Os termopares usados são do tipo T e foram fixados ao dissipador por meio de uma solda capacitiva. Eles são identificados de acordo com a temperatura que estão medindo, sendo: T1 (temperatura ambiente), T2 (temperatura no topo da aleta), T3 (temperatura na base da aleta), T4 (temperatura no aquecedor resistivo) e T5 (temperatura abaixo do isolante de MDF).

Para evitar que a lateral da base do dissipador troque calor com o suporte de madeira e com o ar, foi colocado um revestimento de fibra de vidro, que possui a condutividade térmica de $k=0,038\text{W}/(\text{mK})$, permitindo que, por ser muito baixa, somente a superfície do dissipador que comporta as aletas troque calor com o ar.

Os parâmetros geométricos do dissipador podem ser vistos na Fig. 3.

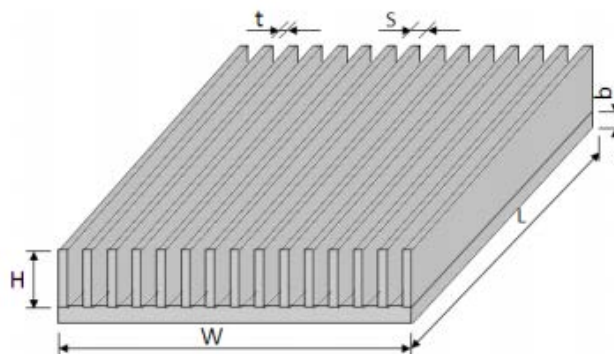


Figura 3. Parâmetros geométricos do dissipador.

O procedimento foi realizado através do aquecimento do dissipador até uma temperatura fixa em uma faixa entre 303K e 393K, com o sistema em regime permanente. Para atingir o regime permanente foram necessários aproximadamente 90 minutos em uma sala com temperatura controlada. Somente os últimos 50 pontos de cada ensaio, após a placa atingir o regime permanente, foram utilizados para se obter a média das temperaturas envolvidas. As dimensões dos dissipadores ensaiados estão na Tab. 1:

Tabela 1. Parâmetros geométricos dimensionais dos dissipadores ensaiados.

	n	$S \times 10^3$ [m]	$t \times 10^3$ [m]	$H \times 10^3$ [m]	$L \times 10^3$ [m]	$W \times 10^3$ [m]	$b \times 10^3$ [m]
Dissipador	Número de aletas	Passo	Espessura	Altura	Comprimento	Largura	Base da aleta
D1	7	5,55	2,00	7,00	50,00	47,30	4,00
D2	7	5,55	2,00	14,00	50,00	47,30	4,00
D3	4	14,35	2,00	7,00	50,00	51,05	4,00
D4	4	14,35	2,00	14,00	50,00	51,05	4,00
D5	4	12,00	4,00	7,00	50,00	52,00	4,00
D6	4	12,00	4,00	14,00	50,00	52,00	4,00

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A transferência de calor pode ocorrer de três maneiras: condução, que depende exclusivamente do material, convecção, que depende do fluido ambiente, e radiação, que depende da relação material e meio externo. A taxa de transferência de calor por condução pode ser obtida pela lei de Fourier. Já a taxa de transferência de calor por convecção é dada pela lei de Resfriamento de Newton. Por último, a taxa de transferência de calor por radiação é encontrada pela lei de Stefan-Boltzmann.

Das 3 leis, sabendo que em $x=0$ $T=T_3$ (temperatura da base da aleta), $T_\infty=T_1$ é conhecida e constante, A_{tr} é constante, $dA_s/dx=P$, onde P é o perímetro da aleta, e que T_s é a média entre a temperatura da base da aleta e a temperatura da ponta da aleta, chega-se a:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\bar{h}_c P}{kA_{tr}} (T_s - T_\infty) - \frac{P \varepsilon \sigma}{kA_{tr}} (T_s^4 - T_\infty^4) = 0 \quad (1)$$

3.1. Resolução Analítica

A Equação (1) é uma equação diferencial ordinária que pode ser solucionada de duas formas, uma analítica e outra por métodos numéricos. Para a primeira solução, é necessário fazer manipulações matemáticas, criando uma variável dependente, denominada de temperatura em excesso $\theta(x)$, que é a diferença da temperatura no ponto x da temperatura ambiente, e chamando o $\bar{h}_r$ de coeficiente de transferência de calor por radiação, fazendo-o igual a:

$$\bar{h}_r = \frac{\varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}{(T_s - T_\infty)} \quad (2)$$

com isso:

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - m^2\theta(x) = 0 \quad (3)$$

sendo:

$$m^2 = \frac{P \bar{h}_{tot}}{kA_{tr}} \quad (4)$$

onde:

$$\bar{h}_{tot} = \bar{h} + \bar{h}_r \quad (5)$$

Escrita na forma da Eq. (3), a Eq. (1) tem solução analítica. Resolvendo no programa computacional Maple, obtém-se:

$$\theta(x) = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{mx} \quad (6)$$

$$\theta(0) = T_3 - T_1 = C_1 + C_2 = \theta_b \quad (7)$$

onde θ_b é a temperatura em excesso da base da aleta.

Fazendo um balanço de energia na ponta da aleta ($x=H$) como condição de contorno e chamando $\theta(H)=\theta_H$, tem-se que:

$$-kA_{tr} \frac{d\theta_H}{dx} = \bar{h}_{tot} A_{tr} \theta_H \quad (8)$$

Assim, chega-se as constantes C_1 e C_2 , e tem-se que a resposta analítica da temperatura θ é dada por:

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{(e^{m(H-x)}mk + e^{-m(H-x)}mk - e^{m(H-x)}\bar{h}_{tot} + e^{-m(H-x)}\bar{h}_{tot})}{e^{-mH}km + e^{mH}km + e^{-mH}\bar{h}_{tot} - e^{mH}\bar{h}_{tot}} \quad (9)$$

A Equação (12) permite uma relação analítica entre a temperatura da aleta em uma altura qualquer com a temperatura da base, e, se conhecida a temperatura da base, ela representa a distribuição de temperatura da aleta.

3.2. Resolução Numérica

A solução numérica da Eq. (1) é encontrada mais facilmente do que pelo método analítico. Existem muitas maneiras de se calcular numericamente este problema, Silva (2015) encontrou a solução, primeiramente adimensionalizando as variáveis da seguinte maneira:

$$\phi = \frac{T}{T_b}; \phi_b = \frac{T_\infty}{T_b}; X = \frac{x}{H}; N_c = \frac{hPL^2}{kA_{tr}}; N_r = \frac{\varepsilon\sigma PT_b^3}{kA_{tr}} \quad (10)$$

Após algumas substituições e simplificações matemáticas, chegou a:

$$\frac{d^2\phi}{dX^2} - N_c(\phi - \phi_\infty) - N_r(\phi^4 - \phi_\infty^4) = 0 \quad (11)$$

Com a Equação (11), foi possível obter uma resposta numérica para o problema. Outra forma é partir da Eq. (1) e solucionar pelo método de diferenças finitas no Maple, sendo esta utilizada neste trabalho.

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

A obtenção teórica dos valores do coeficiente médio de transferência de calor por convecção neste trabalho foi embasada nas correlações para o número de Nusselt propostas por Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006). Essas correlações foram propostas após ensaios de dissipadores com parâmetros dimensionais próximos aos utilizados neste trabalho.

Sabe-se que nem todo o calor fornecido pelo aquecedor vai para o dissipador, pois parte dele é transferido por condução para a base da placa isolante na bancada. Outra parcela do calor que chega ao dissipador é perdida na forma de radiação térmica em sua superfície. Assim, chega-se que a taxa de transferência de calor por convecção pode ser obtida a partir da taxa de calor gerada, subtraindo as perdas citadas. Com isso, têm-se que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é dado por:

$$\bar{h} = \frac{q_{conv}}{\theta_m A_{sup}} \quad (12)$$

onde θ_m é a média entre as temperaturas em excesso da ponta e da base.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

4.1. Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção

Os resultados obtidos experimentalmente para o $\bar{h}$ estão apresentados em uma série de gráficos, sendo comparados com o fornecido pelas correlações de Harahap e Rudianto (2005), identificados nas legendas por “Correlação de H&R”,

nos dissipadores dispostos horizontalmente e de Harahap e Lesmana (2006), identificados nas legendas por “Correlação de H&L”, nos orientados verticalmente.

O dissipador D1 apresenta melhor aproximação à literatura na posição vertical, conforme se verifica na Fig. 4. Nesta mesma disposição, nota-se que o valor de $\bar{h}$ é maior para uma mesma temperatura quando comparado com o dissipador na horizontal, logo possui maior troca de calor com o meio ambiente, coincidindo com o encontrado por Harahap e Lesmana (2006).

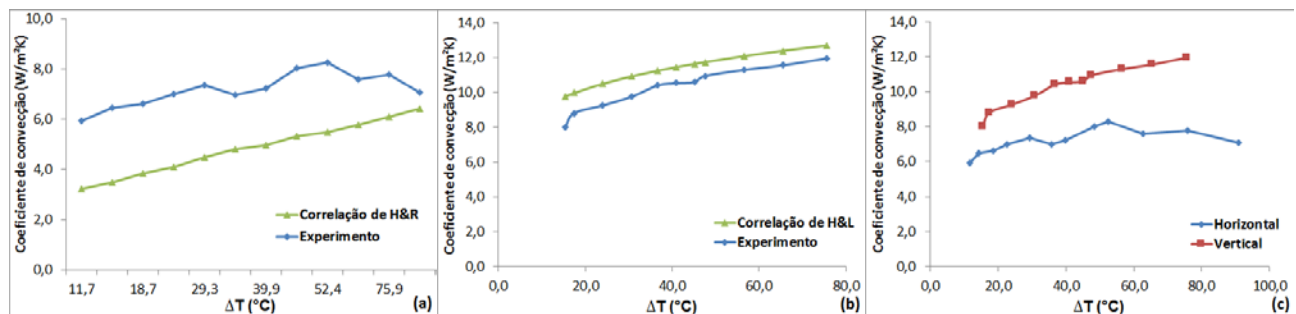


Figura 4. Dissipador D1 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

Já o dissipador D2, apresentado na Fig.5, possui maior aproximação à literatura quando disposto na horizontal. Da mesma forma como ocorre no dissipador D1, o valor de $\bar{h}$ para a vertical é superior do que para a horizontal, coincidindo com a literatura. Comparando com o dissipador D1, percebe-se que o aumento da altura da aleta acarretou em um decréscimo do $\bar{h}$ na posição vertical e uma variação pequena na horizontal.

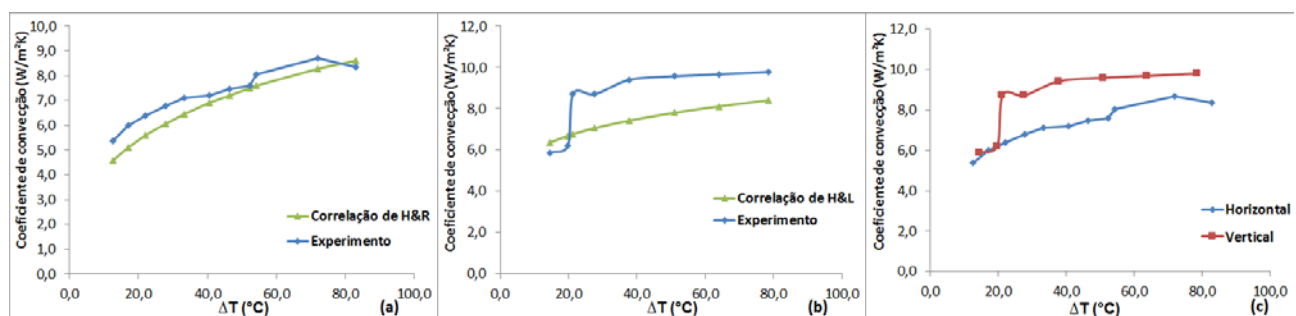


Figura 5. Dissipador D2 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

O dissipador D3 possui menor número de aletas e um maior espaçamento que o dissipador D1, o que resultou em um $\bar{h}$ maior, como sugere a Fig. 6. Novamente, como apresenta a literatura, o coeficiente de transferência de calor por convecção na vertical é maior do que na horizontal, entretanto a aproximação com a literatura é melhor quando disposto na horizontal.

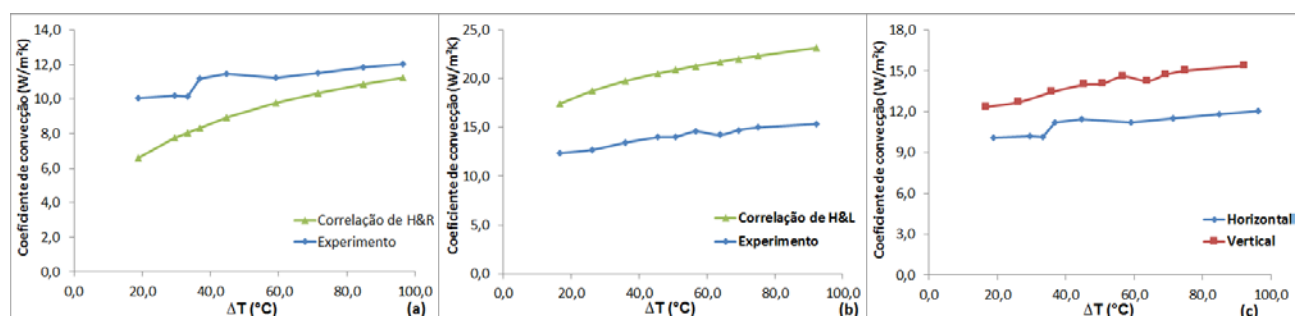


Figura 6. Dissipador D3 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

Com aletas mais altas que o dissipador D3, o dissipador D4, analisando a Fig. 7, apresenta $\bar{h}$ inferior tanto na vertical quanto na horizontal, indicando que, neste caso, o aumento da altura criou uma barreira ao fluxo de ar, diminuindo o $\bar{h}$. A aproximação com a literatura é boa e semelhante tanto na horizontal quanto na vertical. Ao comparar com o dissipador D2, onde se tem uma diminuição do número de aletas e, conseqüentemente, um aumento do espaçamento, quando dispostos na vertical, o dissipador D3 apresentou $\bar{h}$ superior, enquanto que na horizontal são semelhantes.

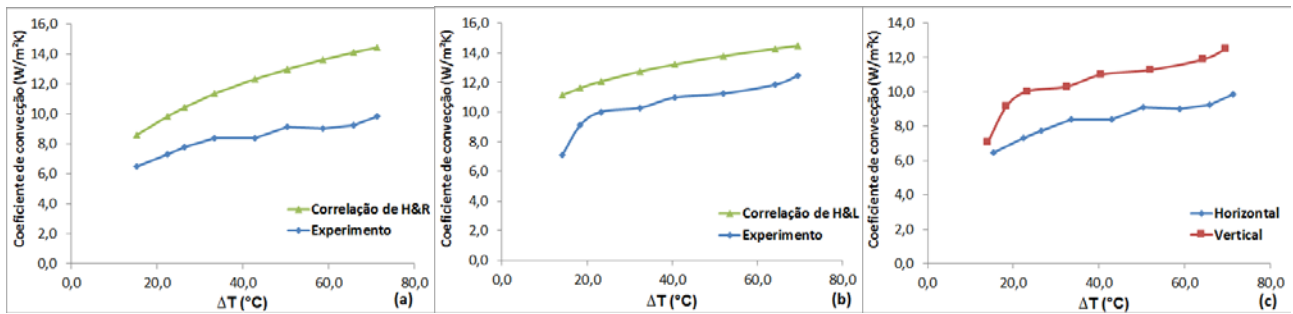


Figura 7. Dissipador D4 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

No caso do dissipador D5, representado na Fig. 8, nota-se que o $\bar{h}$ é ligeiramente superior na posição vertical em relação a horizontal, seguindo o que sugere a literatura. Entretanto, em ambos os casos os valores estiveram distantes da literatura. Nota-se também que os coeficientes do dissipador D5 são semelhantes ao encontrado no dissipador D3, indicando que aletas mais espessas não culminaram em $\bar{h}$ superiores.

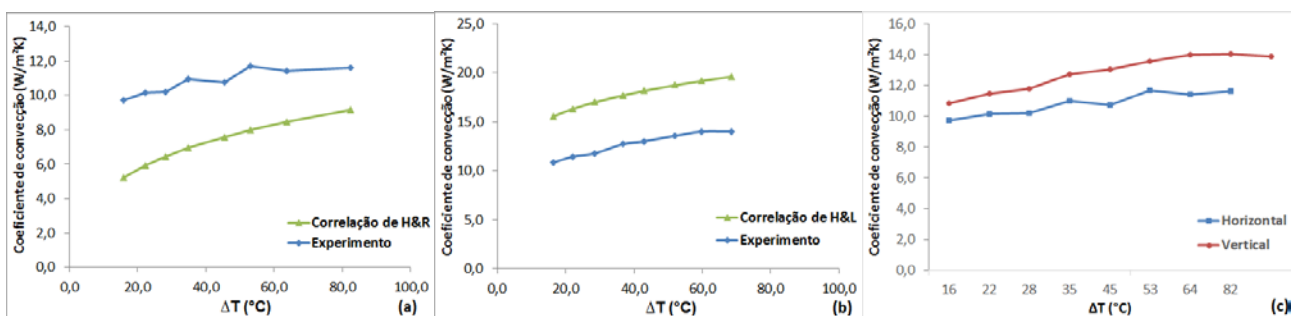


Figura 8. Dissipador 5 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

Já o dissipador D6 apresenta a melhor aproximação com as correlações propostas na literatura dentre os dissipadores ensaiados para a posição vertical, inclusive coincidindo em alguns pontos, e a segunda melhor para a horizontal, como demonstra a Fig. 9. Novamente o $\bar{h}$ na vertical é superior ao na horizontal. Tendo aletas mais espessas, os coeficientes deste dissipador são superiores aos do dissipador D5.

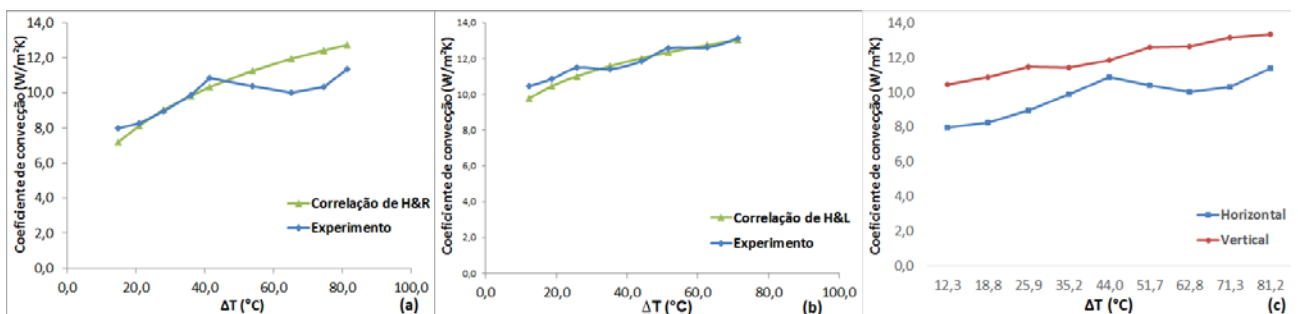


Figura 9. Dissipador 6 na posição horizontal (a), vertical (b) e comparação das posições (c).

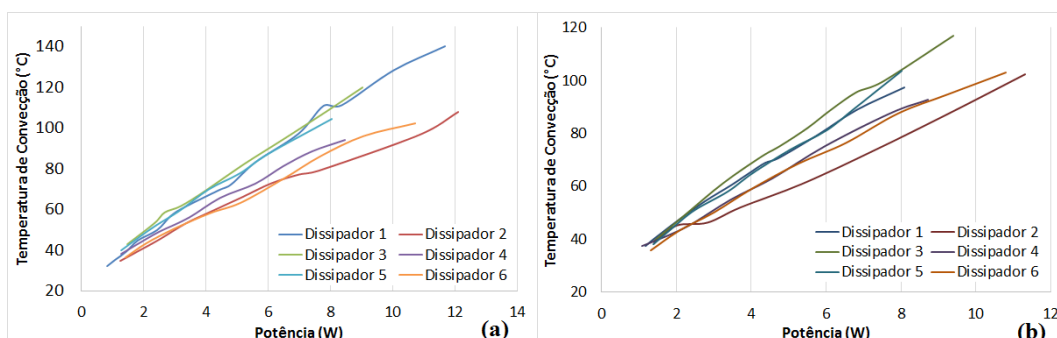


Figura 10. Temperatura de convecção em função da potência fornecida aos dissipadores dispostos na horizontal (a) e na vertical (b).

Na Figura 10 é apresentada a relação da temperatura de convecção, que é a média entre a temperatura da base e a da ponta da aleta, com a potência fornecida ao dissipador. Através desta relação, foi possível classificar os dissipadores quanto sua capacidade de perder calor para uma mesma potência, sendo apresentado na Tab. 2.

Tabela 2. Classificação dos Dissipadores por desempenho.

	Classificação	1º	2º	3º	4º	5º	6º
		DISSIPADORES					
Posição	Horizontal	D1	D3	D5	D4	D6	D2
P=8W	$\bar{h}$ [W/m²K]	7,37	11,86	11,61	9,59	10,08	8,12
	T_{conv} [K]	384,17	382,97	377,31	365,01	361,63	354,14
Posição	Vertical	D3	D5	D1	D4	D6	D2
P=8W	$\bar{h}$ [W/m²K]	15,10	13,88	11,93	12,03	12,67	9,61
	T_{conv} [K]	377,18	376,56	369,80	362,26	361,08	351,73

Percebe-se que os dissipadores D2 e D6 obtiveram os piores resultados, mesmo possuindo aletas maiores que seus semelhantes, os dissipadores D1 e D5. Quando dispostos na horizontal, o dissipador D1, com maior número de aletas, se sobressai, enquanto que na vertical os dissipadores com maior espaçamento, D3 e D5, conseguiram melhores resultados.

4.2. Correlação Proposta para o Nusselt

Utilizando o programa computacional Lab Fit, foi possível encontrar duas correlações para o conjunto de dissipadores ensaiados neste trabalho, tanto na horizontal quanto na vertical, apresentadas, respectivamente, abaixo.

$$Nu = 0,9062 \left(Ra \frac{S}{H} n \right)^{0,2079} \left(\frac{S}{l} \right)^{0,4374} \left(\frac{H}{l} \right)^{0,0248} \left(\frac{L}{W} \right)^{2,6170} \quad (13)$$

$$Nu = 0,5041 (Ra)^{0,2369} \left(\frac{S}{H} \right)^{0,1721} \left(\frac{L}{W} \right)^{-1,5194} \quad (14)$$

As faixas de atuação são $1,566 \times 10^4 < Ra < 7,412 \times 10^4$ na horizontal e $1,407 \times 10^5 < Ra < 5,602 \times 10^5$ na vertical.

Foram confeccionados quatro gráficos, apresentados na Fig. 12, comparando o número de Nusselt encontrado pelas Eq. (13) e (14) com o da literatura e o experimental.

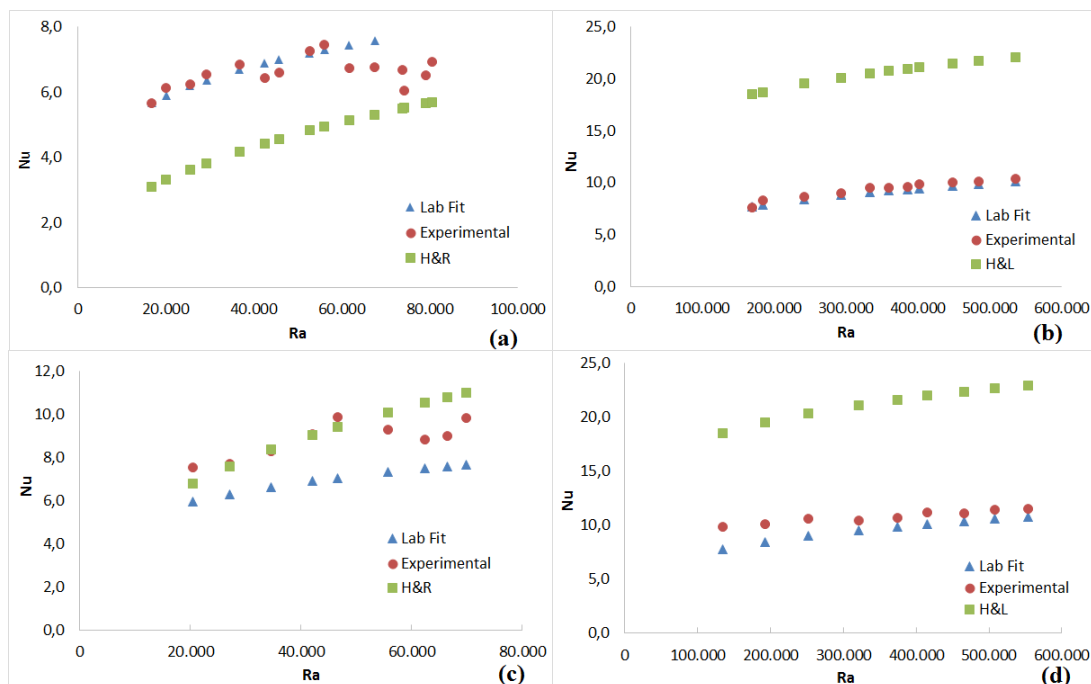


Figura 12. Aplicação da correlação proposta em D1 na horizontal (a) e na vertical (b) e em D6 na horizontal (c) e na vertical (d), comparando com os números de Nusselt experimental e da literatura.

4.3. Temperatura da Aleta em uma Altura Aleatória

Utilizando o programa computacional MAPLE, foi possível calcular a temperatura da aleta para qualquer altura. Os cálculos foram realizados com dissipadores de dimensões de aproximadamente 0,100 m por 0,100 m, considerando os seguintes dados:

- $T_b=333,8730$ K;
- $T_\infty=297,7276$ K;
- $T_p=332,5321$ K;
- $h=3,359$ W/m²K;
- $H=0,014$ m;
- $k=209$ W/mK;
- $\varepsilon=0,23$;
- $\sigma=5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴;
- $A_{tr}=0,0004$ m²;
- $P=0,208$ m.

Foram feitos dois cálculos, partindo da Eq. (1), para a temperatura da aleta na altura de 0,009 m, um pelo método analítico e outro pelo da diferença finita. Para validar os resultados, as temperaturas encontradas foram comparadas com os resultados de Silva (2015), que mediu e calculou, por método numérico, a temperatura da aleta para a mesma posição. Na Tabela 3 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 3. Temperaturas encontradas na posição 0,009 m.

Medida	332,61 K
Numérico	332,96 K
Silva (2015)	332,96 K
Diferença Finita	332,96 K
Analítico	333,00 K

Nos três cálculos, a temperatura encontrada foi maior que a medida, embora próximas, com uma variação de aproximadamente 0,11% para os resultados numéricos e 0,12% para o analítico. Um valor mais distante para o método analítico era previsto, uma vez que foi considerado um fluxo de calor unidimensional, enquanto que nas outras análises foram utilizados o modelo bidimensional. Tanto o valor numérico calculado quanto o obtido por Silva (2015) apresentaram valores iguais.

5. CONCLUSÕES

Analisando os dados, foi possível observar que os dissipadores com menor número de aletas possuem o coeficiente médio de transferência por convecção maior, e que uma altura menor também pode implicar em $\bar{h}$ maiores. Verificou-se, também, que aletas mais espessas tendem a possuir maior $\bar{h}$. Vê-se que o $\bar{h}$ não atua sozinho na dissipação de calor, sendo menos importante quando disposto na horizontal, uma vez que o D1 apresenta o menor $\bar{h}$ dentre os dissipadores ensaiados, mas a maior troca de calor. Já para os dissipadores dispostos na vertical, verifica-se que o $\bar{h}$ possui grande influência, com a classificação quase que coincidindo com os melhores resultados. Embora alguns resultados estejam diferentes do esperado pela literatura, pode-se afirmar que o experimento possui uma boa aproximação para as correlações propostas por Harahap e Rudianto (2005) e Harahap e Lesmana (2006). As diferenças encontradas podem estar relacionadas com as falhas na medição, devido à dificuldade de se manter a temperatura ambiente estável durante todo o experimento, e com possíveis perdas na junção dos termopares. Outros dois fatores que podem contribuir para estas diferenças encontradas são as posições dos termopares, soldados nos centros dos dissipadores, e as perdas para o isolante de fibra de vidro nas laterais da base do dissipador.

A aproximação da temperatura por cálculos obteve grande êxito, uma vez que o calculado numericamente apresentou valor idêntico à literatura. Em ambos os resultados, as variações são pequenas, em torno de 0,1%, em relação à temperatura medida, indicando que são boas aproximações para prever a temperatura em qualquer ponto da aleta. O método numérico pode ser otimizado aumentando o número de nós, já o analítico, considerando um fluxo de calor bidimensional, traria resultados mais próximos ao medido.

6. AGRADECIMENTOS

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

7. REFERÊNCIAS

- Aziz, A., 2006, "Heat Conduction with Maple", Edwards, 296 p.
- Baskaya, S.; Özek, M.; Sivrioglu, M., 2000, "Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", Int. J. of Thermal Sciences, Vol. 39, pp. 797-805.

- Dialameh, L., Yaghoubi, M., Abouali, O., 2008 "Natural convection from an array of horizontal rectangular thick fins with short length", Applied Thermal Engineering 28.
- Harahap, F. e 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. E Lesmana, H., 2006, "Measurements of heat dissipation from miniaturized vertical rectangular fin arrays under dominant natural convection conditions", Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1025-1036.
- 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.
- Queiroz Neto, D. M., 2015, "Análise da Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Aletas Planas Retangulares Dispostos na Horizontal e Vertical" Relatório Final de Iniciação Científica. Universidade Federal de Itajubá, Brasil, 42 p.
- Santos, R. W. S., 2013, "Transferência de Calor por Convecção Natural em Dissipadores de Aletas Planas Retangulares", Trabalho Final de Graduação. Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, Brasil, 63 p.
- SILVA, V. A., 2015, "Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural", Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais Brasil, 100 p.

8. RESPONSABILIDADE AUTURAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION IN HORIZONTAL AND VERTICAL HEAT SINKS

Vitor Araujo Fernandez, vitor.a.fernandez@gmail.com
Durval Marques de Queiroz Neto, dmq.neto@yahoo.com.br
Vilson Altair da Silva, vilson@unifei.edu.br
Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva, metrevel@unifei.edu.br

Federal University of Itajubá, Institute of Mechanical Engineering – IEM, Heat Transfer Laboratory – LabTC, Campus Prof. José Rodrigues Seabra, 1303 BPS Av., Pinheirinho, Itajubá – MG, ZIP Code 37500-903, Brazil

Abstract. The use of heat sinks is required under conditions in which the heat generated by a component does not easily dissipate, impairing its operation and reducing its life cycle. This may be seen in electronic industry in which micro-components are subjected to high temperatures and they need to be cooled to increase their lifespan. The study of these heat exchangers is necessary to improve its operation, thus achieving an optimum temperature range when using the equipment. The number and the height of fins are parameters that directly affect the average coefficient of convective heat transfer $\bar{h}$, thus there is an optimal ratio between them to achieve better heat sink efficiency. In this paper, heat sinks with base dimensions of approximately 0,050 x 0,050 m, positioned horizontally and vertically were tested. It was ranged the number, height and thickness of the fins, on which the natural convection occurs, in order to determine the effect of these parameters on $\bar{h}$. It was possible to obtain two correlations for the Nusselt number in the group of heat sinks tested, one for horizontal and one for vertical position. The tests consisted in heating the heat sinks until they reach the steady state at different temperature ranges. The results obtained for the Nusselt number were compared with results obtained from empirical correlations found in the literature showing differences smaller than 10%. Mathematical manipulations to determine the temperature at any fin height were performed using the Maple program, through analytical and numerical calculations, comparing their responses to the experimental. These mathematical methods reduce the need for experimental tests, which contributes to the analysis of small heat sinks, that have small spacing between fins, hindering the attachment of the thermocouples. The results obtained for temperature, by analytical and numerical methods, approach the experimental ones.

Keywords: Heat Sinks, Rectangular Thins, Natural Convection, Convective Heat Transfer Coefficient.