



ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL EM ALETAS PLANAS RETANGULARES

Fabio Reis Naia

Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, Instituto de Engenharia Mecânica – IEM, Laboratório de Transferência de Calor – LabTC, Av. BPS, 1303, Bairro Pinheirinho, 37500-903, Caixa Postal 50, Itajubá, MG, Brasil
fabionaia@yahoo.com.br

Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva

alfsilva@unifei.edu.br

Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

metrevel@unifei.edu.br

Resumo: *As superfícies estendidas (aletas) são utilizadas com convecção natural para aumentar a taxa de transferência de calor de uma superfície. Essas aletas são montadas em arranjos conhecidos como dissipadores de calor ou placas aletadas. O aumento na taxa de transferência de calor ocorre devido ao aumento da área de contato proporcionado pela adição das aletas. As aletas podem ser utilizadas com convecção natural ou forçada sendo que o uso de convecção natural representa uma solução mais interessante por ser mais simples e de baixo custo. O dissipador aumenta a área de contato para troca de calor, mas impõe restrições ao fluxo de ar, de modo que sua utilização deve ser analisada criteriosamente para determinar se será vantajosa ou não. Ao restringir o fluxo de ar o valor do coeficiente de convecção pode diminuir até um ponto em que o uso do dissipador não é mais justificável. Neste trabalho buscou-se a obtenção do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para uma placa aletada e uma placa plana. Os coeficientes obtidos foram comparados com valores calculados através de uma correlação empírica, com valores obtidos na literatura e com valores obtidos utilizando um software de simulação.*

Palavras-chave: *convecção natural, dissipadores de calor, método numérico, superfícies estendidas, coeficiente de transferência de calor por convecção.*

1. INTRODUÇÃO

Um dos primeiros estudos sobre a convecção livre foi realizado por Starner e McManus (1963) envolvendo a transferência de calor por convecção natural em uma placa com aletas retangulares. Esta placa foi ensaiada na posição horizontal, vertical e com uma inclinação de 45°. Os autores utilizaram filamentos de fumaça sobre as aletas para visualizar o comportamento do escoamento de ar. Dois tipos distintos de escoamento foram observados. No primeiro tipo o ar entrou na extremidade do canal formado pelas aletas e ascendeu na região central da placa. O segundo tipo de escoamento foi caracterizado por correntes de ar frio que entraram nos canais, desceram até a base da placa e depois se deslocaram em direção à região central da placa. Foi observado que a distância entre uma aleta e outra influencia o tipo de escoamento desenvolvido na placa. Harahap e McManus (1967) analisaram placas com aletas de dois comprimentos diferentes e apresentaram as dimensões relevantes para o projeto de um dissipador. Os autores também apresentaram uma correlação para determinar o número de Nusselt da placa aletada. Jones e Smith (1970) estudaram a influência da variação na geometria de placas aletadas com transferência de calor por convecção natural na posição horizontal. Geometrias semelhantes às utilizadas por Harahap e McManus (1967) foram estudadas, uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente foi feita e uma nova

correlação para calcular o número de Nusselt foi proposta. Neste trabalho os autores não consideraram o comprimento das aletas como uma variável geométrica importante, em oposição ao proposto por Harahap e McManus (1967). Em um outro trabalho, Yüncü e Anbar (1998) estudaram o desempenho de placas aletadas na posição horizontal com transferência de calor por convecção natural e chegaram a uma correlação para calcular a taxa de transferência de calor da placa aletada. Neste trabalho os autores levaram em consideração os efeitos da perda de calor por radiação entre a placa aletada e o ambiente. Os autores concluíram que a taxa de transferência de calor aumenta linearmente com a diferença de temperatura entre as aletas e o ambiente. Baskaya et al. (2000) utilizaram métodos computacionais para simular situações semelhantes às de Harahap e McManus (1967) e para analisar outras situações. Após as simulações verificou-se que a otimização da taxa de transferência de calor das aletas através da modificação de apenas dois parâmetros (Jones e Smith, 1970) não produziu bons resultados. Segundo os autores o ideal foi considerar as interações entre todas as características geométricas. Uma nova correlação para o número de Nusselt abrangendo uma faixa mais ampla de números de Rayleigh foi proposta e comparada com as correlações de Harahap e McManus (1967). Uma outra tentativa de visualizar o padrão do escoamento ao redor de aletas foi proposta por Mobedi e Yüncü (2003). Através de uma solução numérica o escoamento ao redor de várias configurações de aletas foi simulado. Os autores observaram os dois padrões de escoamento relatados por Starner e McManus (1963). Os autores sugeriram que um valor importante a ser levado em consideração no projeto de dissipadores é a razão entre a altura da aleta e seu comprimento, em acordo com Baskaya et al. (2000). Diferentes geometrias foram analisadas por Huang et al. (2006) considerando também variações nas orientações dos dissipadores. Neste trabalho os autores apresentam vários valores do coeficiente de convecção encontrados experimentalmente para as situações analisadas. Outro parâmetro avaliado neste trabalho foi a influência da quantidade de aletas por placa. Os autores concluíram que em alguns casos o aumento do número de aletas por placa pode prejudicar a circulação de ar diminuindo a quantidade de calor transferida.

Neste trabalho buscou-se a obtenção do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para uma placa aletada e uma placa plana. Os coeficientes calculados experimentalmente para a placa aletada foram comparados com valores apresentados na literatura, com valores obtidos através de uma correlação empírica e com valores obtidos através de uma simulação com o software FloWorks. Os coeficientes calculados experimentalmente para a placa plana foram comparados com os valores calculados através de uma correlação empírica encontrada na literatura. Para a validação da metodologia proposta uma comparação entre o desempenho experimental (razão de potência entre o dissipador e a placa plana) e o desempenho teórico (razão de calor total para o dissipador e a placa plana) também foi feita. Apresenta-se uma comparação para cada faixa de temperatura estudada neste trabalho.

2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

A bancada experimental utilizada nos ensaios está representada na Figura 1. Foram utilizados um dissipador e uma placa plana de alumínio 6063-T5, sendo que a placa plana foi usinada a partir de um dissipador para garantir a semelhança das propriedades termofísicas. A base da placa aletada e da placa plana possuem as mesmas dimensões. Foram medidos 10 valores de cada dimensão necessária para caracterizar a placa. A partir destes valores as dimensões médias do dissipador foram calculadas e são apresentadas na Figura 2 e na Tabela 1. A placa plana possui as mesmas dimensões da base do dissipador. Um suporte de madeira foi fabricado para cada placa e sobre o mesmo foi colocado um material isolante de poliestireno expandido para evitar trocas de calor entre o aquecedor e o suporte de madeira. Sobre o isolamento foi colocado um aquecedor resistivo da Omega Engineering, Inc. Modelo KH 404/10 com 100 x 100 mm de Kapton. Foi usada uma pasta térmica para diminuir a resistência térmica de contato entre as superfícies dos aquecedores e das placas. Um termopar tipo K foi fixado no centro geométrico da superfície inferior de cada placa em contato com o aquecedor. Como os termopares foram fixados na superfície

inferior das placas foi desenvolvido um programa computacional para avaliar a temperatura nas placas a partir de um modelo unidimensional (Beck et al. 1992). A partir da solução deste modelo foi possível verificar que o gradiente de temperatura existente entre a superfície inferior e superior das placas é desprezível, sendo que a temperatura indicada pelo termopar pode ser considerada como a temperatura da superfície da placa, em acordo com Pereira e Corrêa (2006). Esta condição pode ser atribuída à alta condutividade térmica do material utilizado nas placas e a pequena espessura das bases. O espaço livre entre as laterais das bases das placas e do suporte de madeira foi preenchido com poliestireno expandido. Cada aquecedor foi ligado a uma fonte de alimentação de corrente contínua MCE 1051 que indica os valores de tensão e corrente. Os termopares foram ligados a um termômetro digital Minipa MT 600 com precisão de $\pm 0,1$ °C conectado a um computador para registrar as temperaturas em um arquivo de dados.

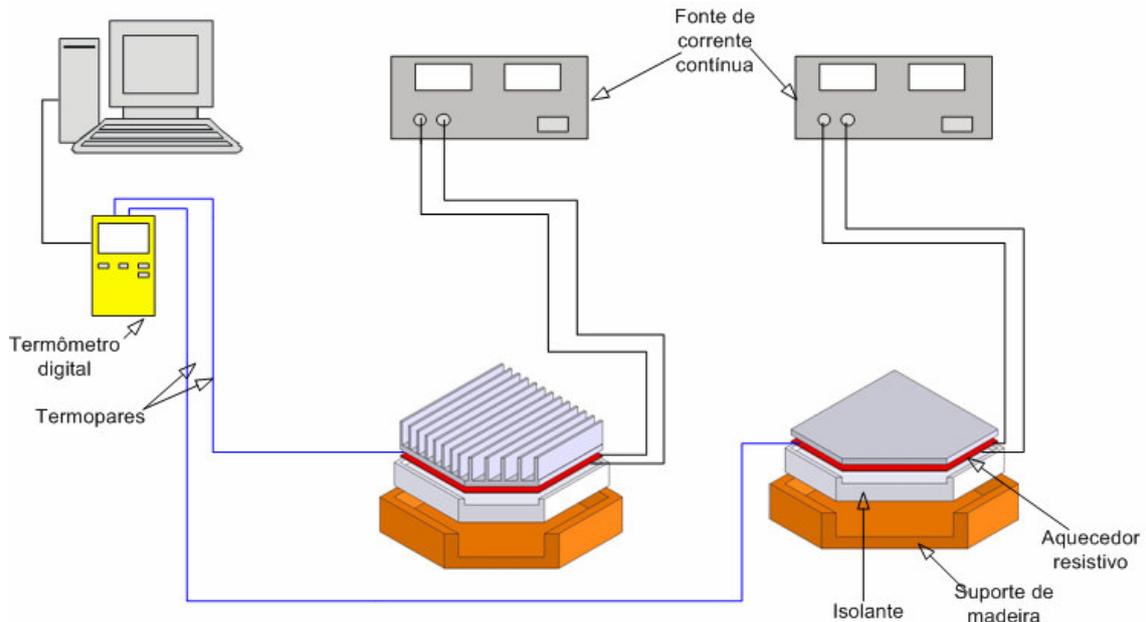


Figura 1: Esquema de montagem da bancada experimental.

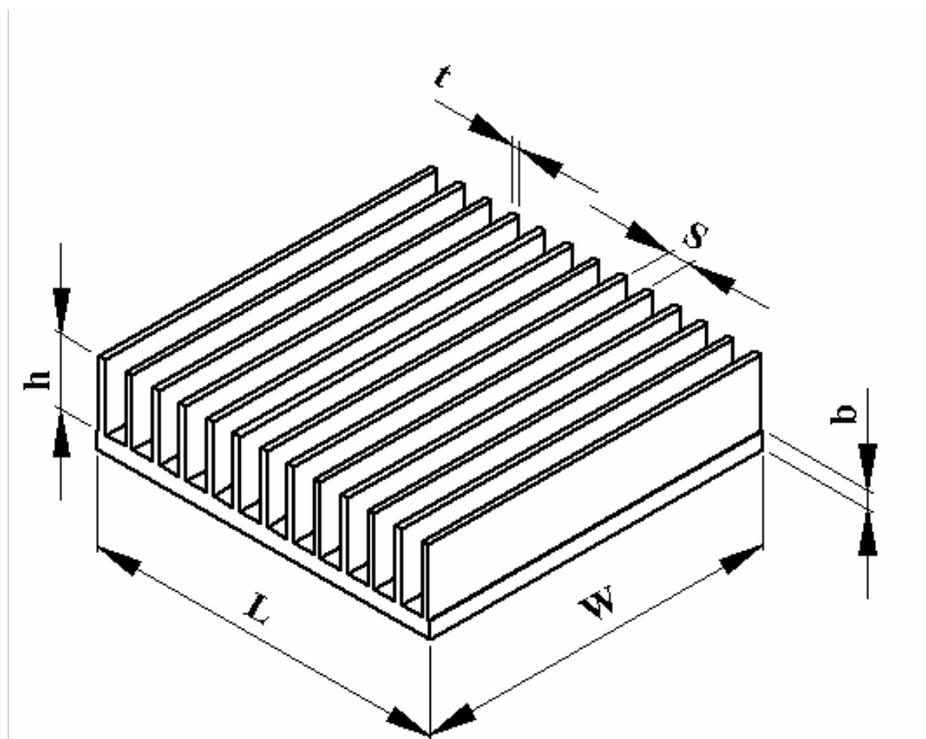


Figura 2: Dimensões da placa aletada.

Tabela 1: Valores médios das dimensões da placa aletada.

Comprimento	Valor médio (mm)
W	100,17
L	99,97
h	19,82
b	4,82
S	6,20
t	1,91

O ensaio consiste em aquecer as duas placas a uma mesma temperatura até que as duas atinjam o regime permanente, anotar as potências utilizadas e desligar os aquecedores. As temperaturas são registradas em um arquivo de dados gerado pelo termômetro digital com intervalo de 10 segundos durante todo o ensaio. A temperatura média do ambiente foi medida utilizando o mesmo termômetro. As potências geradas nas fontes são obtidas a partir da tensão e da corrente medidas por cada fonte. Foram realizados ensaios para 4 diferenças de temperaturas entre as temperaturas da placa e a temperatura ambiente.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

A partir dos dados experimentais é possível obter os coeficientes de transferência de calor por convecção natural para as placas através de correlações empíricas apresentadas na literatura. A correlação para placa plana é obtida em Incropera e DeWitt (1998) e a correlação para placa aletada em Kreith e Bohn (2003). Com o valor da potência de aquecimento é possível calcular o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural experimental através da lei do resfriamento de Newton. São calculados também os valores da relação de calores da superfície aletada e comparados com os valores do desempenho teórico. A relação de potência da placa aletada é definida como a razão entre a potência fornecida pela fonte a placa aletada e o calor fornecido a placa plana. A relação é calculada por

$$r_e = \frac{P_a}{P_b} \quad (1)$$

onde P_a é a potência de aquecimento utilizada na placa aletada e P_b é a potência de aquecimento utilizada na placa plana. A relação de calor teórica pode ser calculada através da seguinte equação

$$r_t = \frac{N\eta_a h A_a \theta + h A_b \theta}{h_b A_t \theta} \quad (2)$$

onde N é o número de aletas, η_a é a eficiência individual da aleta, A_a é a área das aletas, θ é a diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura da base da placa, A_b é a área da base onde não existe aletas, A_t é a área total da base e h_b é o coeficiente de transferência de calor por convecção para a placa plana calculado teoricamente. Para uma aleta individual, considerando o material e geometria utilizada, será adotada uma eficiência de 99%, em acordo com Pereira e Corrêa (2006). Esta comparação de desempenho é feita para a validação da metodologia proposta.

Um outro parâmetro calculado é a efetividade das aletas, que representa a razão entre a taxa de calor transferido com a aleta e a taxa de calor que seria transferido sem a existência de aletas. O uso de aletas é justificável quando $\varepsilon > 2$. A efetividade é calculada através da equação

$$\varepsilon = \frac{\eta_a A_a}{A_{sr}} \quad (3)$$

onde A_{sr} é a área da seção reta da aleta. Neste trabalho considerou-se constante a temperatura em todos os pontos da placa aletada e o coeficiente de transferência de calor por convecção natural das aletas igual ao da base da placa. A efetividade calculada para a geometria usada neste trabalho foi bem superior a 2.

Para o cálculo do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural através das correlações empíricas é necessário determinar os números adimensionais de Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra) e Grashof (Gr). Estes números são calculados com base nas dimensões características L e s das placas e das propriedades termofísicas do ar a pressão atmosférica, avaliadas na temperatura de filme, apresentadas em Incropera e DeWitt (1998). As equações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção da placa plana e da temperatura do filme são apresentadas abaixo.

$$T_f = \frac{T_{sup} + T_{\infty}}{2} \quad (4)$$

$$Nu = 0,54Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (5)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})L^3}{\nu^2} (Pr) \quad (6)$$

$$L = \frac{A_{sup}}{P} \quad (7)$$

$$h_b = \frac{Nu.k}{L} \quad (8)$$

Nas equações acima T_{∞} é a temperatura do ambiente, T_{sup} é a temperatura da superfície da placa, L é o comprimento característico, g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão, ν é a viscosidade cinemática, Pr é o número de Prandtl, k é a condutividade térmica, A_{sup} é a área da superfície da placa plana e P é o perímetro da placa plana.

As equações para a placa aletada são as seguintes:

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})S^3}{\nu^2} (Pr) \quad (9)$$

$$Nu_s = \left[\left(\frac{1500}{Ra_s} \right)^2 + (0,081Ra_s^{0,39})^{-2} \right]^{-0,5} \quad (10)$$

$$h_a = \frac{Nu.k}{S} \quad (11)$$

Para a placa aletada a dimensão característica é o espaço entre aletas S e as propriedades termofísicas do ar são obtidas seguindo o procedimento utilizado na placa plana. As correlações apresentadas acima para a placa aletada são válidas para $2 \times 10^2 < Ra_s < 6 \times 10^5$; $Pr = 0,71$; $0,026 < H/W < 0,19$; $0,016 < S/W < 0,20$.

Para a obtenção dos valores de h experimentais foi usada a lei do resfriamento de Newton, apresentada abaixo.

$$h = \frac{q_t}{A_c(T_s - T_{\infty})} \quad (12)$$

onde A_c é a área superficial da placa em contato com o fluido, q_t é o calor fornecido pelo aquecedor para a placa. Deve-se observar que q_t é transferido para o ambiente por convecção e radiação. De acordo com Zografos & Sunderland (1990) a parcela de calor transferido referente a radiação pode ser desprezada devido a emissividade do material das placas ser bem pequena e as diferenças de temperatura entre as placas e o ambiente utilizadas no ensaio também foram pequenas.

As equações usadas para calcular o perfil de temperaturas na base das placas para um modelo térmico unidimensional com fluxo de calor constante em uma das superfícies e convecção na outra (Beck et al. 1992) são apresentadas abaixo.

$$T(x,t) = T_0 + \frac{\alpha q_0 L}{k} \left[\frac{2}{\alpha} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\beta_m^2} \cos\left(\beta_m \frac{x}{b}\right) \left(\frac{\beta_m^2 + Bi^2}{\beta_m^2 + Bi^2 + Bi} \right) \left(1 - e^{-\beta_m^2 \alpha t / L^2} \right) \right] \quad (13)$$

$$Bi = \frac{hL}{k} \quad (14)$$

$$\beta_m \approx \frac{(m-1)\pi}{2(Bi+3)} \left\{ 2Bi+3 + 3 \left[1 + \frac{4Bi(Bi+3)}{3(m-1)^2 \pi^2} \right]^{1/2} \right\} \quad (15)$$

onde x é a coordenada do ponto avaliado, b é espessura da base da placa, α e k são respectivamente a difusividade térmica e a condutividade térmica do material da placa.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

A figura abaixo apresenta os valores dos coeficientes de convecção obtidos para a placa aletada através da lei do resfriamento de Newton (h experimental), da correlação empírica de Kreith & Bohn (2003), da simulação no software FloWorks e os coeficientes obtidos por Huang et al. (2006).

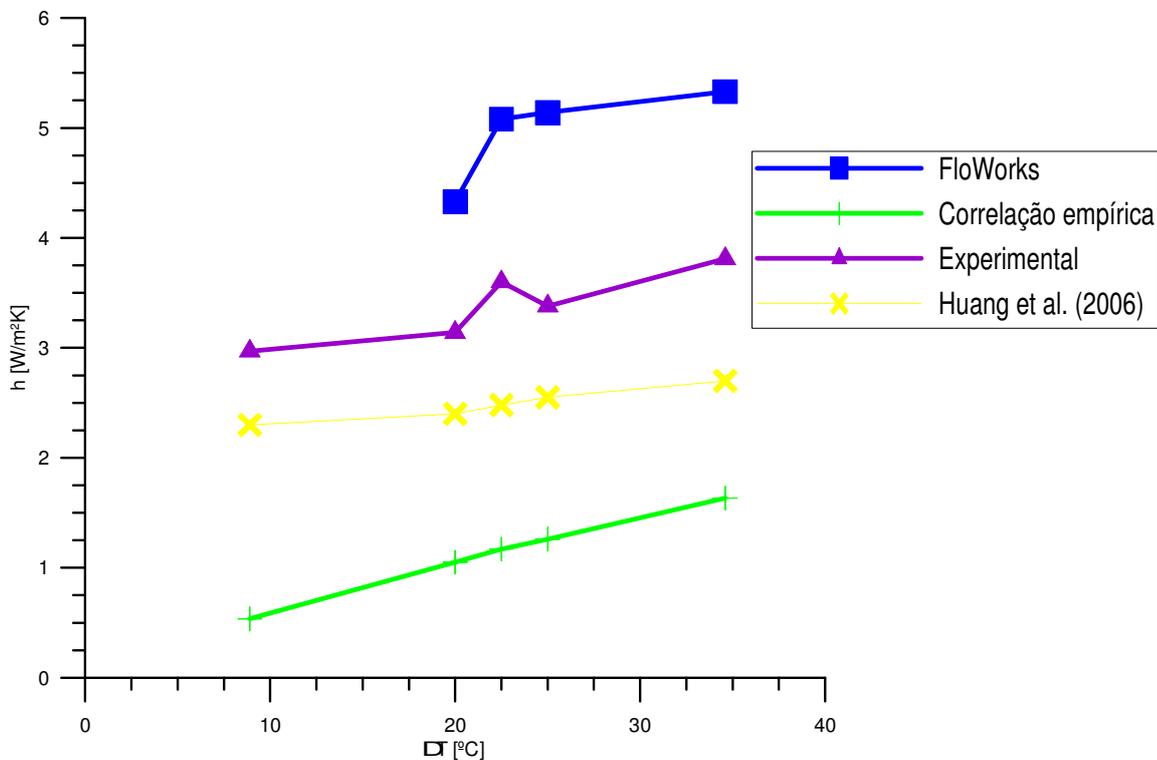


Figura 3: Coeficientes de convecção para placa aletada.

Observa-se na figura 3 que todos os valores obtidos para o h apresentaram o mesmo comportamento. No entanto, estes valores apresentam magnitudes diferentes. Estas diferenças se devem a alguns fatores que são apresentados a seguir. Primeiro, para o caso dos valores de h obtidos pela correlação empírica (Eq. 10), a dispersão apresentada ocorre devido as dimensões da placa aletada usada neste trabalho não se situarem dentro da faixa proposta pela correlação empírica. Todavia, somente esta correlação foi encontrada para o tipo de placa utilizada neste trabalho. Para o caso dos valores de h obtidos pelo FloWorks o desvio ocorre por causa do software considerar o isolamento perfeito, ou seja, não há troca de calor entre o aquecedor e o isolante, e também considerar os gradientes que ocorrem entre a ponta da aleta e a temperatura da base. Isso pode ser melhor observado na figura 5. Os valores obtidos pela lei de Newton do resfriamento considerado como o valor experimental neste trabalho ficou próximo aos valores obtidos no trabalho de Huang et al. (2006). Ressalta-se que a diferença entre as duas curvas se deve a pequena diferença entre a placa utilizada neste trabalho e a placa usada por Huang et al. (2006). Apesar da diferença numérica entre os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção natural, todas as curvas apresentam um comportamento semelhante em relação ao aumento da diferença de temperatura entre a placa e a temperatura ambiente. Os valores de h são diretamente proporcionais a um aumento da diferença de temperaturas entre a placa e o ambiente. Esse comportamento ocorre devido a uma variação da massa específica do fluido com a temperatura, que aumenta as forças de empuxo que causam o movimento do fluido ao redor do dissipador.

A próxima figura apresenta os valores dos coeficientes calculados para a placa plana a partir da correlação empírica retirada de Incropera & DeWitt (1998) e através da lei do resfriamento de Newton.

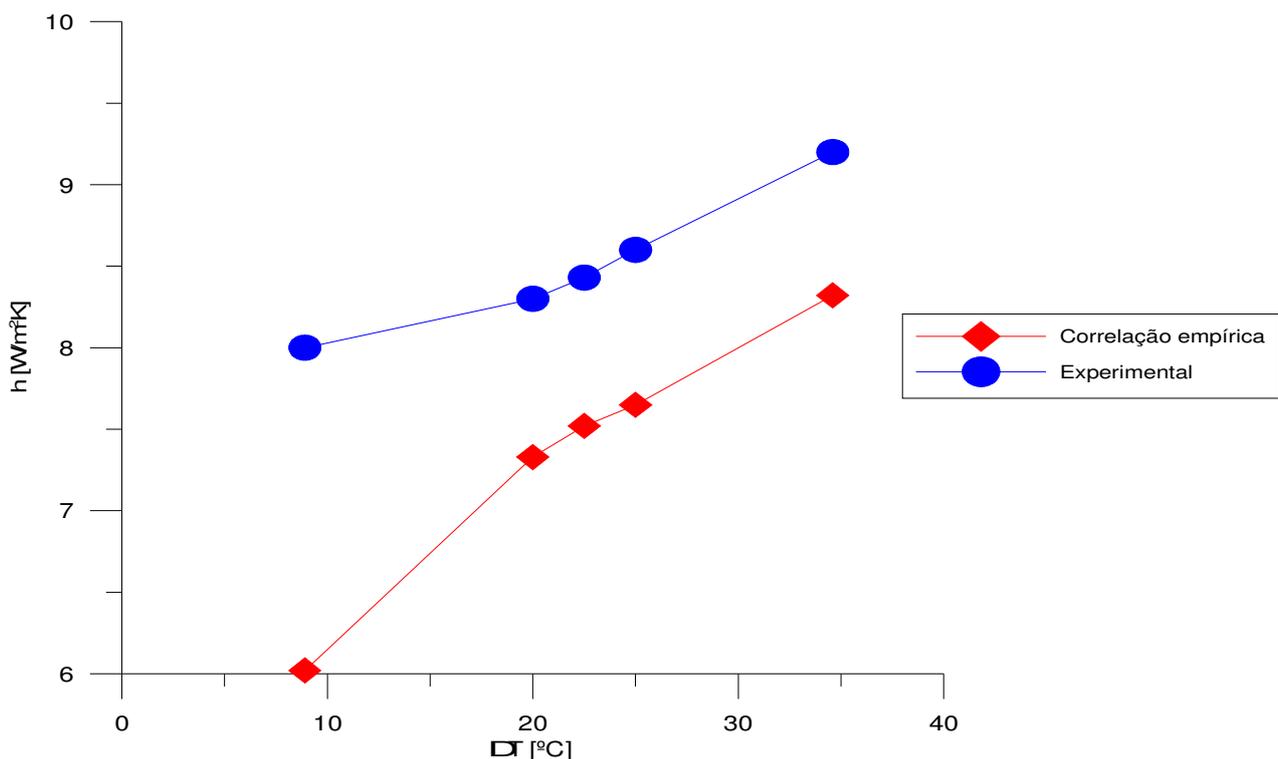


Figura 4: Coeficientes de convecção para placa plana.

Para a placa plana observa-se uma maior proximidade entre os resultados obtidos experimentalmente e a partir da correlação empírica utilizada. A proximidade entre os resultados indica que no caso de uma placa plana com superfície inferior aquecida é possível determinar o h a partir de uma correlação empírica com boa aproximação. A diferença entre os resultados pode ser consequência de incertezas envolvidas no processo experimental. Observa-se novamente o comportamento diretamente proporcional entre o coeficiente de convecção e o aumento da diferença de temperatura entre a placa e o ambiente.

Apesar do coeficiente de convecção para a placa plana ser maior em todas as situações, a quantidade de calor trocada entre a placa plana e o ambiente não é maior que o calor trocado pela placa aletada nas mesmas condições. Esta diferença ocorre devido ao aumento da superfície de troca referente às aletas. Os valores das relações de calor calculados para as diferenças de temperatura ensaiadas são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 2: Valores das relações de calor da placa aletada.

ΔT (°C)	r_e	r_t
8,9	2,23	2,20
20	2,50	2,24
22,5	2,70	2,53
25	2,77	2,33
34,66	2,79	2,46

Os valores calculados para o desempenho da placa aletada indicam que o uso das aletas retangulares estudadas neste trabalho permitiu transferir duas a três vezes mais calor em relação à quantidade que seria transmitida pela placa plana.

Em alguns casos as aletas podem estar posicionadas de modo a oferecer grande resistência ao fluxo de ar tornando seu uso inviável. A Figura 5 apresenta o resultado da simulação para $\Delta T = 20^\circ C$ utilizando o software FloWorks. Este software é um complemento do software Solidworks utilizado para fazer estudos de sólidos. O FloWorks permite utilizar um modelo sólido desenvolvido no Solidworks e simular uma situação desejada através de métodos numéricos baseados em CFD. A principal vantagem do FloWorks em relação a outros softwares é a facilidade de uso e um método de solução baseado em metas estabelecidas pelo usuário, que reduz o tempo de solução dos problemas. Os resultados obtidos através do FloWorks serão úteis na continuação deste trabalho, uma vez que um estudo experimental mais detalhado do dissipador será feito. Para a continuação do trabalho será utilizada uma aquisição de dados com o objetivo de melhorar a qualidade das medidas. O uso da aquisição permitirá a fixação de vários termopares nas placas com o objetivo de se estudar mais detalhadamente os gradientes de temperatura que ocorrem nas aletas. Um estudo da quantidade de calor que é perdida na superfície isolada também será feito.

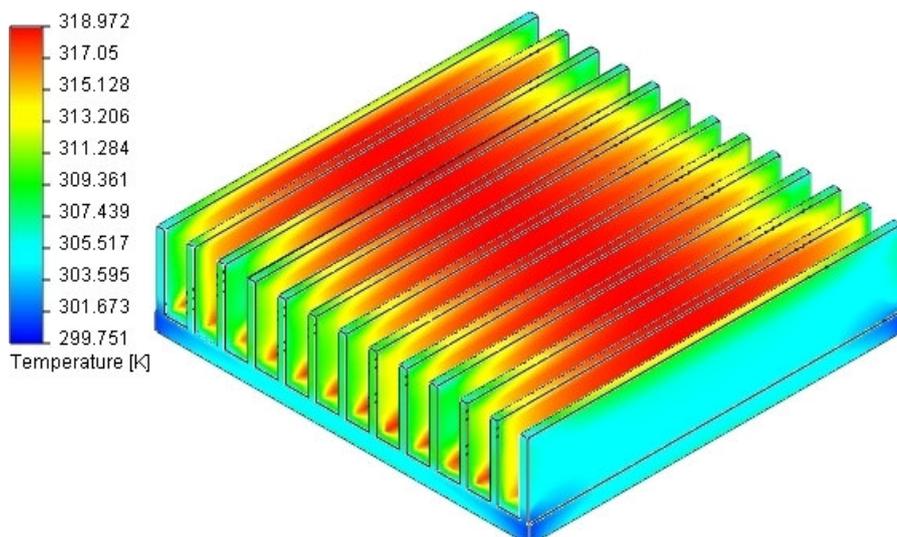


Figura 5: Distribuição da temperatura no dissipador.

Na Figura 5 as cores representam as temperaturas do fluido ao redor do dissipador. Pode-se observar que nas regiões centrais dos canais as temperaturas são maiores devido à dificuldade de circulação do ar e nas regiões próximas da abertura lateral do canal, assim como nas aletas posicionadas nas extremidades do dissipador, as temperaturas são menores.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram obtidos valores do coeficiente de transferência de calor por convecção natural para uma placa com aletas planas retangulares usando diferentes metodologias. Observou-se que embora os resultados obtidos tenham apresentado o mesmo comportamento, eles possuem magnitudes diferentes. Esta diferença de magnitude pode ser atribuída à diferença entre a geometria da placa analisada e a da placa que serve de referência para o uso da correlação. Os valores da relação geométrica h/w da placa aletada usada neste trabalho encontram-se fora do valor indicado para o uso da correlação. Os valores encontrados na literatura são próximos aos obtidos experimentalmente neste trabalho, apesar de algumas diferenças existentes entre as placas. A simulação foi utilizada para encontrar os valores de h e indicar a distribuição de temperaturas ao redor da placa aletada, indicando que um pequeno espaçamento entre aletas pode piorar o desempenho do dissipador devido à dificuldade de circulação de ar entre as aletas.

Os valores das relações de potência e calor encontrados aproximaram-se bastante, indicando que os valores de h calculados experimentalmente são coerentes. Uma melhoria dos resultados pode ser obtida através da instalação de termopares nas superfícies superior e inferior das placas. As temperaturas registradas por estes termopares podem ser usadas para calcular o calor perdido para o isolamento através da lei de Fourier. Ao descontar o calor perdido através do isolamento o calor utilizado no cálculo de h experimental será mais exato.

Os resultados obtidos para a placa plana apresentaram comportamentos e magnitudes semelhantes. Para a placa plana a correlação empírica usada fornece uma boa aproximação, independente da geometria placa.

Este trabalho contribui para o estudo do valor do coeficiente de transferência por convecção natural em uma placa com aletas planas retangulares, uma vez que na literatura são encontrados poucos estudos para este tipo de geometria. Uma comparação com diversos tipos de dissipadores e uma análise experimental utilizando um equipamento mais robusto para a medição da temperatura serão feitas em trabalhos futuros.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq, FAPEMIG e CAPES pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Baskaya, S., Özek, M. and Sivrioğlu, M., 2000, "Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", *Int. J. of Thermal Sciences*, Vol. 39, pp. 797-805.
- Beck, J.V., Cole, K.D., Haji-Sheikh, A. and Litkouhi, B., 1992, "Heat Conduction Using Green's Functions", Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, USA.
- Harahap, F. and McManus, H. N., 1967, "Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays", *Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C*, Vol.89, pp. 32-38.
- Huang, R.T., Sheu, W.J. and 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.
- Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., 1998, "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa" LTC – Livros Técnicos Científicos S.A., 4^o ed., Rio de Janeiro, Brasil.
- Jones, C.D. and Smith. L.F., 1970, "Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surfaces for Free Convection Heat Transfer", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 92, pp 6-10.
- Kreith, F. and Bohn, M. S., 2003, "Princípios de Transferência de Calor" Pioneira Thomson Learning, São Paulo, Brasil.

- Mobedi, M. and Yüncü, H., 2003, “A Three Dimensional Numerical Study on Natural Convection Heat Transfer From Short Horizontal Rectangular Fin Array”, Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 267-275.
- Pereira, B.G. e Corrêa, F.M., 2006, “Montagem de um Aparato Experimental para o Estudo da Efetividade de Superfícies Estendidas (Aletas)”, Projeto Final de Graduação, Universidade Federal de Itajubá.
- Starner, K.E. and MacManus, H.N., 1963, “An experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays”, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, Vol. 85, pp 273-278.
- Yüncü, H. and Anbar, G., 1998, “An Experimental Investigation on Performance of Rectangular Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer”, Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp. 507-514.
- Zografos, A. I. and Sunderland, J. E., 1990, “Natural Convection From Pin Fin Arrays”, Exp. Thermal and Fluid Sci., Vol. 3, pp 440-449.

ANALYSIS OF FREE CONVECTION HEAT TRANSFER FROM RECTANGULAR FIN ARRAYS

Fabio Reis Naia

Federal University of Itajubá – UNIFEI, Institute of Mechanical Engineering – IEM, Heat Transfer Laboratory – LabTC, 1303 BPS Av., Pinheirinho District, ZIP code 37500-903, Itajubá, Minas Gerais, Brazil
fabionaia@yahoo.com.br

Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva

alfsilva@unifei.edu.br

Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva

metrevel@unifei.edu.br

Abstract: *Finned surfaces are used in natural convection to improve heat transfer rate by increasing the surface area. Fins are used in natural or forced convection as arrays (heat sinks). Forced convection is used in several equipments that demand a high heat transfer rate to keep the temperature under acceptable levels. Natural convection is widely used because it is a trouble-free and low cost solution. As a result of the increase in surface area, the air flow finds more obstacles. This resistance to the flow may reduce the value of the heat transfer coefficient to a point where the use of a heat sink turns out to be unreasonable. This paper reports an experimental study of free convection heat transfer from a rectangular heat sink and a flat plate. Heat transfer coefficients obtained were compared with the values found in the references, with an experimental correlation and with results obtained using computer simulation.*

Keywords: *natural convection, heat sink, numerical method, finned surfaces, natural convection heat transfer coefficient.*