

## **ANÁLISE DO DESEMPENHO DO DISSIPADOR DE CALOR UTILIZADO EM PROCESSADORES**

**Rubens Soeiro Gonçalves, soeiro@cefet-ma.br<sup>1</sup>**  
**Raul Everton de Sousa, raulevert@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Diogo Henrique Moraes, diogo.korn@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Karlos Roberto Da Silva Braga Martins, karlos@fem.unicamp.br<sup>1</sup>**  
**André Pereira Santana, andre.persan@gmail.com<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Instituto Federal de Ciência e Tecnologia do Maranhão – IFMA; Campus Monte Castelo, Departamento de Mecânica e Materiais; Av Getúlio Vargas 04, Monte Castelo, CEP 65025-001, São Luís-MA, Brasil

**Resumo:** *O estudo experimental da eficiência de troca térmica de um dissipador de calor utilizado em um microcomputador com 1.67 GHz, 1.0 GB de RAM consistiu na análise da eficiência de troca térmica quando o mesmo foi submetido a diferentes temperaturas e cargas computacionais. Obteve-se o modelo de aleta teórico: infinita, adiabática e convectiva que mais se ajustou aos dados experimentais para o referido dissipador, comparou-se também os valores experimentais e teóricos do coeficiente de transferência de calor por convecção, a taxa de transferência de calor e a eficiência da aleta. O estudo mostrou que a eficiência é a mesma para diferentes temperaturas e cargas computacionais, ou seja, não há influência da faixa de temperatura estudada.*

**Palavras-chave:** Dissipador de Calor, Aletas, processador.

### **1. INTRODUÇÃO**

A utilidade de dissipadores de calor reside na sua aplicabilidade geral à maioria dos componentes eletrônicos com necessidades específicas de remoção de calor. O interesse dos pesquisadores em engenharia térmica nestes dispositivos foi impulsionado pelo aumento da capacidade de processamento dos microprocessadores, requerendo projetos de dissipadores cada vez mais eficientes para garantir a temperatura de operação numa faixa confiável. Entre os vários componentes eletrônicos disponíveis no mercado, há os chamados processadores, que são os dispositivos responsáveis pela velocidade de processamento "bruto" de um microcomputador. Essa capacidade de processamento dos microcomputadores tem aumentado com a necessidade de uma dissipação crescente de potência elétrica no seu interior (SOUZA, 2005). Um dispositivo semiconductor operando a temperaturas acima das especificadas poderá danificar-se e conseqüentemente comprometer a funcionalidade do processador. Uma solução para manter a temperatura dos dispositivos semicondutores no nível desejado, bem como garantir uma ótima operação de um componente eletrônico, é a utilização de mecanismos de intensificação de troca de calor, os dissipadores de calor; ressaltando-se então a importância em se investigar a eficiência de troca térmica dos mesmos, devido principalmente, a sua utilização em ambientes térmicos nos quais as temperaturas são diferentes daquela faixa para a qual o mesmo não foi projetado, o que influencia diretamente a eficiência de troca de calor das aletas de um dissipador térmico. Especificamente neste trabalho investigou-se a eficiência de troca térmica em um dissipador de calor utilizado em processadores, o qual operava em temperatura na faixa de 22,17 a 30,49 graus Celsius, uma faixa de temperatura característica para a cidade de São Luís-MA.

### **2. METODOLOGIA**

Nos testes experimentais, o microcomputador de 1.67 GHz, 1.0 G de RAM funcionou em duas situações distintas: a primeira condição trabalhando com 100% da carga de processamento do PC e a segunda operando em vazio, isto é, apenas com o sistema operacional. Para submeter o PC a cargas computacionais foi utilizado o software Everest Ultimate. Este software permite um relatório completo de hardware do computador, o programa analisa minuciosamente, indo desde a placa mãe, memória e multimídia, passando por sistema operacional e rede, possibilitando adicionar carga de processamento na CPU através de cálculos avançados e como conseqüência o aumento da temperatura operacional do processador.

Em ambas as situações foram fixados nas aletas do dissipador de calor cinco termopares em pontos equidistantes. O primeiro termopar foi fixado na base do dissipador, o segundo a uma distância de  $\frac{1}{4}$  da base, o terceiro a  $\frac{2}{4}$ , o quarto a  $\frac{3}{4}$  e o quinto na ponta da aleta. Utilizou-se garras metálicas isoladas do ambiente para a fixação dos termopares nas aletas. Foram levantados dados experimentais para as duas condições descritas anteriormente e em ambientes térmicos diferentes, ou seja, a  $22,17^{\circ}\text{C}$  e  $30,49^{\circ}\text{C}$ . Foram realizadas medidas experimentais do perfil de temperatura nas aletas em função do comprimento, considerando-se a direção normal ao processador, para as aletas da extremidade do dissipador. O intervalo de amostragem considerado foi de 30 seg. Durante os testes foi utilizada uma pasta térmica a base de óxido de zinco para melhorar o contato térmico da base do dissipador com o processador.

## 2.1. Materiais e Instrumentação

O PC utilizado foi um computador com processador de 1.67 GHz, 1.0 GB de RAM, o chip - o processador - de dimensões 7,47 mm x 11,33 mm; característica elétrica: voltagem 1,60 volts; corrente máxima 38,75 A; e características térmicas: potência máxima dissipada 62 W, temperatura máxima de operação  $90^{\circ}\text{C}$ .

A Figura (1) ilustra o dissipador em estudo, de geometria cartesiana, composto de placas de alumínio paralelas retangulares, apresentando na sua base uma placa de cobre que acelera a condução de calor para as aletas de alumínio do dissipador. As dimensões laterais do dissipador são: 60 mm de comprimento frontal da base e 75 mm de profundidade. As aletas estudadas tinham 37 mm de comprimento, 1 mm de espessura e 34 mm de largura, com um espaçamento de 2 mm entre elas. Quando o microcomputador entra em operação um escoamento de ar é forçado pelo topo do dissipador por meio de um ventilador, acoplado ao mesmo, de 12 volts DC; 0,16.

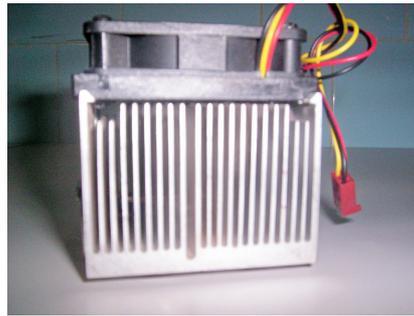


Figura 1. Dissipador de calor do PC de 1.67 GHz, 1.0 GB de RAM

A placa de aquisição de dados é dotada de 8 entradas para termopares termopar tipo K com a saída ligada a um computador; precisão de temperatura:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ; precisão de velocidade:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 10\mu\text{V}$ ; resolução: 20 bits. Para a medida da velocidade de escoamento do ar forçado, fornecido pelo ventilador, utilizou-se um anemômetro com faixa de medição de 0,4 a 30m/s; resolução 0,1m/s.

## 3.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Considerando-se o tratamento unidimensional na direção (x) longitudinal, embora na realidade a condução de calor no interior da aleta seja bidimensional, a taxa na qual a energia passa para o fluido por convecção em qualquer ponto da superfície da aleta deve ser igualada à taxa líquida na qual a energia atinge aquele ponto devido à condução na direção (y,z) normal. Uma vez que na prática devido a aleta ser fina e as variações de temperatura na direção normal no interior da aleta sejam pequenas quando comparadas à diferença de temperatura entre a aleta e o fluido adjacente, então podemos considerar que a temperatura é uniforme ao longo da espessura da aleta, isto é, ela é somente função de x.

A transferência de calor (INCROPERA, 2001) em aletas retangulares (perfil de temperatura, taxa de transferência de calor e eficiência) a partir de algumas considerações: regime permanente, unidirecional, condutividade térmica constante, radiação na superfície desprezível, segundo Zografos e Sunderland (1990) esta parcela pode ser desprezada devido a faixa de temperatura utilizada nos experimentos, sem geração interna de calor e convecção térmica uniforme ao longo da superfície da aleta e segundo as três condições de contorno: infinita, adiabática e convectiva, são dadas pelas Eq. (1) a Eq. (11).

modelo de infinita :

$$\theta(x) = \theta_b e^{-mx} ; \quad (1)$$

$$q_a = \sqrt{h.P.k.A_{sr}} \cdot \theta_b ; \quad (2)$$

$$\eta_a = \frac{1}{m.L} ; \quad (3)$$

modelo adiabática:

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh m.L} ; \quad (4)$$

$$q_a = \sqrt{h.P.k.A_{sr}} \theta_b \cdot \tanh(m.L) ; \quad (5)$$

$$\eta_a = \frac{\tanh(m.L)}{m.L} ; \quad (6)$$

modelo convectiva:

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x) + \left(\frac{h}{m.k}\right) \cdot \text{senhm}(L-x)}{\cosh m.L + \left(\frac{h}{m.k}\right) \cdot \text{senhm}.L} ; \quad (7)$$

$$q_a = \sqrt{h.P.k.A_{sr}} \theta_b \cdot \frac{\text{senhm}.L + \left(\frac{h}{m.k}\right) \cosh m.L}{\cosh m.L + \left(\frac{h}{m.k}\right) \cdot \text{senhm}.L} ; \quad (8)$$

$$\eta_a = \frac{\tanh(m.L_c)}{m.L_c}, \quad L_c = L + \frac{t}{2} ; \quad (9)$$

$$\theta(x) = T(x) - T_a ; \quad \theta_b = T_b - T_a \quad (10)$$

na qual o parâmetro “m” da aleta é dado por:

$$m^2 = \frac{h.P}{k.A_{sr}} \quad (11)$$

$q_a$  - taxa de transferência de calor da aleta (W)

$\eta_a$  - eficiência da aleta

$h$  - coeficiente de transferência de calor (W/m<sup>2</sup>K)

$k$  - condutividade térmica do material do dissipador (W/m K)

$p$  - perímetro da aleta (m)

$A_{sr}$  - área da seção reta da aleta (m<sup>2</sup>)

$\theta(x)$  - excesso de temperatura (K)

O coeficiente de transferência de calor  $h$  teórico foi calculado utilizando a correlação empírica de *Nusselt* (HOLMAN, 2005), Eq. (12), na qual o número de *Nusselt* foi calculado usando a correlação para um tubo retangular assumindo temperatura da superfície uniforme. O regime de escoamento de ar, laminar ou turbulento, entre as aletas do dissipador caracterizado pelo número de Reynolds, Eq. (13), o diâmetro hidráulico baseado nas dimensões de entrada do canal do conjunto aletado, Eq. (14). A relação entre *Reynolds* e *Grashof* é importante para avaliar o efeito predominante, isto é, se convecção livre ou forçada ou ambos.

$$N_u = \frac{h \cdot D_h}{k_{ar}} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot D_h}{w \cdot S \cdot \mu_{ar}} \quad (13)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot (w \cdot S)}{2 \cdot (w + S)} \quad (14)$$

A propagação de incertezas foi realizada segundo descrito por Taylor e Kuyatt (1994). Assumindo que as medidas individuais são aleatórias e não correlacionadas, a incerteza pode ser calculada pela Eq. (15).

$$U_R = \sqrt{\sum_i \left[ \frac{\partial R}{\partial x_i} \right]^2 U_{x_i}^2} \quad (15)$$

onde  $U_R$  representa a incerteza da variável  $R$ .

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras (2) e (3) mostram os perfis de temperatura do sistema até o regime estacionário, o que ocorreu em aproximadamente após 20 minutos para o PC submetido a 100% de carga computacional para as temperaturas de 22,17 °C e a 30,49 °C respectivamente.

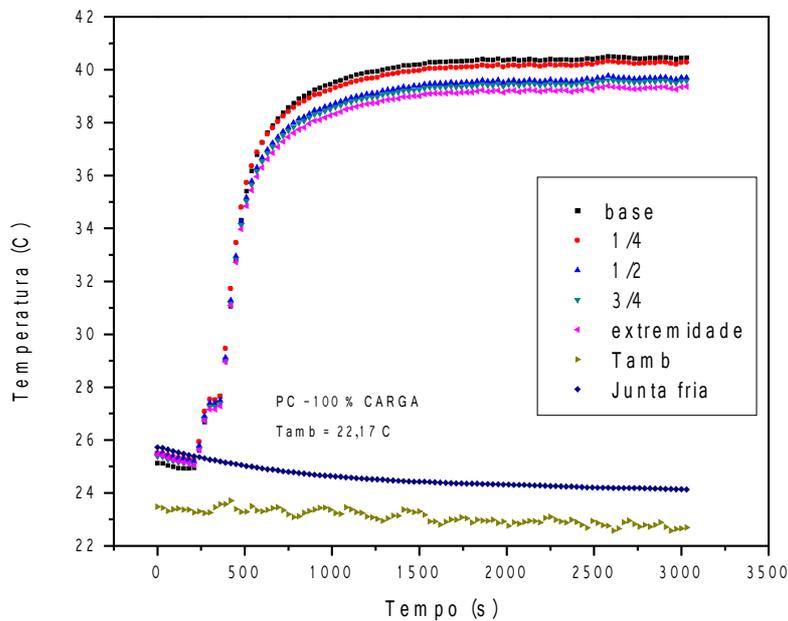


Figura 2. Temperatura em função do comprimento da aleta para 100% de carga computacional e Temperatura ambiente a 22,17 (°C)

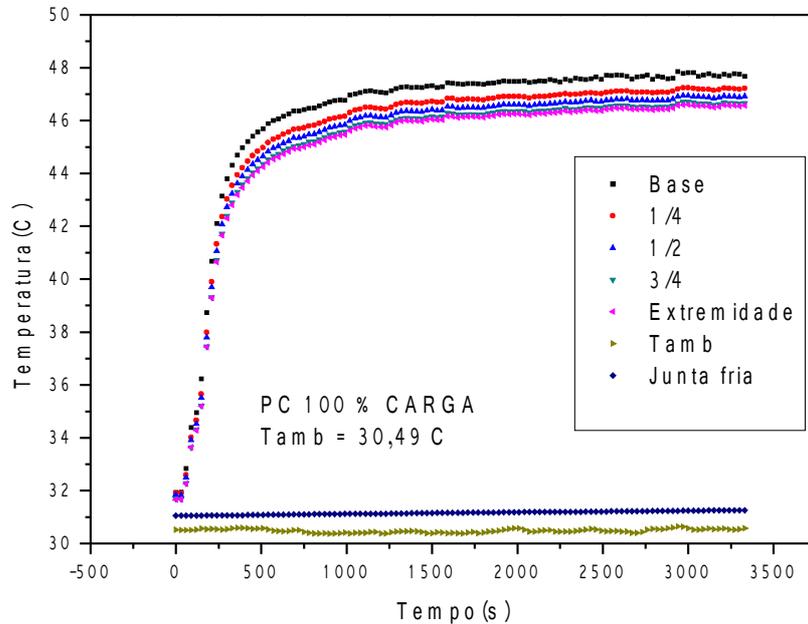


Figura 3. Temperatura em função do comprimento da aleta para 100% de carga computacional e Temperatura ambiente a 30,49 (°C).

A Tabela (1) mostra os experimentos realizados, o tempo decorrido para o regime estacionário e a temperatura de operação da base do dissipador em regime estacionário. Observa-se que em todos os experimentos realizados o tempo decorrido para o estacionário foi em média de 20 min.

Tabela 1. Testes Experimentais realizados

EXPERIMENTOS:	Temperatura ambiente (°C)	Carga Computacional (%)	Tempo para o estacionário (seg)	Temperatura Operacional da Base (°C)
1	22,17	0	1200	28,45
2	22,17	100	1200	40,49
3	30,49	0	1200	36,38
4	30,49	100	1200	47,55

Realizou-se em um ajuste matemático pelo método dos mínimos quadrados da temperatura em regime estacionário em função do comprimento considerando-se os cinco pontos de fixação dos termopares, para a determinação do modelo teórico que melhor se ajustaria aos dados experimentais; possibilitando a partir deste modelo o cálculo do coeficiente da aleta  $m$ , o coeficiente de transferência de calor  $h$ , a eficiência  $\eta$ , a taxa de transferência de calor  $q_a$  do conjunto aletado. Estes resultados estão mostrados na Tab. (2) Uma análise dos coeficientes de determinação  $r^2$  indica que o modelo de aleta convectiva ajustou melhor aos dados experimentais.

Tabela 2. Ajustes realizados dos dados experimentais aos modelos teóricos de aleta.

EXPERIMENTOS		Parâmetros ajustados			
Modelo		$m [m^{-1}]$	$T_a [^{\circ}C]$	$T_b [^{\circ}C]$	$R^2$
1	Infinita	3,07	22,17	28,39	0,94932
	Adiabática	12,77	22,17	28,45	0,95922
	<b>Convectiva</b>	<b>9,76</b>	<b>22,17</b>	<b>28,43</b>	<b>0,96874</b>
2	Infinita	1,93	22,68	40,38	0,93166
	Adiabática	10,01	22,68	40,49	0,91157
	<b>Convectiva</b>	<b>6,15</b>	<b>22,68</b>	<b>40,44</b>	<b>0,94256</b>
3	Infinita	1,78	30,49	36,35	0,97554
	Adiabática	9,58	30,49	36,38	0,93943
	<b>Convectiva</b>	<b>5,72</b>	<b>30,49</b>	<b>36,37</b>	<b>0,97951</b>
4	Infinita	1,99	30,49	47,42	0,90585
	Adiabática	10,4	30,49	47,55	0,99397
	<b>Convectiva</b>	<b>10,12</b>	<b>30,49</b>	<b>47,55</b>	<b>0,99563</b>

A Tabela (3) apresenta o valor do coeficiente de transferência de calor experimental e o valor teórico correspondente obtidos pela correlação de *Nusselt*. Obteve-se  $Re < 1.500$  indicando um escoamento laminar entre os canais das aletas. A Tabela (3) mostra também os resultados obtidos da eficiência experimental e o valor teórico obtido a partir das equações descritas e da taxa de transferência de calor para o modelo que melhor ajustou aos dados experimentais, ou seja, o modelo de aleta convectiva. Para a determinação dos valores indicados na tabela 3 utilizou-se a condutividade térmica do alumínio puro igual a 238 (W/m.K) e condutividade térmica do ar igual a 0,025 (W/m.K) (INCROPERA, 2001).

As incertezas associadas a cada variável experimental e teórica foram obtidas pelo software ESS (*Engineering Equation Solve*). As incertezas dos instrumentos foram obtidas através de catálogos dos fabricantes, na qual as incertezas de todas as propriedades termofísicas foram consideradas iguais a 1%. A incerteza na medida do comprimento 0,00001m (0,01mm); A incerteza na medida da temperatura 0,5 °C e a incerteza do parâmetro m da aleta foi considerada 5%.

Tabela 3. Coeficiente de transferência de calor, Eficiência e Taxa de transferência de calor para o modelo de aleta convectiva.

EXP	Coeficiente de transferência de calor ( $w/m^2.K$ ) $h$		Eficiência (%) $\eta$		Taxa (W) $q_a$	
	Experimental	Teórico	Experimental	Teórico	Experimental	Teórico
1	10,92 ± 1,11	53,1±0,64	95,76 ±0,40	82,77 ±0,21	26,66 ±3,04	15,56 ±1,77
2	4,338 ± 0,44	53,1±0,64	98,26 ±0,17	82,77 ±0,21	72,63 ±3,09	44,14 ±1,84
3	3,752 ±0,38	53,1±0,64	98,49 ±0,15	82,77 ±0,21	23,89±2,90	14,61±1,77
4	11,75 ±1,19	53,1 ±0,64	95,46 ±0,43	82,77 ±0,21	72,94 ±3,22	42,40 ±1,83

## 5. CONCLUSÃO

Os resultados experimentais mostraram que o modelo de aleta que mais se ajusta para o dissipador utilizado em um microcomputador, 1.67 GHz, 1.0 GB de RAM é do tipo convectiva. A eficiência de troca térmica da aleta apresentou um valor médio de 96,9%, enquanto que a taxa de transferência de calor apresentou um valor médio de 49,03 W ambos concordando bem com os valores teóricos. Na temperatura de 22,17 °C o dissipador em estudo foi mais eficiente a maior carga e dissipando mais calor a maior carga computacional conforme experimentos 1 e 2. Apresentou a mesma eficiência para diferentes temperaturas e cargas computacionais, ou seja, para a faixa de temperatura estudada não foi observada influência na eficiência, conforme os experimentos 2 e 3, sendo corroborado também pelos experimentos 1 e 4 e dissipando mais calor a maior carga computacional.

## 6. REFERÊNCIAS

- SOUZA, Valter Cesar de. **Dissipadores térmicos de placas paralelas com influxo de topo**. Campinas, SP: [s.n.], 2005, Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica..
- HAPER, W. B.; BROWN, D. R. Mathematical Equations for Heat Conduction in the Fins of Air – cooled Engines. **NACA**. Rep. 158, 1922.
- INCROPERA; DEWITT, D.P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5 ed. [s.l.]: John Wiley & Sons, 2001.
- HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. São Paulo: Mc Graw Hill. Kogakusha.
- ZOGRAFOS, A. I.; SUNDERLAND, J. E., Natural Convection From Pin Fin Arrays, **Exp. Thermal and Fluid Sci.**, v.3, pp 440-449. 1990.
- HARAHAP, F.; RUDIANTO, E. Measurements of Steady-State Heat Dissipation From Miniaturized Horizontally Based Straight Rectangular Fin Arrays, **Heat and Mass Transfer**, v.41, pp. 280-288. 2005.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

## ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF AN HEAT SINKS USED IN PROCESSORS

Rubens Soeiro Gonçalves, soeiro@cefet-ma.br<sup>1</sup>  
Raul Everton de Sousa, raulevert@hotmail.com<sup>1</sup>  
Diogo Henrique Moraes, diogo.korn@hotmail.com<sup>1</sup>  
Karlos Roberto Da Silva Braga Martins, karlos@fem.unicamp.br<sup>1</sup>  
André Pereira Santana, andre.persan@gmail.com<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Instituto Federal de Ciência e Tecnologia do Maranhão – IFMA; Campus Monte Castelo, Departamento de Mecânica e Materiais; Av Getúlio Vargas 04, Monte Castelo, CEP 65025-001, São Luís-MA, Brasil

**Abstract.** *This work presents a study of the thermal exchange efficiency of a heat sink used in a 1.67 Ghz microcomputer with a 1.0 GB RAM. The heat sink was analyzed when it was submitted to different temperatures and computational charges. In addition, the theoretical model of a fin was obtained according to the best fitting experimental data. The experimental and theoretical heat transfer coefficient, the heat transfer rate and efficiency of the fin were also compared. The study showed that for the temperature range studied don't was observed influence on efficiency.*

**Keywords:** *heat sinks, processor, thermal efficiency.*