

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo

Gelson Freitas Miori

Avaliação do Comportamento de Aletas para Chips de Computador  
Utilizando o Método dos Elementos Finitos

São Paulo  
2005

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Gelson Freitas Miori

Avaliação do Comportamento de Aletas para Chips de Computador  
Utilizando o Método dos Elementos Finitos

Dissertação apresentada ao Instituto de Pesquisas  
Tecnológicas do Estado de São Paulo – IPT, para  
obtenção do título de Mestre em Processos Industriais.  
Área de concentração: Desenvolvimento e otimização  
de processos industriais.

Orientador: Dr. Efraim Cekinski.

São Paulo

2005

Ficha Catalográfica  
Elaborada pelo Centro de Informação Tecnológica do  
Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo - IPT

M669a Miori, Gelson Freitas  
Avaliação do comportamento de aletas para chips de computador utilizando o  
método dos elementos finitos. / Gelson Freitas Miori. São Paulo, 2005.  
136p.

Dissertação (Mestrado em Processos Industriais) - Instituto de Pesquisas  
Tecnológicas do Estado de São Paulo. Área de concentração: Desenvolvimento e  
Otimização de Processos Industriais.

Orientador: Prof. Dr. Efraim Cekinski.

1. Avaliação de desempenho 2. Dissipador 3. Simulação numérica 4. CAD  
5. CAE 6. Distribuição de temperatura 7. Tese I. Instituto de Pesquisas Tecnológicas  
do Estado de São Paulo. Centro de Aperfeiçoamento Tecnológico II. Título

Dedico esta dissertação em especial à minha família.

Agradecimentos,

Agradeço o apoio principalmente da minha família, da Terra Sistemas pelo apoio e por ter fornecido as licenças de uso dos softwares, e o apoio e incentivo do meu orientador Dr. Efraim Cekinski.

## RESUMO

No presente estudo o desempenho de uma série de dissipadores foi avaliado através de simulação numérica. Os modelos de dissipador foram gerados em CAD e em seguida levados ao software de CAE para a determinação da distribuição de temperaturas, da temperatura máxima, temperatura média e distribuição do fluxo de calor.

Os modelos de dissipador escolhidos dentre alguns comerciais, levam em consideração as seguintes características geométricas: área de superfície, número de aletas, altura da aleta e dimensão da base. O coeficiente de troca térmica por convecção é determinado de forma aproximada através de cálculo semi-empírico.

Para gerar os modelos em CAE um estudo da malha de elementos finitos foi realizado para determinar-se o tamanho de elemento ideal para todos os dissipadores.

Os resultados obtidos indicam que dissipadores com grande área de superfície são adequados para utilização em equipamentos que não devem consumir energia como notebooks. Nestes dissipadores não é necessário utilizar ventiladores potentes, pois a quantidade de calor retirada não se altera consideravelmente com o aumento da vazão de ar.

Dissipadores com área de superfície pequena são indicados para equipamentos que não possuem restrição de gasto de energia como PC'S. Aplicando-se uma vazão de ar maior do que a aplicada sobre dissipadores com grande área de superfície obtém-se o mesmo resultado comparado à dissipadores com área de superfície pequena.

**Palavras-chave:** Dissipadores, análise de elementos finitos, CAD, CAE, avaliação do desempenho, distribuição de temperaturas, simulação numérica.

## ABSTRACT

In the present study the performance of a series of heat sinks were evaluated with the use of numerical simulation. The heat sinks models were generated in CAD and inserted in CAE software to obtain the temperature distribution, maximum temperature, medium temperature and the heat flow distribution.

The heat sinks models chosen among some commercials take in to account the follow geometrical characteristics: surface area, number of fins, fin height and base dimension. The convection exchanger coefficient is estimated using empirical correlations.

To generate the CAE models a mesh independence study was performed to determine the ideal size of the element for all the heat sinks.

Results indicate that heat sinks with a big surface area works well for equipments that don't have a high consume energy, like notebooks. For these equipments heat sinks aren't necessary use potent fans, because the amount of heat removed does not changes much with the air outflow increase.

Heat sinks with small surface area are indicated for equipments that doesn't have restrictions with the energy expense like PC'S. Applying an outflow of air bigger than that applied over heat sinks with big surface area it is gotten the same result that if compared with heat sinks with little surface area.

**Keywords:** Heat sinks, finite element analysis, CAD, CAE, evaluation of the performance, temperature distribution, numerical simulation



## Lista de ilustrações

Figura 1	Visão geral do dissipador patente 6671172 .....	21
Figura 2	Direção do fluxo de ar .....	21
Figura 3	Visão geral do dissipador patente 5201866 .....	23
Figura 4	Dissipador com aletas simples (a) e dissipador com pinos entre as aletas (b). .....	24
Figura 5	Comparativo da resistência térmica entre o dissipador simples.....	24
Figura 6	(a) dissipador com aletas verticais (b) dissipador oblíquo.....	25
Figura 7	(a) Resistência térmica x rotação para ventilador construído no experimento (b) Resistência térmica x rotação para ventilador modelo NTUST .....	26
Figura 8	(a) Fluxo de calor sem pasta térmica (b) Fluxo de calor com pasta térmica .....	27
Figura 9	(a) Estudo entre interface e dissipador (b) Condições de contorno e simetria.....	28
Figura 10	Malha de elementos finitos.....	29
Figura 11	Comparativo da pressão de contato com o grau de rugosidade das superfícies.....	29
Figura 12	Resultados da análise de elementos finitos (a) material acrílico (b) Thermaflow <sup>TM</sup> com mudança de fase e (c) Thermattach T414.....	30
Figura 13	Discretização de um domínio utilizando elementos planos retangulares de quatro nós .....	32
Figura 14	O elemento retangular plano de quatro nós com nós locais e globais .	32

Figura 15	Aleta para validação do método dos elementos finitos. ....	35
Figura 16	Modelo 3D em CAD para validação do método dos elementos finitos.	37
Figura 17	Dissipador AAVID THERMALLOY 11-P4ES-01 .....	41
Figura 18	Dissipador Zalman CNPS 7000A .....	41
Figura 19	Dissipador 11-K751-07.....	42
Figura 20	Dissipador Patente 5201866 .....	42
Figura 21	Dissipador Patente 6671172B2.....	43
Figura 22	Dissipador 23410. ....	43
Figura 23	Sketch do modelo em CAD. ....	44
Figura 24	Feature do modelo em CAD.....	45
Figura 25	Desenho mecânico do dissipador 11-P4ES-01.....	46
Figura 26	Modelo 3D em CAD do dissipador 11-P4ES-01.....	46
Figura 27	Dimensões finais do dissipador 11-P4ES-01. ....	47
Figura 28	Modelo em 3D CAD do dissipador Zalman CNPS 7000A.....	47
Figura 29	Dimensões do dissipador Zalman modelo CNPS7000A. ....	48
Figura 30	Desenho mecânico do dissipador 11-K751-07.....	49
Figura 31	Modelo em 3D CAD do dissipador 11-K751-07. ....	49
Figura 32	Dimensões do dissipador 11-K751-07. ....	50
Figura 33	Modelo em 3D CAD do dissipador patente 5201866. ....	51
Figura 34	Dimensões do dissipador Patente 5201866.....	51

Figura 35	Imagem utilizada para gerar modelo em CAD do dissipador patente 6671172B2.....	51
Figura 36	Modelo 3D em CAD do dissipador patente 6671172B2.....	52
Figura 37	Dimensões do dissipador Patente 6671172B2. ....	52
Figura 38	Desenho mecânico do dissipador 23410. ....	53
Figura 39	Modelo 3D em CAD do dissipador 23410. ....	53
Figura 40	Dimensões do dissipador 23410. ....	54
Figura 41	Desenho mecânico do dissipador 23411. ....	55
Figura 42	Modelo 3D em CAD do dissipador 23411. ....	55
Figura 43	Dimensões do dissipador 23411. ....	56
Figura 44	Modelo 3D importado no software de CAE .....	57
Figura 45	Base do dissipador com as curvas de intersecção das superfícies das aletas .....	58
Figura 46	Superfície para aplicação da carga térmica .....	58
Figura 47	Gradiente de temperaturas na base do dissipador 23410.....	60
Figura 48	Malha de elementos finitos do dissipador 11-P4ES-01 .....	61
Figura 49	Malha de elementos finitos do dissipador Zalman CNPS 7000A .....	62
Figura 50	Malha de elementos finitos do dissipador 11-K751-07.....	63
Figura 51	Malha de elementos finitos do dissipador Patente 5201866 .....	64
Figura 52	Malha de elementos finitos do dissipador Patente 6671172B2.....	65
Figura 53	Malha de elementos finitos do dissipador 23410 .....	66
Figura 54	Malha de elementos finitos do dissipador 23411 .....	67

Figura 55	Fluxo de calor aplicado no dissipador 23410 .....	68
Figura 56	Coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 23410 .....	69
Figura 57	Coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 11-K751-07.....	70
Figura 58	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01. ....	78
Figura 59	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.....	79
Figura 60	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.....	80
Figura 61	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.....	81
Figura 62	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador Zalman modelo CNPS7000A.....	83
Figura 63	Distribuição do fluxo de calor na superfície do fundo do dissipador Zalman modelo CNPS7000A. ....	84
Figura 64	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador Zalman modelo CNPS7000A.....	85
Figura 65	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Zalman modelo CNPS7000A-CU.....	86
Figura 66	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador 11-K751-07. ....	88
Figura 67	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 11-K751-07. ....	89
Figura 68	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 11-K751-07. ....	90

Figura 69	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 11-K751-07. .....	91
Figura 70	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador Patente 5201866.....	93
Figura 71	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador Patente 5201866.. .....	94
Figura 72	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador Patente 5201866.....	95
Figura 73	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Patente 5201866. ....	96
Figura 74	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador 60671172B2.....	98
Figura 75	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 6671172B2.....	99
Figura 76	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 6671172B2. ..	100
Figura 77	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 6671172B2. .....	101
Figura 78	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador 23410.....	103
Figura 79	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23410.....	104
Figura 80	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23410.....	105
Figura 81	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 23410....	106
Figura 82	Distribuição de temperaturas com $h=10,100,1.000$ e $10.000$ no dissipador 23411.....	108
Figura 83	Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23411.....	109

Figura 84	Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23411.....	110
Figura 85	Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 23411....	111
Figura 86	Comparativo das temperaturas máximas em cada dissipador.....	116
Figura 87	Comparativo das temperaturas máximas em cada dissipador desconsiderando-se a convecção natural.....	117

## Lista de Tabelas

Tabela 1	Comparativo dos resultados analítico e numérico para a validação do método dos elementos finitos.....	38
Tabela 2	Principais características dos dissipadores em estudo .....	40
Tabela 3	Dados dos materiais utilizados nos dissipadores.....	59
Tabela 4	Principais características do dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.....	80
Tabela 5	Principais características do dissipador Zalman modelo CNPS7000A-C0U. ....	85
Tabela 6	Principais características do dissipador AAVID Thermalloy Part Number 11-K751-07. ....	90
Tabela 7	Principais características do dissipador Patente 5201866. ....	95
Tabela 8	Principais características do dissipador 6671172B2. ....	100
Tabela 9	Principais características do dissipador AAVID THERMALLOY Part Number 23410. ....	105
Tabela 10	Principais características do dissipador AAVID THERMALLOY Part Number 23411. ....	110
Tabela 11	Comparativo dos dissipadores à convecção natural. ....	112
Tabela 12	Velocidade média do ar nos dissipadores.....	114
Tabela 13	Quadro comparativo das temperaturas máximas e médias nos dissipadores. ....	115

## Lista de Símbolos

$A$	Área envolvida na transferência de calor.
$A_c$	Área de seção transversal da aleta.
$A_s$	Área de superfície.
$A_{esca}$	Área de escoamento da aleta.
$A_{esct}$	Área de escoamento total.
$\beta$	Coefficiente de expansão.
$c$	Calor específico.
$D_h$	Diâmetro hidráulico.
$\Delta T$	Diferença de temperatura entre regiões de transferência de calor.
$\varepsilon$	Emissividade.
$g$	Aceleração da gravidade
$h$	Coefficiente de troca de calor por convecção.
$K_{ar}$	Condutividade térmica do ar.
$K_{al}$	Condutividade térmica do Alumínio.
$L$	Comprimento da aleta.
$Nu$	Número de Nusselt.
$P$	Potência média dissipada
$P_m$	Perímetro molhado.
$Pr$	Número de Prant.
$q$	Taxa de calor.
$q''$	Potência.
$Q$	Vazão volumétrica.
$Q_a$	Vazão de ar na aleta.
$R$	Resistência térmica
$R_a$	Relação entre a área de escoamento total e a área de escoamento da aleta.
$Ral$	Número de Rayleigh.
$\rho_{ar}$	Densidade do ar.
$\mu_{ar}$	Viscosidade dinâmica do ar à temperatura média



$\mu_{ar\ s}$	Viscosidade dinâmica do ar à temperatura máxima.
$\nu_{ars}$	Viscosidade cinemática do ar à temperatura máxima.
$\nu_{ar}$	Viscosidade cinemática do ar à temperatura média.
$t$	Espessura da aleta.
$T$	Temperatura.
$T_{amb}$	Temperatura ambiente.
$T_b$	Temperatura na base da aleta.
$T_f$	Temperatura média do filme
$T_{\infty}$	Temperatura infinita.
$T_{max}$	Temperatura máxima.
$T_{média}$	Temperatura média.
$V$	Volume.
$V_{ar}$	Velocidade média do ar.
$w$	Largura da aleta.
$x$	Distância da base da aleta ao ponto onde deve-se obter a temperatura.
$\dot{q}$	Fluxo de calor específico.

## Sumário

1	Introdução .....	19
1.1	Objetivos.....	19
1.2	Justificativa .....	19
2	Desenvolvimento.....	20
2.1	Revisão Bibliográfica.....	20
2.2	O método dos elementos finitos aplicado à transferência de calor.....	31
2.3	Validação do método dos elementos finitos. ....	34
2.3.1	Solução analítica.....	35
2.3.2	Solução numérica .....	36
2.3.3	Resultados obtidos para validação do método dos elementos finitos. ...	38
2.4	Materiais e métodos. ....	39
2.4.1	Obtenção dos dados de catálogo e patentes dos dissipadores. ....	40
2.4.2	Modelagem em CAD dos dissipadores. ....	44
2.4.3	Modelagem em CAE dissipadores .....	56
2.4.3.1	O modelo 3D. ....	57
2.4.3.2	Materiais utilizados.....	59
2.4.3.3	Definição das propriedades.....	59
2.4.3.4	Condições de contorno .....	67
2.4.4	A resistência térmica.....	75
2.5	Resultados.....	76
2.6	Discussão.....	111
3	Conclusão .....	118
3.1	Geometria.....	118
3.1.1	Área de superfície .....	118
3.1.2	Velocidade do ar que passa pelas aletas.....	118
3.1.3	Distribuição do fluxo de calor no dissipador.....	119
3.2	Aplicação.....	119

4	Referências bibliográficas. ....	121
5	Anexos .....	125
5.1	Anexo A.....	125
5.1.1	Memória de cálculos .....	125
5.1.1.1	Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em regime laminar: .....	125
5.1.1.2	Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em regime turbulento: .....	126
5.1.1.3	Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em convecção natural: .....	127
5.2	Anexo B.....	129
5.2.1	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador 11-P4ES-01.....	129
5.2.2	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Zalman modelo CNPS7000A-CU . .....	130
5.2.3	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AAVID Thermalloy Part Number 11-K751-07.....	131
5.2.4	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Patente 5201866.....	132
5.2.5	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Patente 6671172b2.....	133
5.2.6	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AAVID THERMALLOY Part Number 23410.....	134
5.2.7	Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AAVID THERMALLOY Part Number 23411.....	135

## **1 Introdução**

### **1.1 Objetivos**

O presente trabalho tem por objetivo avaliar o desempenho de dissipadores formados de aletas para microchips de microcomputadores e determinar qual forma existente no mercado é a mais eficaz.

### **1.2 Justificativa**

Nos dias de hoje uma das limitações dos microchips de computador quanto à sua frequência de uso está no aquecimento do microchip associado a altas frequências do “Clock”, o que limita a velocidade de processamento dos microcomputadores. O calor gerado no microchip é dissipado através de um dissipador geralmente em alumínio injetado composto de aletas (Carter; *et al*, 2001).

O desempenho do dissipador está intimamente ligado à forma das aletas. No presente trabalho, utilizando-se de métodos computacionais como a análise de elementos finitos foi estudada a distribuição de temperaturas quando um ventilador está atuando sobre o dissipador.

O uso de métodos computacionais permite que sejam editadas as superfícies das aletas. Uma série de testes que custariam caro, ou seriam demorados demasiadamente para serem feitos, podem ser realizados em microcomputador de forma rápida.

## **2 Desenvolvimento.**

### **2.1 Revisão Bibliográfica.**

Um dissipador corresponde a um conjunto de aletas injetadas ou montadas em alumínio ou cobre sobre uma base. Na parte superior do dissipador geralmente é montado um ventilador para aumentar a capacidade do mesmo em dissipar calor. Os dissipadores são aplicados geralmente sobre microchips de computadores, podendo ser utilizados em outras aplicações também como televisores, rádios, etc (Biswas, R. *et al*, 1999). Entre o dissipador e o microchip é aplicada uma pasta térmica geralmente feita em óxido de alumínio, pois a usinagem da base do dissipador e as características da superfície tanto do dissipador quanto do processador não são perfeitas, dificultando a troca de calor por condução entre o dissipador e o processador. A pasta térmica garante que as superfícies estarão em contato (Pomílio, J. A., 2001).

Nos estudos realizados por Mok, Biswas, Thurlow e Roknaldim (Mok; Lawrence S, 1993; Biswas, R. *et al*, 1999; Thurlow, E.; Prather E.; Masingh V., 2000) utilizando fluido dinâmica computacional verificou-se a preocupação em avaliar o desempenho de dissipadores já existentes. Desta forma é montado um modelo em software, cria-se um modelo físico e valida-se o modelo computacional (Mok; Lawrence S, 1993; Biswas, R. *et al*, 1999; Thurlow, E.; Prather E.; Masingh V., 2000).

Nos estudos realizados por Thurlow determina-se experimentalmente os efeitos de turbilhões no fluxo de ar sobre um dissipador, no intuito de determinar a resistência térmica do mesmo. Concluiu-se que o efeito redemoinho é benéfico para o dissipador, pois diminui a resistência térmica (Thurlow, E.; Prather E.; Masingh V., 2000).

Nos experimentos de Mok são comparados os resultados do software “IcePack”, que utiliza a tecnologia de Fluido Dinâmica Computacional (CFD), para dissipadores montados em placas de circuito eletrônico com os ventiladores. O objetivo foi avaliar o coeficiente de perda de pressão no dissipador. Foram realizados experimentos em um

túnel de vento, para um grupo de 5 circuitos impressos. Os mesmos testes foram realizados no software e o erro obtido foi de 12% em média (Mok; Lawrence S, 1993).

No estudo de Roknaldim é apresentado um método simplificado para cálculo de distribuição de temperaturas e velocidades de fluido num sistema com três ventiladores. Ao invés de modelar cada ventilador com todas as suas características, o que demora demasiadamente tanto para construir o modelo quanto para executar o cálculo em um modelo CFD, um modelo simplificado do ventilador é aplicado como sendo uma superfície plana por onde passa um fluxo de ar, sendo a distribuição de pressões inserida através da curva do fabricante. Para comprovar a aplicação do método, um modelo físico foi montado e as curvas de queda de pressão e distribuição de velocidade levantadas em um túnel de vento. Concluiu-se que o método é válido pois os erros encontrados ficaram em torno de 10%. (Roknaldim, F.; Sazan R. A.; Sun X. H, 2001)

A patente de Carter (Carter; *et al* 2001) apresenta um dissipador em alumínio onde predomina a preocupação com a forma das aletas. As aletas deste dissipador foram concebidas de tal forma a aproveitar ao máximo o fluxo de ar que é insuflado pelo ventilador. O fluxo de ar é insuflado na direção vertical e acompanha a superfície das aletas, saindo pelas laterais do dissipador (Carter; *et al* 2001). A *figura 1* apresenta uma visão geral do dissipador e a *figura 2* apresenta a direção do fluxo de ar passando pelas aletas do dissipador.

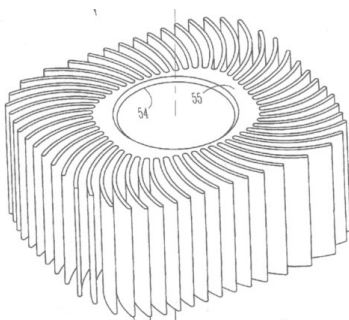


Figura 1 Visão geral do dissipador patente 6671172

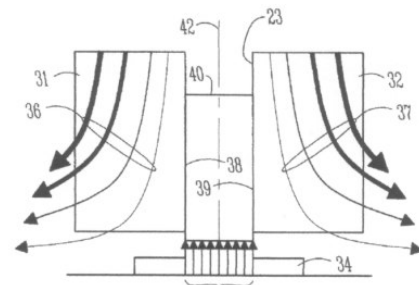


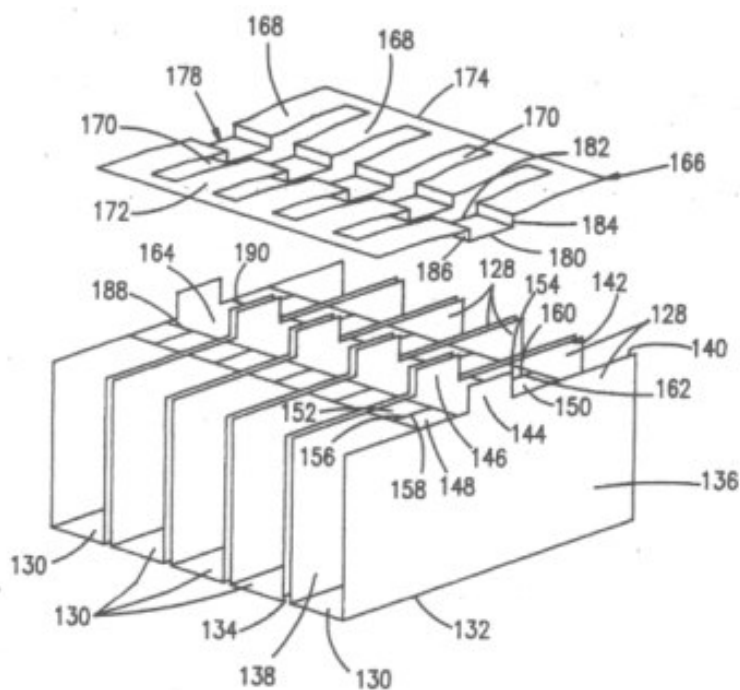
Figura 2 Direção do fluxo de ar

A patente de Mok (Mok; Lawrence S., 1993) apresenta um dissipador construído em chapa dobrada de alumínio, composto por um conjunto de chapas montado através de grampos. Esta construção permite que haja um pequeno movimento da base do dissipador, garantindo que a condução de calor a partir do microchip seja maior, pois a base do dissipador pode amoldar-se ao microchip.

A justificativa para a aplicação deste dissipador é que ele é mais barato, pois não é construído por extrusão que corresponde a gastar mais material do que o necessário para conseguir a forma do dissipador, e também não possui limitações próprias do processo de extrusão, como não se obter uma superfície adequada para dissipação de calor (Mok; Lawrence S., 1993). Este dissipador pode ser construído com aletas mais finas do que os obtidos por extrusão, com espessura menor do que 1 mm, e com a altura das aletas acima de 20 mm, enquanto limitações quanto à altura das aletas e espessura são muitas vezes impostas pelo processo de extrusão.

Existem dissipadores que possuem suas aletas coladas ou soldadas, mas são difíceis de montar. Dissipadores que possuem sua base usinada não são eficientes, pois os riscos de usinagem provocam regiões de grande resistência térmica, utilizando-se chapas dobradas isto não ocorre.

A *Figura 3* apresenta uma ilustração do dissipador.



*Figura 3 Visão geral do dissipador patente 5201866*

Conforme Xialong Y., um dissipador que possui pinos em conjunto com aletas é mais eficaz do que um dissipador formado somente de aletas. Esse pesquisador afirma que a velocidade do ar que passa por um dissipador simples formado apenas de aletas é menor do que em um dissipador com pinos entre as aletas, Figura 4.



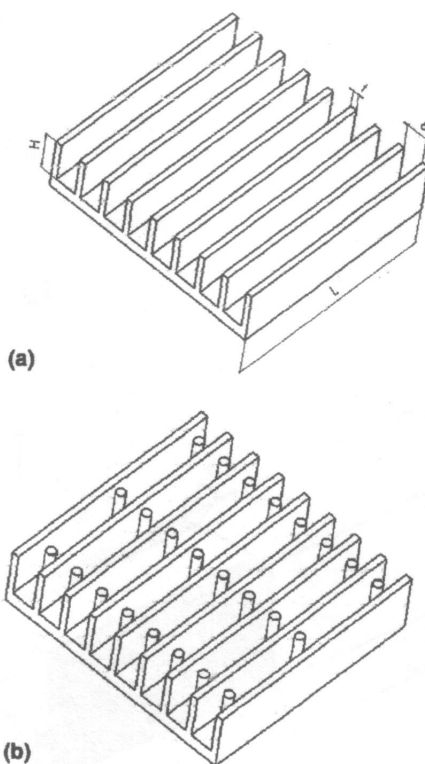


Figura 4 Dissipador com aletas simples (a) e dissipador com pinos entre as aletas (b).

A figura 5 exibe um comparativo da resistência térmica entre o dissipador simples “PFHS” e o dissipador com pinos entre as aletas “PPFHS”. Existe uma redução de 30% na resistência térmica do dissipador com pinos entre as aletas.

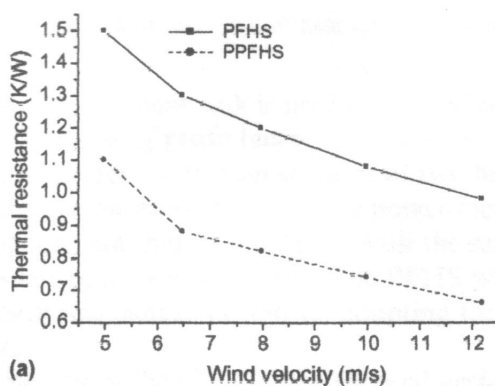


Figura 5 Comparativo da resistência térmica entre o dissipador simples “PFHS e o dissipador com pinos entre as aletas “PPFHS”.

Xialong Y. menciona que os pinos podem ser arranjados dependendo da condição de uso do dissipador. Os pinos podem ser arranjados mais ao centro do dissipador quando a potência a ser aplicada no dissipador estiver concentrada ao centro do mesmo. Isto quer dizer que existe flexibilidade para o projeto destes dissipadores, para aplicações que exigem maior dissipação de energia um número maior de pinos pode ser adicionado ao dissipador. (Xialong Y.; et al, 2004).

No estudo de Lin S.C., Chuang F.S., Chou C. A. (Lin S.C., Chuang F.S., Chou C. A., 2004) compara-se o desempenho de um dissipador com aletas verticais e um dissipador com aletas oblíquas. O dissipador com aletas oblíquas apresenta um desempenho superior ao do dissipador com aletas verticais. A figura 6 apresenta uma ilustração do dissipador com aletas verticais e do dissipador oblíquo.

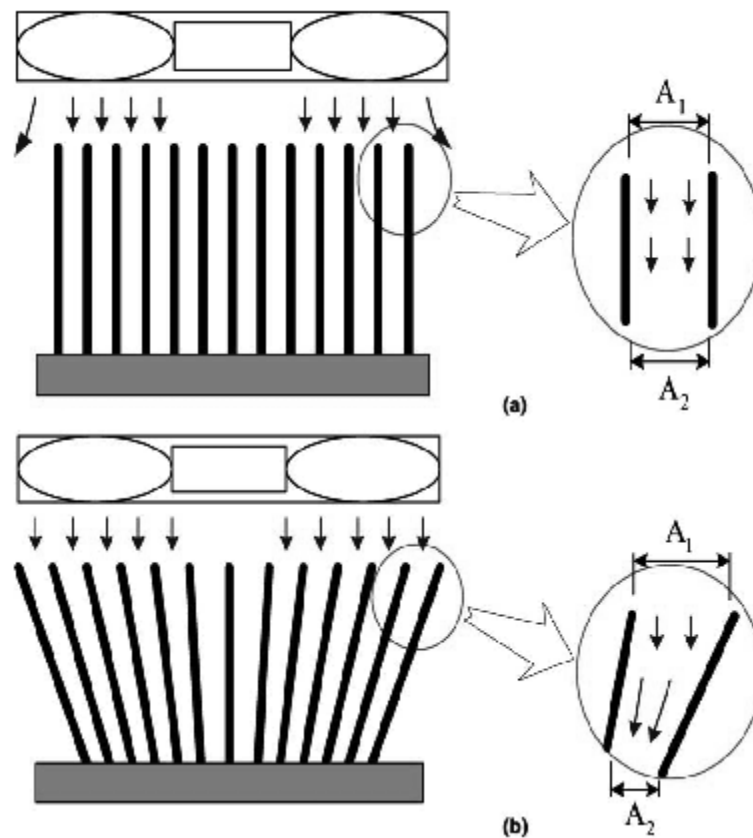
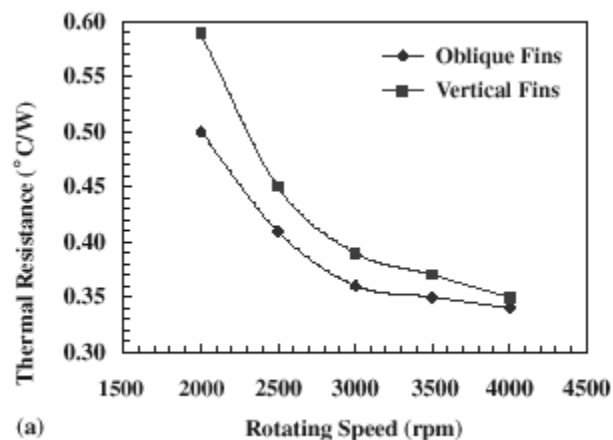


Figura 6 (a) dissipador com aletas verticais (b) dissipador oblíquo.

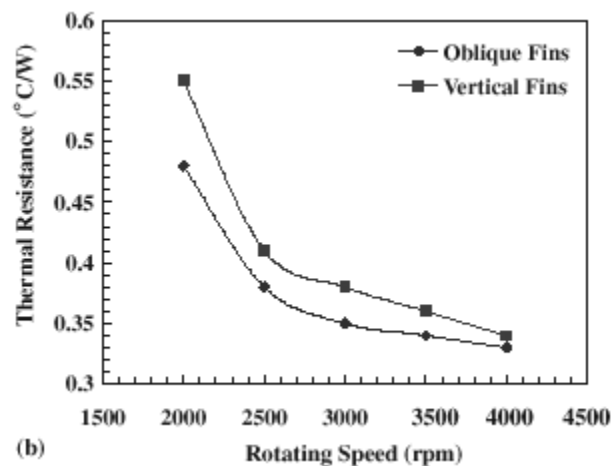
A justificativa para isto é que o fluxo de ar que passa por um dissipador de aletas verticais, sofre queda de pressão quando o espaço entre as aletas é muito reduzido. A queda de pressão aumenta significativamente na medida em que a distância entre as aletas é reduzida.

O dissipador com aletas oblíquas permite que o fluxo de ar atinja o fundo do dissipador com velocidade maior do que a que ocorre no dissipador com aletas verticais, garantindo que a queda de pressão do ar seja menor.

A figura 7 exibe um comparativo da resistência térmica do dissipador com aletas verticais e aletas oblíquas. Os pontos foram obtidos variando-se a rotação do ventilador (Lin S.C., Chuang F.S., Chou C. A., 2004).



(a)



(b)

Figura 7 Resistência térmica x rotação para ventilador construído no experimento (b) Resistência térmica x rotação para ventilador modelo NTUST.

Grujicic M., Zhao C. L. e Dusel E.C. (Grujicic M., Zhao C. L., Dusel E.C., 2004) estudaram os efeitos da resistência térmica entre o dissipador e o processador em chips de computador. O contato entre as superfícies do dissipador e do processador não é perfeito, portanto bolsas de ar podem se formar entre processador e dissipador, em virtude do grau de rugosidade existente nas superfícies de contato. Para evitar o surgimento dessas bolsas de ar utilizam-se pastas térmicas feitas de material com mudança de fase, que são materiais que mudam do estado sólido para o estado líquido conforme a temperatura do local, ou materiais acrílicos. A figura 8 exibe a interface de contato entre dissipador e processador e a direção do fluxo de calor quando não é utilizada pasta térmica (a) e quando se utiliza pasta térmica (b).

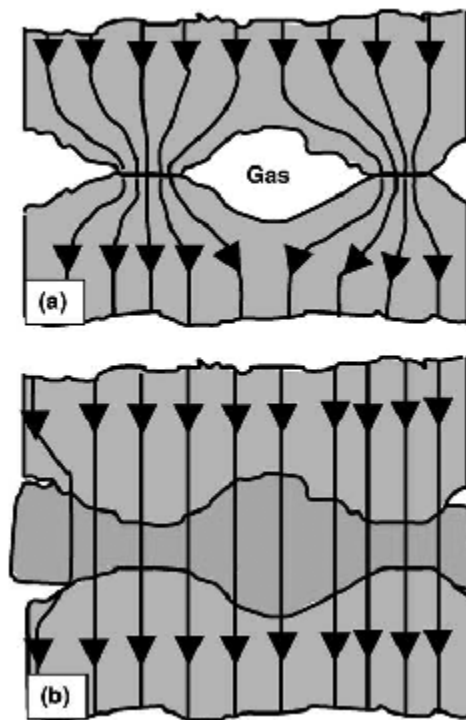


Figura 8 (a) Fluxo de calor sem pasta térmica (b) Fluxo de calor com pasta térmica.

Materiais com mudança de fase permitem que quando existe um aumento significativo da temperatura estes preencham pequenos vazios que existem entre dissipador e processador. Para aplicar estes materiais é necessário aplicar uma

pressão entre dissipador e processador. Materiais acrílicos ou à base de silicone não conseguem preencher totalmente estes vazios em virtude de manterem-se estáveis.

Para estudar a interface entre processador e dissipador, utilizou-se um modelo de elementos finitos. A figura 9 exibe a geometria do modelo (a) e as condições de contorno (b). Nas condições de contorno, considerou-se um sexto do modelo e aplicou-se condições de simetria.

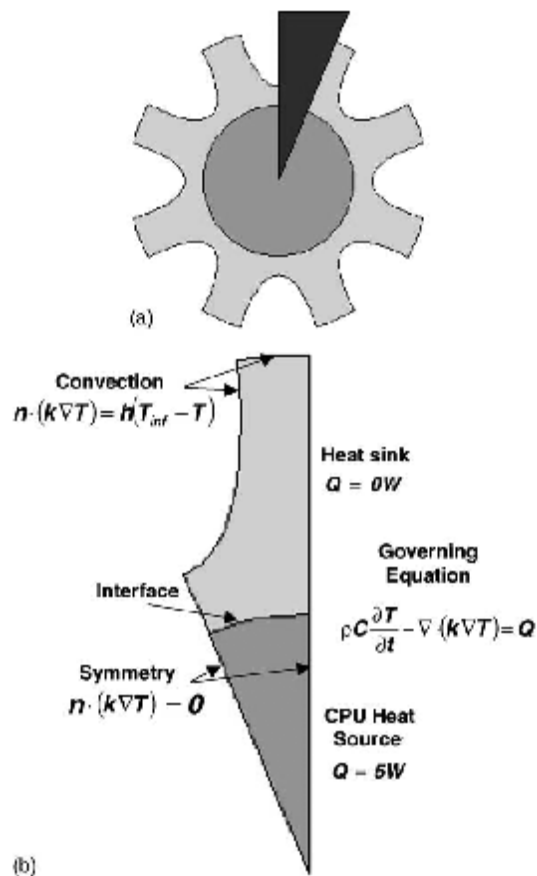


Figura 9 (a) Estudo entre interface e dissipador (b) Condições de contorno e simetria.

O software utilizado para estudo foi o pacote comercial FEMLAB. A figura 10 exibe a malha de elementos finitos utilizada para o modelo, com elementos bidimensionais de 10 nós.

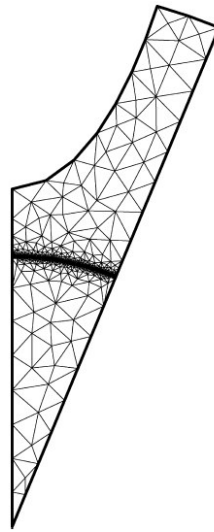


Figura 10. Malha de elementos finitos.

Um dos estudos realizados levou em consideração o efeito da pressão de contato entre as superfícies e o grau de rugosidade. Concluiu-se que quanto maior a pressão aplicada entre as superfícies, menor a rugosidade, pois deformações plásticas podem ocorrer. A figura 11 exibe um comparativo da pressão de contato e do grau de rugosidade da superfície.

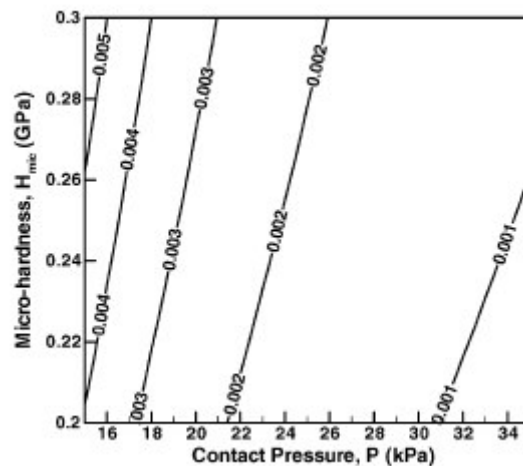


Figura 11 Comparativo da pressão de contato com o grau de rugosidade das superfícies

A figura 12 exibe os resultados da análise de elementos finitos considerando-se 3 materiais de interface diferentes. (a) material acrílico (b) Thermaflow<sup>TM</sup> com mudança

de fase e (c) Thermattach T414 também com mudança de fase. Gerou-se 3 malhas com características diferentes para cada material, considerando-se o contato entre os componentes. O desempenho dos materiais com mudança de fase mostrou-se superior com uma redução de 6 K na temperatura máxima da CPU (Grujicic M., Zhao C. L., Dusel E.C., 2004).

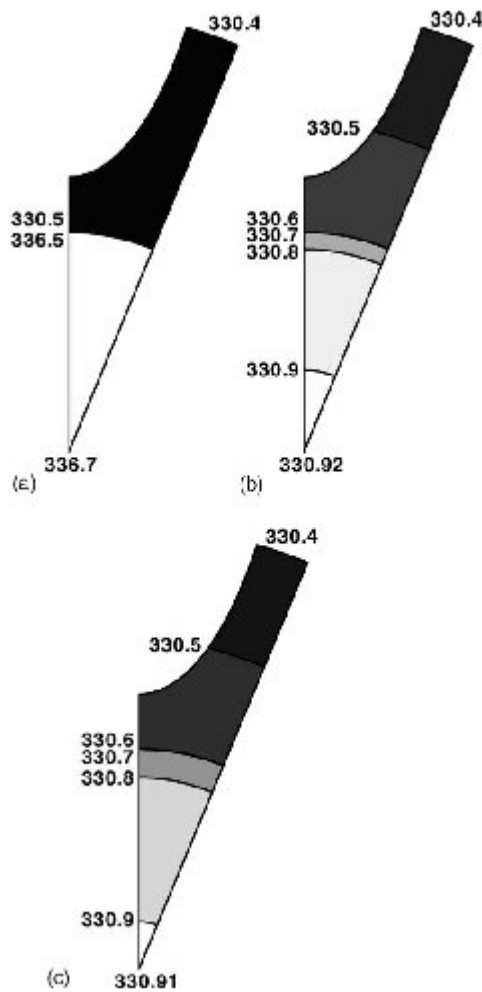


Figura 12 Resultados da análise de elementos finitos (a) material acrílico (b) Thermaflow<sup>TM</sup> com mudança de fase e (c) Thermattach T414

Os estudos de Mok (Mok; Lawrence S., 1993); Biswas (Biswas, R. *et al.*, 1999); Thurlow (Thurlow, E.; Prather E.; Masingh V., 2000), contribuem para este trabalho indicando que nestes casos a preocupação do pesquisador está em comparar o

desempenho de um modelo físico com um modelo real para verificar se o resultado do software de elementos finitos é preciso.

O estudo de Carter contribuiu com este trabalho para a avaliação de um dissipador injetado, o dissipador patente 6671172. A patente de Mok também é utilizada para avaliação com o dissipador patente 5201866.

O estudo de Xialong Y. demonstra que testes de performance já são realizados para dissipadores onde a geometria do mesmo é levada em consideração. O estudo de Lin S.C., Chuang F.S., Chou C. A. também demonstra que variações na geometria do dissipador podem modificar o seu desempenho.

O estudo de Grujicic M., Zhao C. L. e Dusel E.C. demonstra que o método dos elementos finitos já é utilizado para avaliar o desempenho de dissipadores, neste caso sendo utilizado para analisar a interface entre o dissipador e sua fonte de calor.

## 2.2 O método dos elementos finitos aplicado à transferência de calor.

Nesta seção serão detalhadas as equações e o método dos elementos finitos aplicado à transferência de calor. Para isto, será ilustrada a solução de um problema de um conjunto de elementos planos de quatro nós.

Vamos considerar um conjunto de elementos que são numerados conforme a figura 13. A figura 14 exhibe um único elemento numerado localmente com os números 1,2,3 e 4 e globalmente com as letras I, J, K, e L. Se o elemento possui um comprimento  $h_{xe}$  na direção x, e o comprimento  $h_{ye}$  na direção y, o elemento retangular bilinear pode ser mapeado com as seguintes expressões:

$$\begin{aligned} x &= \sum_{j=1}^4 x_{je} N_j(\xi, \eta) = x_I + h_{xe} / 2 + h_{xe} \xi / 2 \\ y &= \sum_{j=1}^4 y_{je} N_j(\xi, \eta) = y_I + h_{ye} / 2 + h_{ye} \xi / 2 \end{aligned} \quad (1)$$



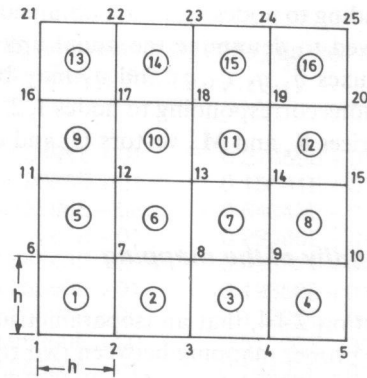


Figura 13 Discretização de um domínio utilizando elementos planos retangulares de quatro nós

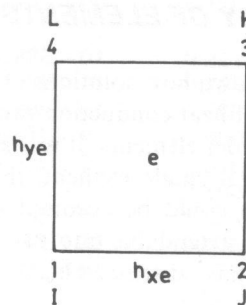


Figura 14 O elemento retangular plano de quatro nós com nós locais e globais

então:

$$\begin{aligned} x_j &= x_K = x_I + h_{xe} & x_L &= x_I \\ y_L &= y_K = y_I + h_{ye} & y_j &= y_I \end{aligned} \quad (2)$$

Sobre este elemento serão aplicadas funções tentativa

$$\bar{T} = \sum T_{je} N_j(\xi, \eta) \quad (3)$$

A solução do sistema matricial é dada por:

$$\mathbf{K}_e \mathbf{T}_e = \mathbf{M}_e \mathbf{Q}_e - \mathbf{q}_e \quad (4)$$

Os vetores  $\mathbf{T}_e$ ,  $\mathbf{Q}_e$  e  $\mathbf{q}_e$  são dados por:

$$\mathbf{T}_e = \begin{bmatrix} T_{1e} \\ T_{2e} \\ T_{3e} \\ T_{4e} \end{bmatrix} \quad \mathbf{Q}_e = \begin{bmatrix} Q_{1e} \\ Q_{2e} \\ Q_{3e} \\ Q_{4e} \end{bmatrix} \quad \mathbf{q}_e = \begin{bmatrix} q_{1e} \\ q_{2e} \\ q_{3e} \\ q_{4e} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Com estas equações definidas se faz necessário relacionar os nós dos elementos para definir as equações dos nós internos dos elementos.

Elemento	nó local 1	nó local 2	nó local 3	nó local 4
1	1	2	7	6
2	2	3	8	7
3	3	4	9	8
4	4	5	10	9
5	6	7	12	11
6	7	8	13	12
7	8	9	14	13
8	9	10	15	14
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.

Selecionando o nó 7 como sendo um nó interior, verificamos que este pertence aos quatro elementos 1,2,5 e 6. Nós temos que examinar a equação do elemento (4), para cada um destes elementos e identificar o componente correspondente ao nó 7 em cada caso. Assumindo que  $h_{xe}=h_{ye}=h$ , as equações correspondentes ao nó 7, são definidas como:

Elemento 1

$$\frac{k_1}{3} \cdot [-T_1 - T_2 / 2 + 2T_7 - T_6 / 2] = \frac{h^2}{36} [Q_1 + 2Q_2 + 4Q_7 + 2Q_6] - q_{7(1)} \quad (6)$$

Elemento 2

$$\frac{k_2}{3} \cdot [-T_2 / 2 - T_3 - T_8 / 2 + 2T_7] = \frac{h^2}{36} [2Q_2 + Q_3 + 2Q_8 + 4Q_7] - q_{7(2)} \quad (7)$$

Elemento 5

$$\frac{k_5}{3} \cdot [-T_6/2 + 2T_7 - T_{12}/2 - T_{11}] = \frac{h^2}{36} [2Q_6 + 4Q_7 + 2Q_{12} + Q_{11}] - q_{7(5)} \quad (8)$$

Elemento 6

$$\frac{k_6}{3} \cdot [2T_7 - T_8/2 - T_{13} - T_{12}/2] = \frac{h^2}{36} [4Q_7 + 2Q_8 + Q_{13} + 2Q_{12}] - q_{7(6)} \quad (9)$$

A equação para o elemento 7 é obtida somando as quatro equações acima utilizando o critério da continuidade de fluxo:

$$q_{7(1)} + q_{7(2)} + q_{7(5)} + q_{7(6)} = 0 \quad (10)$$

Esta equação é válida pois não há fonte de calor neste nó.

O nó 15 é um nó corresponde à borda do domínio, este nó pertence aos elementos 8 e 12. As equações correspondentes ao nó 15 são:

Elemento 8

$$\frac{k_8}{3} \cdot [-T_9 - T_{10}/2 + 2T_{15} - T_{14}/2] = \frac{1}{36} [Q_9 + 2Q_{10} + 4Q_{15} + 2Q_{14}] - q_{15(8)} \quad (11)$$

Elemento 12

$$\frac{k_{12}}{3} \cdot [-T_{14}/2 + 2T_{15} - 2T_{20}/2 - T_{19}] = \frac{1}{36} [2Q_{14} + 4Q_{15} + 2Q_{20} + Q_{19}] - q_{15(12)} \quad (12)$$

Adicionando estas duas equações temos a equação para o nó 15. Neste caso:

$$q_{15(8)} + q_{15(12)} = \int_{(10-15)+(15-20)} \mathfrak{K} N_{15} d\Gamma \quad (13)$$

### 2.3 Validação do método dos elementos finitos.

Para validar o método dos elementos finitos vamos considerar o estudo de uma aleta conforme figura 15.

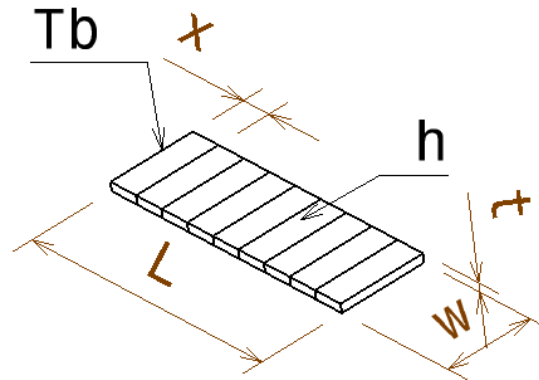


Figura 15 Aleta para validação do método dos elementos finitos.

A aleta retirada do dissipador 11-P4ES-01 possui  $w=10$  mm,  $L = 30$  mm e  $t = 1$  mm. Esta aleta foi dividida em 10 pontos ao longo de  $L$ , para que seja obtida a distribuição de temperaturas.

A temperatura da base da aleta considerada para este estudo é de 350 K.

O coeficiente de troca térmica por convecção aplicado em todas as superfícies da aleta com exceção da base é de  $100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

O material da aleta considerado é o Alumínio.

### 2.3.1 Solução analítica.

A solução analítica para o problema (Incropera, F.P.; Witt P.D.W. ,1990) possui o seguinte equacionamento:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh(m.(L-x)) + (h/m.k_{al}).\sinh(m.(L-x))}{\cosh(m.L) + (h/m.k_{al}).\sinh(m.L)} \quad (14)$$

Onde:

$L$  = Comprimento total da aleta (m)

$x$  = Distância da base da aleta ao ponto onde deve-se obter a temperatura (m)

$$m^2 = \frac{h.P}{k_{al} \cdot A_c} \quad (15)$$

Onde:

$h$  = Coeficiente de troca térmica por convecção ( $W/m^2.K$ ).

$$P = 2w + 2t \quad (16)$$

$$A_c = w.t$$

$$\theta = T - T_f \quad (17)$$

Onde:

$T$  = Temperatura no ponto desejado na aleta (K).

$T_f$  = Temperatura do filme (K)

$$\theta_b = T_b - T_f \quad (18)$$

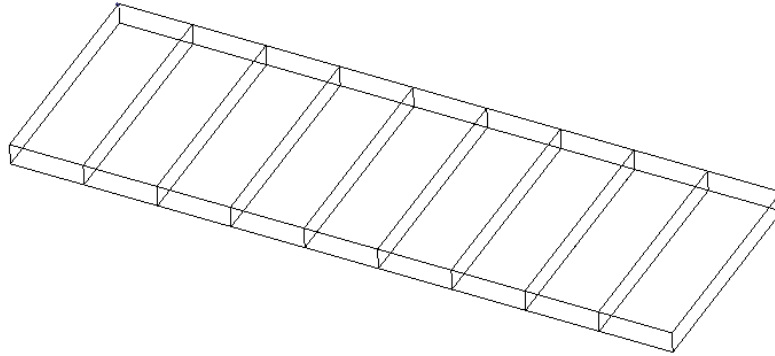
Onde:

$T_b$  = Temperatura na base da aleta (K).

$$T_f = \frac{T_{amb} + T_b}{2} \quad (19)$$

### 2.3.2 Solução numérica

Para obtermos a solução numérica um modelo 3D em CAD foi gerado, utilizando-se de sólidos. A figura 16 exhibe o modelo 3D.



*Figura 16 Modelo 3D em CAD para validação do método dos elementos finitos.*

O modelo 3D foi gerado com a utilização de 9 sólidos com comprimento de  $1/9$  do comprimento total da aleta, desta forma é possível medir a temperatura média da superfície nos pontos considerados no modelo analítico.

O tipo de elemento considerado para este modelo é o hexaédrico parabólico, e a distribuição de temperaturas foi obtida considerando-se que tamanho médio do elemento é de 24, 12, 6, 3, 1,5 e 0,75 mm. Desta forma podemos definir o tamanho ideal do elemento para utilizar nos modelos de elementos finitos.

### 2.3.3 Resultados obtidos para validação do método dos elementos finitos.

**Tabela 1. Comparativo dos resultados analítico e numérico para a validação do método dos elementos finitos**

X(mm) T(K)	Valor Analítico	Elemento 24 mm	Elemento 12 mm	Elemento 6 mm	Elemento 3 mm	Elemento 1,5 mm	Elemento 0,75 mm
0	350	350	350	350	350	350	350
3,333	347,668	347,652	347,652	347,660	347,662	347,665	347,666
6,667	345,224	345,659	345,659	345,666	345,668	345,671	345,671
10	343,990	343,997	343,997	343,983	343,985	343,988	343,989
13,333	342,596	342,585	342,585	342,590	342,592	342,594	342,595
16,667	341,474	341,463	341,463	341,469	341,470	341,472	341,473
20	340,610	340,599	340,599	340,604	340,606	340,608	340,609
23,333	339,991	339,981	339,981	339,986	339,988	339,990	339,990
26,667	339,610	339,601	339,601	339,606	339,607	339,609	339,610
30	339,463	339,453	339,453	339,458	339,460	339,462	339,462

Com os dados obtidos na tabela 1 podemos concluir que mesmo utilizando-se elementos muito maiores do que as dimensões da aleta os resultados obtidos são muito próximos dos resultados analíticos. Para o estudo, consideraremos o tamanho médio de elemento para todos os modelos em 6 mm, desta forma os resultados obtidos estarão dentro de um valor considerável com um erro de 0,0017 %, também os modelos não ficarão comprometidos em virtude da velocidade de cálculo ser elevada, ao reduzirmos o tamanho do elemento aumenta-se a precisão dos resultados ao custo do tempo de cálculo do modelo tornar-se elevado.

## 2.4 Materiais e métodos.

Para compararmos o desempenho dos dissipadores as seguintes etapas foram seguidas:

- Obtenção dos dados de catálogo e patentes dos dissipadores.
- Modelagem em CAD dos dissipadores.
- Modelagem em CAE dos dissipadores.

Os itens a seguir esclarecem para cada dissipador como cada etapa foi construída.

Os modelos em CAD permitem obter a geometria dos dissipadores em três dimensões os dissipadores. Estes modelos são uma aproximação dos modelos reais, baseados nos valores obtidos dos catálogos e patentes. O modelo CAD é construído de tal forma que o modelo em CAE seja o mais eficaz possível. Para adequar o modelo real do dissipador ao modelo em CAE algumas simplificações são consideradas por exemplo raios de arredondamento muito pequenos são desconsiderados.

Os modelos em CAE levam em consideração as condições de contorno, e o material de cada dissipador. A escolha do tipo e do tamanho do elemento finito é de extrema importância, pois a precisão dos resultados e o tempo de processamento podem variar. Se utilizarmos muitos elementos num dissipador pode ser que obtenhamos um resultado com grande precisão, mas ao custo de aguardar horas de processamento do modelo. Por outro lado se utilizarmos poucos elementos podemos obter os resultados de forma rápida, mas com erros, acima do desejado.



### 2.4.1 Obtenção dos dados de catálogo e patentes dos dissipadores.

Os dissipadores são escolhidos para testes com diversas formas de aletas, tamanho e distribuição das aletas sobre o dissipador. O dissipador é dividido em duas partes: a base que está em contato com o processador e as aletas. A base do dissipador geralmente possui espessura superior à das aletas.

Todos os dissipadores possuem um ventilador montado sobre as aletas que insufla ar na direção do fundo do dissipador.

A tabela 2 exibe as características e a denominação de cada dissipador escolhido, o material da base de todos os dissipadores é alumínio, o material das aletas do dissipador Zalman CNPS 7000A é cobre, para os demais o material é alumínio.

**Tabela 2 Principais características dos dissipadores em estudo.**

Dissipador	Vazão de ar do ventilador m <sup>3</sup> /s	Resistência térmica K/W
11-P4ES-01	0,00802	0,346
Zalman CNPS 7000A	0,002271	0,2
11-K751-07	0,00802	1,08
Patente 5201866	-	-
Patente 6671172B2	-	-
23410	0,00233	2,19
23411	0,00233	3,1634

A figura 17 exibe o dissipador 11-P4ES-01. Os dados deste dissipador foram obtidos do catálogo do seu fabricante (AAVID Thermalloy). Este dissipador possui aletas distribuídas ao longo de sua base, de forma uniforme.



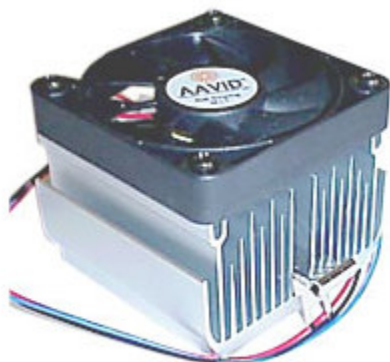
*Figura 17 Dissipador AAVID THERMALLOY 11-P4ES-01*

A figura 18 exibe o dissipador Zalman CNPS 7000A. Este dissipador possui as aletas distribuídas de forma radial, mas não atingem o centro da base. Neste dissipador o ventilador está embutido nas aletas. Os dados deste dissipador foram obtidos do catálogo de seu fabricante (Zalman).



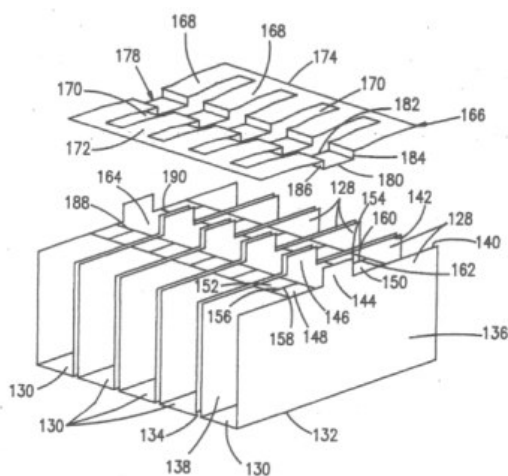
*Figura 18 Dissipador Zalman CNPS 7000A.*

A figura 19 exibe o dissipador 11-K751-07. Os dados deste dissipador foram obtidos do catálogo do seu fabricante (AAVID Thermalloy). Este dissipador possui suas aletas distribuídas uniformemente sobre a base, mas comparado ao dissipador 11-P4ES-01 o número de aletas é menor.



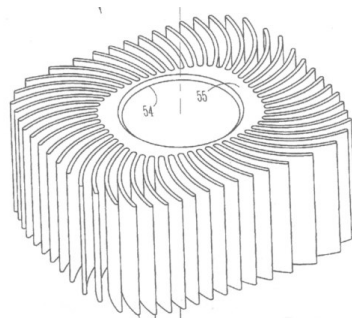
*Figura 19 Dissipador 11-K751-07.*

A figura 20 exibe o dissipador patente 5201866. Mais detalhes deste dissipador estão descritos no item 2.1.



*Figura 20 Dissipador Patente 5201866.*

A figura 21 exibe o dissipador patente 6671172B2. Mais detalhes deste dissipador estão descritos no item 2.1.



*Figura 21 Dissipador Patente 6671172B2.*

A figura 22 exhibe o dissipador 23410. Este dissipador possui aletas com espessura superior ao dos dissipadores já exibidos. As aletas não são contínuas e se assemelham a pinos. As dimensões da base deste dissipador são menores se comparadas com a dos outros modelos descritos. Os dados deste dissipador foram obtidos do catálogo de seu fabricante (AAVID Thermalloy).



*Figura 22 Dissipador 23410.*

O dissipador 23411 possui a mesma forma do dissipador 23410, mas a altura das aletas é menor. Os dados deste dissipador foram obtidos do catálogo de seu fabricante (AAVID Thermalloy).

### 2.4.2 Modelagem em CAD dos dissipadores.

Os modelos em CAD foram realizados utilizando-se o software Dassault CATIA V5 R14. Os modelos são paramétricos, ou seja, pode-se editar cada dimensão do modelo depois de pronto.

A figura 23 exibe o “Sketch” do modelo de um dissipador. Antes de gerar o sólido ou a superfície, este “Sketch” deve ser gerado em um plano, possuindo a forma de uma parte ou o todo do dissipador. Os símbolos “H”, “V”, etc são restrições geométricas que garantem que as linhas sempre serão horizontais “H”, verticais “V”, etc.

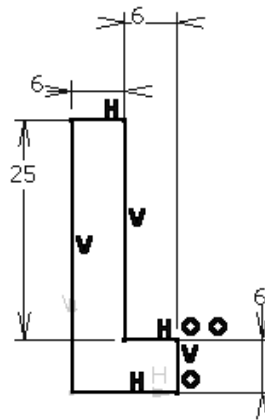
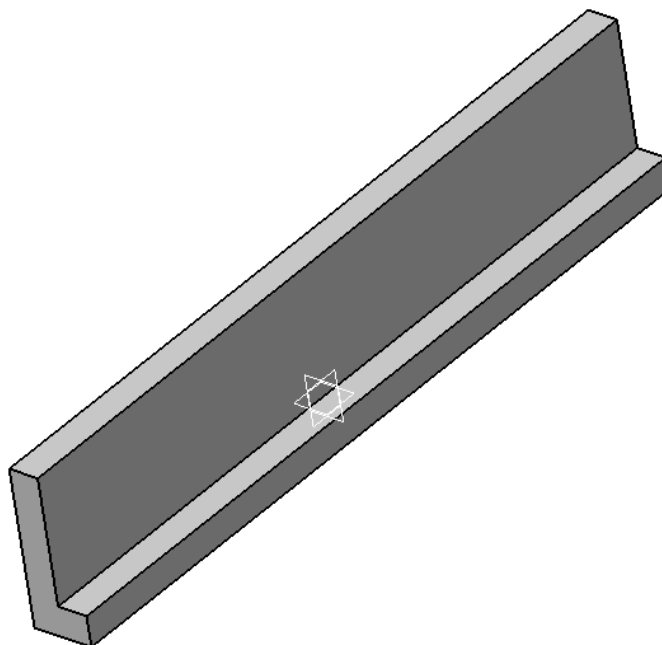


Figura 23. “Sketch” do modelo em CAD.

As cotas são restrições dimensionais (parâmetros) e definem as dimensões do modelo. Estas cotas podem ser combinadas através de fórmulas.



*Figura 24 “Feature” do modelo em CAD.*

Em seguida, para gerar o sólido é necessário criar uma “Feature” (figura 24) que pode ser uma extrusão, revolução, etc. Pode-se repetir estas etapas dependendo da complexidade do modelo. Alguns modelos combinam sólidos com superfícies, dependendo do tipo de elemento finito que será utilizado.

A figura 25 exibe um desenho mecânico deste dissipador obtido do catálogo do fabricante. As dimensões são: 91 mm de comprimento por 69 mm de profundidade por 35 mm de altura, sem considerar o ventilador. Com base nestas dimensões gerou-se o modelo em CAD deste dissipador.

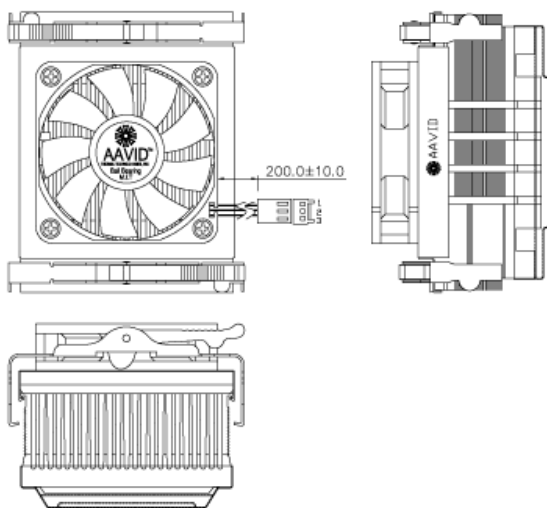


Figura 25 Desenho mecânico do dissipador 11-P4ES-01.

O modelo em CAD deste dissipador é composto de um sólido para formar a base e as aletas em superfícies. Em todos os dissipadores uma região de 18 mm por 18 mm foi considerada na base para aplicar a carga térmica. A figura 26 exhibe o modelo 3D em CAD deste dissipador.

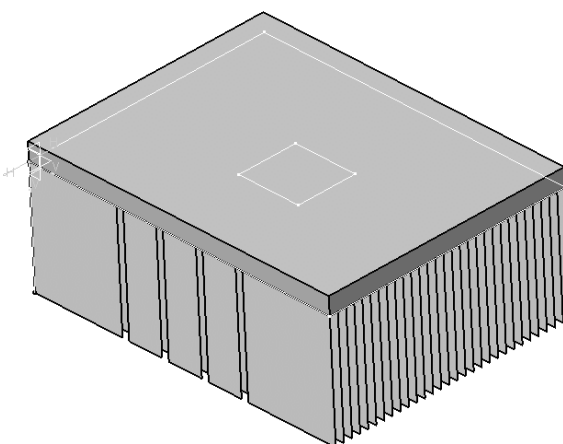


Figura 26 Modelo 3D em CAD do dissipador 11-P4ES-01.

A figura 27 exhibe as dimensões finais do dissipador. A espessura das aletas considerada é de 1 mm e a espessura da base de 5 mm.

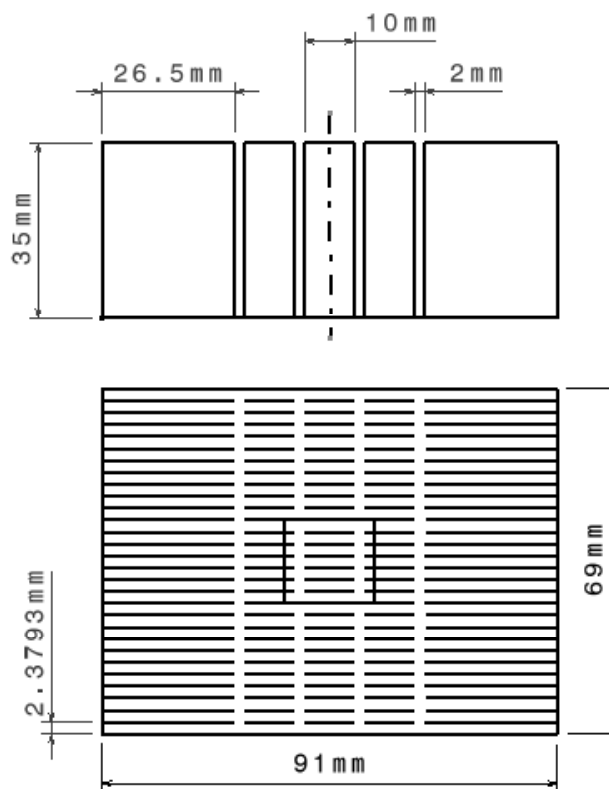


Figura 27 Dimensões finais do dissipador 11-P4ES-01.

Através do catálogo do fabricante do dissipador obtivemos as dimensões principais do dissipador 109 mm por 109 mm de base e 62 mm de altura. A figura 28 exibe o modelo em CAD gerado a partir destas dimensões.

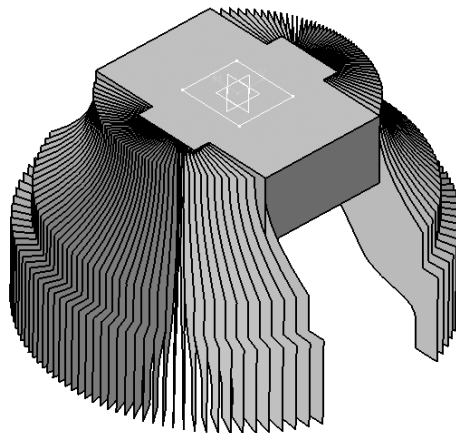
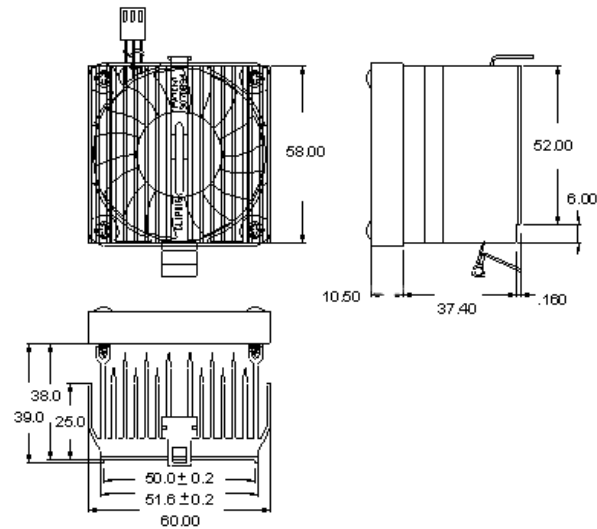


Figura 28 Modelo 3D em CAD do dissipador Zalman CNPS 7000A.

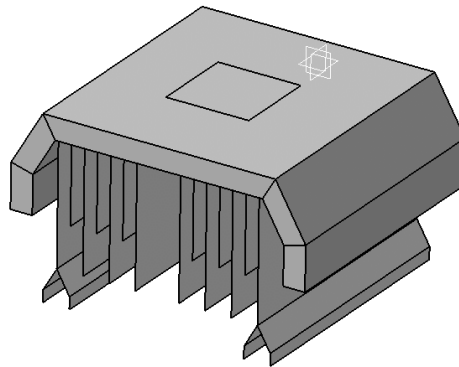






*Figura 30 Desenho mecânico do dissipador 11-k751-07.*

O modelo em CAD deste dissipador é composto de um sólido para formar a base e de superfícies para formar as aletas. A figura 31 exibe o modelo em CAD deste dissipador.



*Figura 31 Modelo 3D em CAD do dissipador 11-K751-07.*

A figura 32 exibe as dimensões finais do dissipador. A espessura das aletas considerada é de 2 mm e a espessura da base de 5 mm.

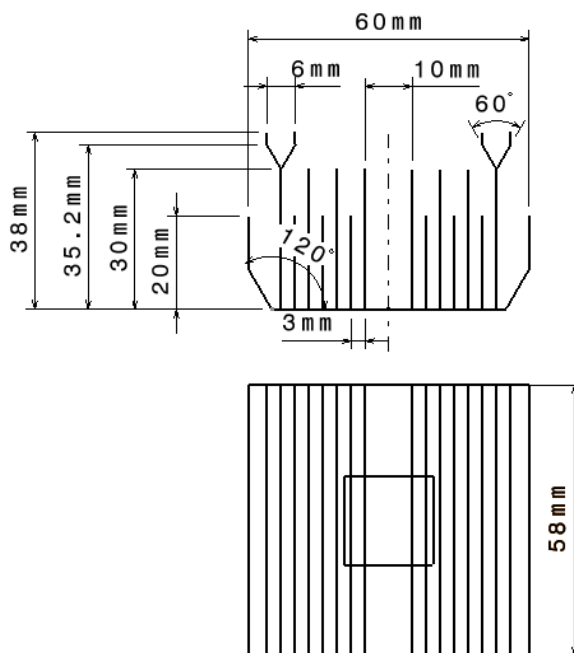


Figura 32 Dimensões do dissipador 11-K751-07.

Através da patente deste dissipador (Mok; Lawrence S., 1993), obtemos as dimensões do dissipador que são: Altura da aleta: 50 mm; espessura da aleta: 0,6 mm; comprimento da aleta: 66 mm; número de aletas: 20 e espaçamento entre aletas: 2,6 mm.

A figura 33 exibe o modelo 3D em CAD deste dissipador, construído a partir dos dados acima.

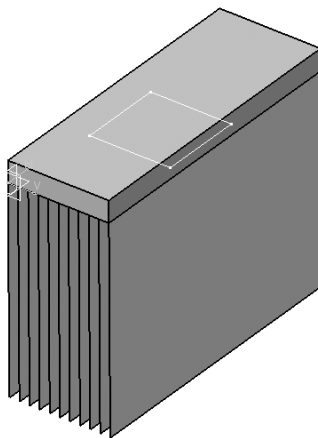


Figura 33 Modelo 3D em CAD do dissipador patente 5201866.

A figura 34 exhibe as dimensões do dissipador, a espessura da base do dissipador considerada é de 5 mm.

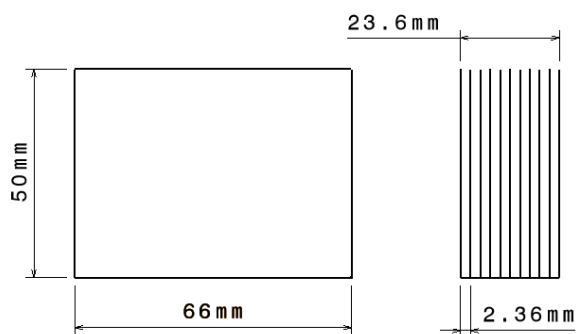


Figura 34 Dimensões do dissipador Patente 5201866.

O modelo em CAD deste dissipador foi gerado a partir da imagem da figura 35 retirada da patente (Carter; *et al* 2001). Esta imagem foi inserida no software de CAD e posta em escala 1:1 de acordo com as dimensões fornecidas na patente. Com a ferramenta de CAD copiou-se as linhas contidas na imagem gerando-se o modelo em 3D.

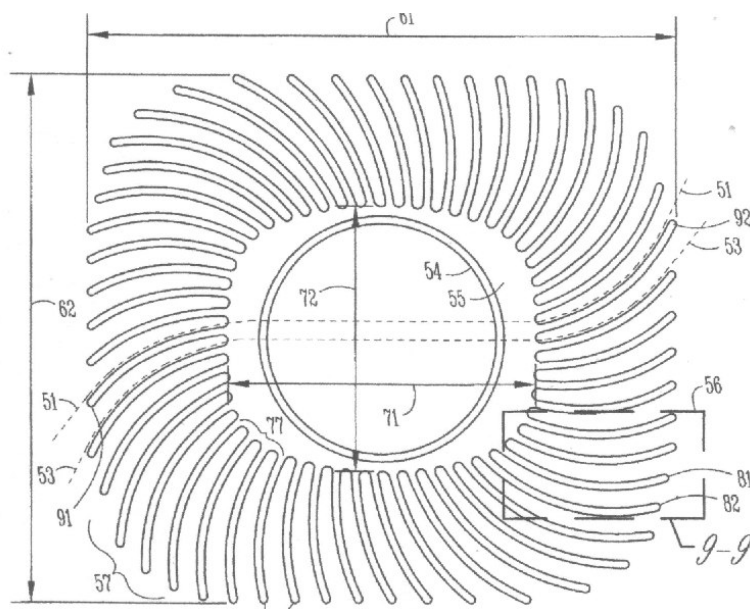


Figura 35 Imagem utilizada para gerar modelo em CAD do dissipador patente 6671172B2.

A figura 36 exibe o modelo 3D em CAD construído a partir da patente.

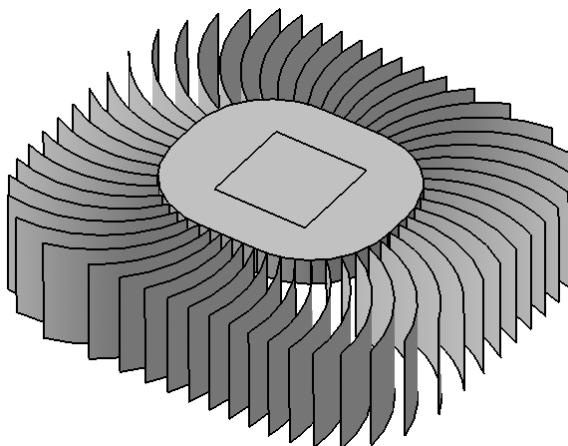


Figura 36 Modelo 3D em CAD do dissipador patente 6671172B2.

A figura 37 exibe as dimensões do dissipador, a espessura da aleta considerada é de 1 mm.

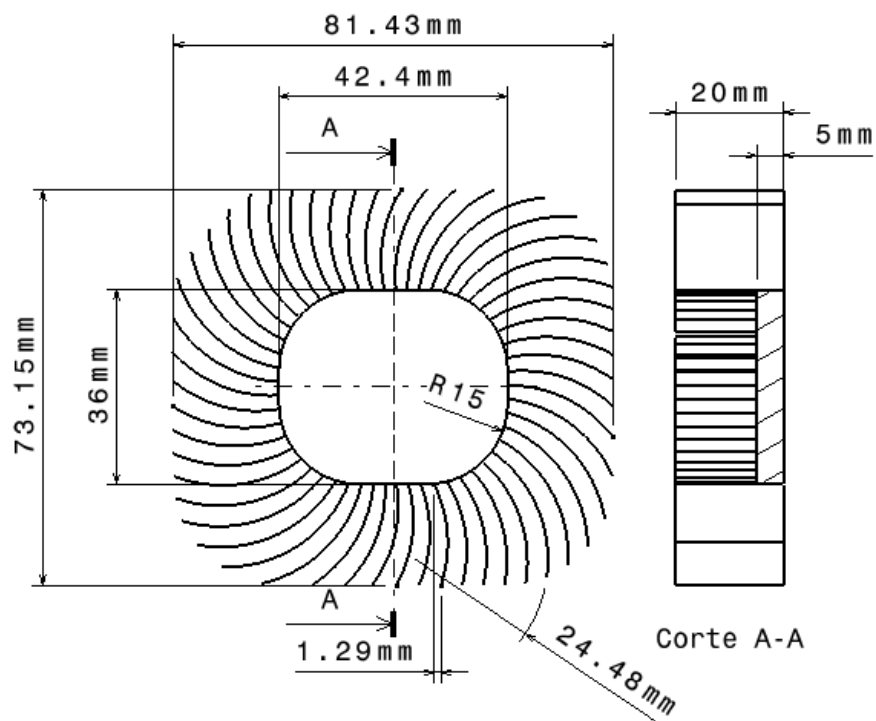


Figura 37 Dimensões do dissipador Patente 6671172B2.

A figura 38 exibe o desenho mecânico do dissipador obtido do catálogo do fabricante.

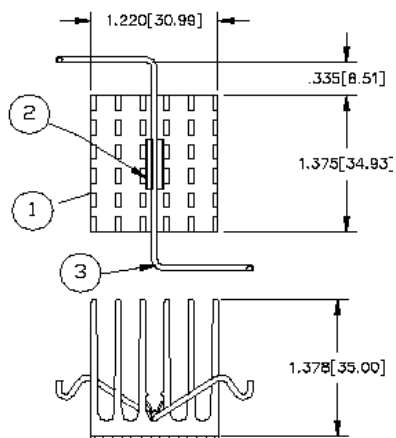


Figura 38 Desenho mecânico do dissipador 23410.

A figura 39 exibe o modelo 3D em CAD do dissipador 23410, este modelo é composto de apenas um sólido.

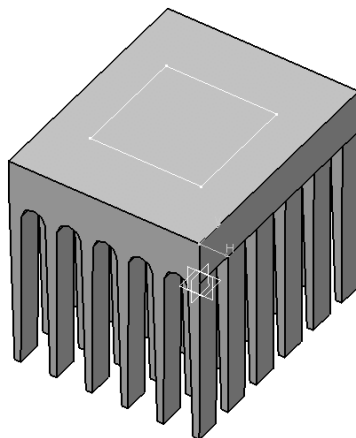


Figura 39 Modelo 3D em CAD do dissipador 23410.

A figura 40 exibe as dimensões do dissipador 23410.

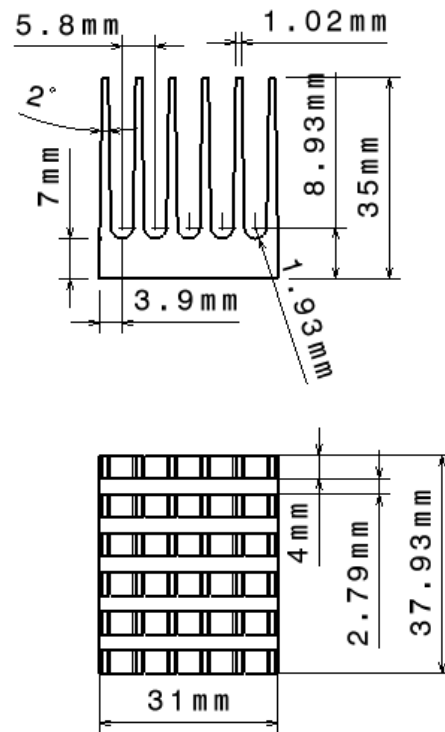


Figura 40 Dimensões do dissipador 23410.

A figura 41 exibe o desenho mecânico do dissipador obtido do catálogo do fabricante.

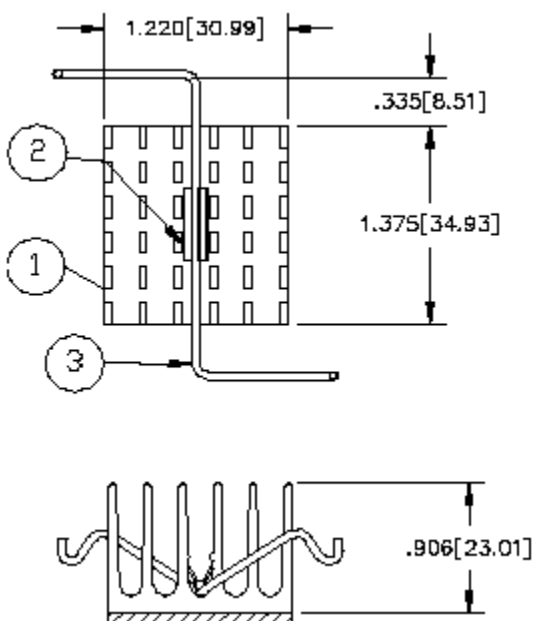


Figura 41 Desenho mecânico do dissipador 23411.

A Figura 42 exibe o modelo 3D em CAD do dissipador 23411, este foi gerado alterando-se apenas o parâmetro que define a altura total do dissipador, alterando seu valor de 35 mm para 23 mm.

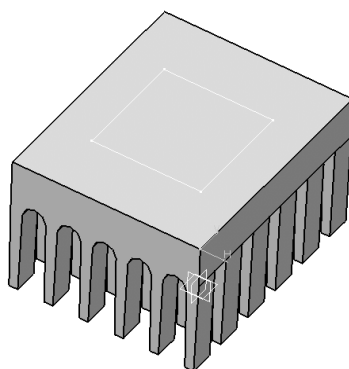


Figura 42 Modelo 3D em CAD do dissipador 23411.

A Figura 43 exibe as dimensões do dissipador 23411.



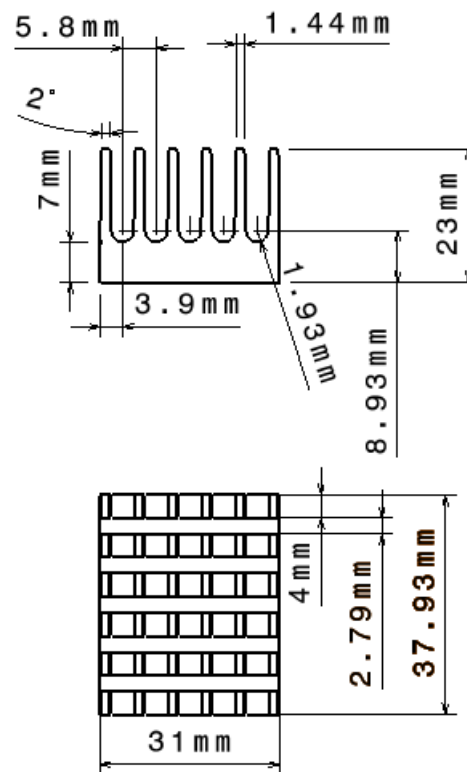


Figura 43 Dimensões do dissipador 23411.

A cada experimento realizado utilizando-se os softwares de análise de elementos finitos, os dados a serem obtidos basicamente serão a distribuição de temperaturas e a distribuição do fluxo de calor no dissipador.

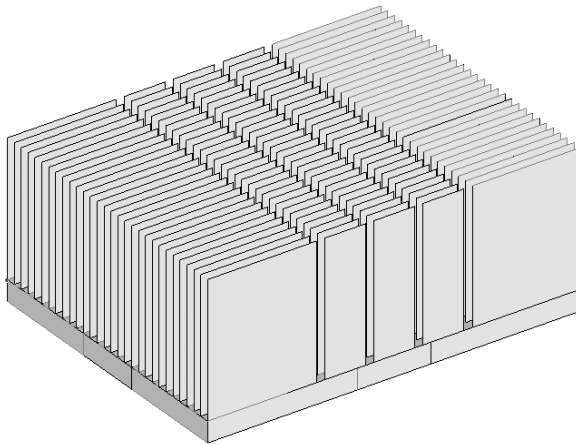
### 2.4.3 Modelagem em CAE dissipadores

O modelo em CAE de cada dissipador é constituído dos seguintes itens:

- Modelo 3D.
- Material.
- Propriedade.
- Condições de contorno.

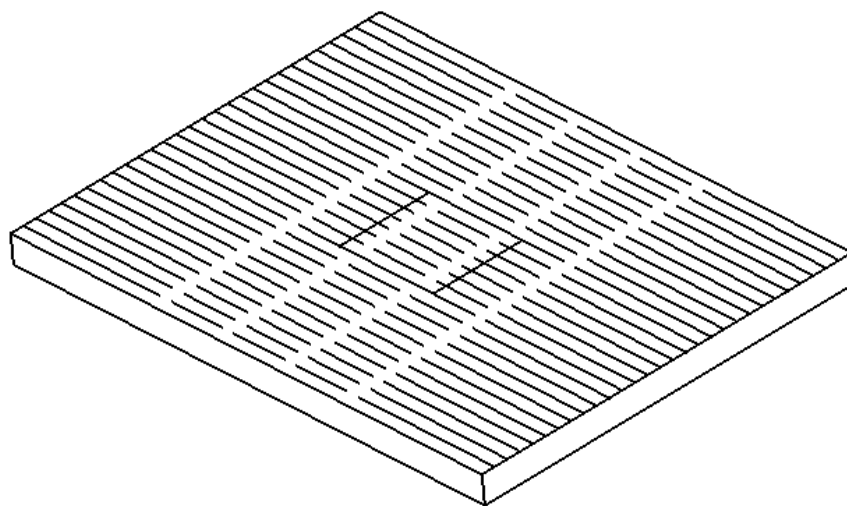
### 2.4.3.1 O modelo 3D.

O modelo 3D é a base para o modelo CAE. Este modelo é exportado do software de CAD através da extensão STEP, e importado no software de CAE. O software de CAE utilizado neste estudo é o MSC. Nastran For Windows 2004. A Figura 44 exibe um modelo 3D importado no software de CAE.



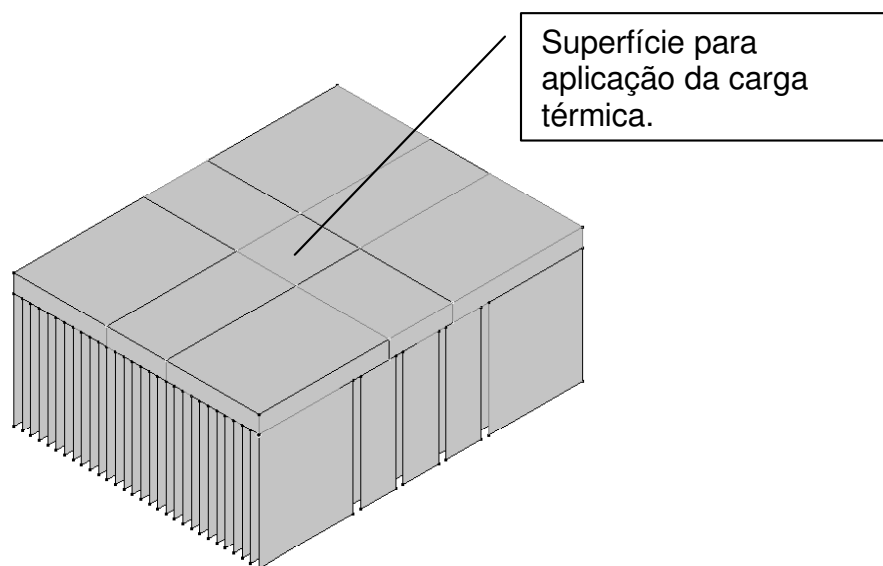
*Figura 44 Modelo 3D importado no software de CAE.*

Após importar o modelo no software é necessário prepará-lo para ser discretizado. Neste momento define-se o tamanho do elemento da malha de elementos finitos. Quando se trata de um modelo sólido, a operação de controle da malha é simples, bastando definir o tamanho do elemento no software. Quando se trata de um modelo que possui superfícies combinadas com sólidos, é necessário gerar curvas de intersecção das superfícies com o sólido, para que nestes pontos haja o mesmo número de nós. A Figura 45 exibe um modelo com estas curvas geradas.



*Figura 45 Base do dissipador com as curvas de intersecção das superfícies das aletas.*

Da mesma forma, no fundo do dissipador, uma superfície de 18 mm x 18 mm é gerada para a aplicação da carga térmica. A Figura 46 exhibe esta superfície.



*Figura 46 Superfície para aplicação da carga térmica.*

### 2.4.3.2 Materiais utilizados.

A tabela 3 exibe os materiais e suas propriedades.

**Tabela 3 Dados dos materiais utilizados nos dissipadores.**

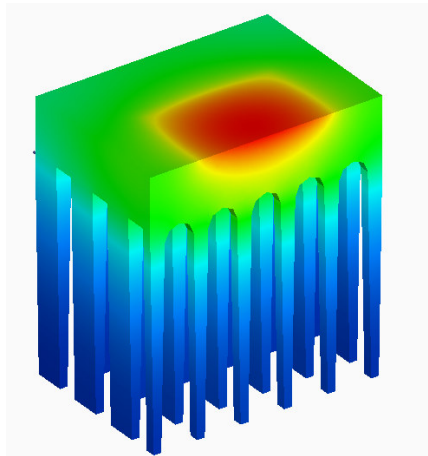
Material	Módulo de Elasticidade N/m <sup>2</sup>	Coeficiente de Poission	Coeficiente de expansão térmica m/m-K	Condutividade Térmica W/mK	Calor específico J/Kg.K	Densidade Kg/m <sup>3</sup>
Alumínio	$7 \times 10^{10}$	0,33	$2,4 \times 10^{-5}$	190	895,975	2700
Cobre	$1,05 \times 10^{11}$	0,31	$1,95 \times 10^{-5}$	360	389,372	8800

### 2.4.3.3 Definição das propriedades.

Num modelo CAE define-se o tipo de elemento que será utilizado e as propriedades deste elemento. O software de CAE MSC. Nastran for Windows 2004 possui uma ampla gama de elementos. Utilizamos os elementos tetraédrico parabólico, hexaédrico parabólico, plano triangular e o elemento plano retangular.

Neste estudo, existem dois tipos de modelo, o modelo sólido e o modelo que combina sólidos com superfícies. O modelo sólido utilizado para os dissipadores 23410 e 23411 e os demais utilizam o modelo que combina sólidos com superfícies.

A decisão por utilizar elementos planos nas aletas dos dissipadores com exceção dos dissipadores 23410 e 23411 é porquê a espessura das aletas é muito pequena com relação às outras dimensões e o gradiente de temperaturas ao longo da espessura das aletas é desprezível. No caso da base do dissipador, utilizou-se o elemento sólido, pois o gradiente de temperaturas ao longo da espessura da base não pode ser desprezado. A Figura 47 exibe o gradiente de temperaturas na base do dissipador 23410.



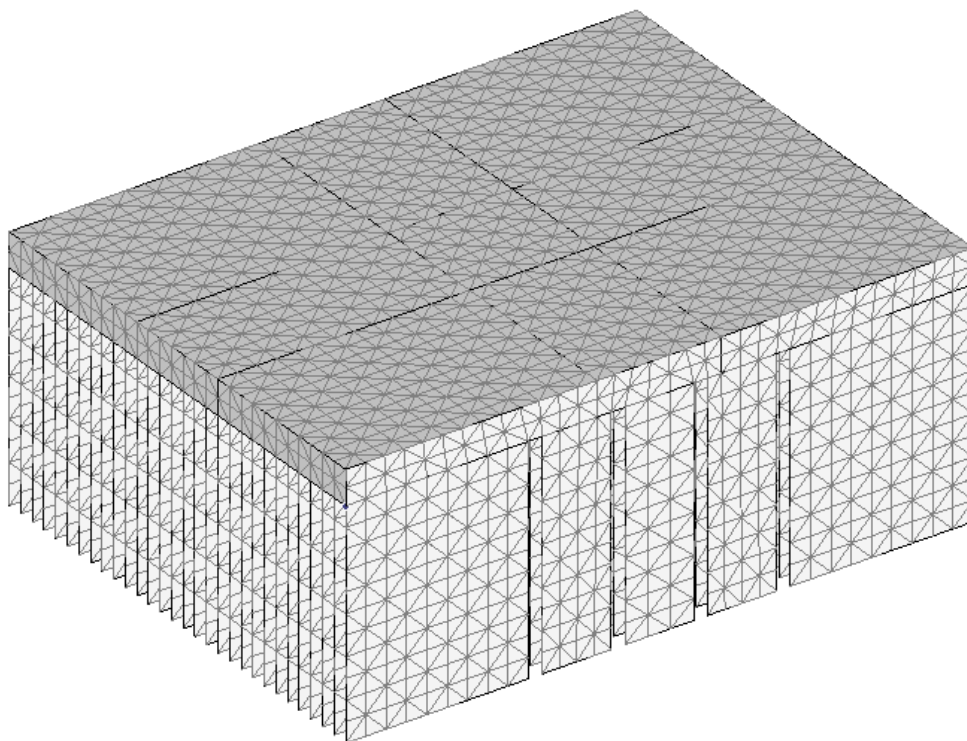
*Figura 47 Gradiente de temperaturas na base do dissipador 23410.*

O elemento hexaédrico parabólico possui 20 nós, com isto um número menor de elementos é suficiente para discretizar uma dada região do modelo. Entretanto no MSC. Visual Nastran for Windows 2004 este elemento não consegue se adequar a todas as geometrias. O mesmo ocorre com o elemento de casca retangular com 8 nós.

O elemento tetraédrico parabólico possui 10 nós, mas consegue se adequar a mais tipos de geometrias e o mesmo ocorre com o elemento triangular parabólico plano com 6 nós.

Nos casos em que não é possível discretizar o modelo com os elementos sólido hexaédrico parabólico e plano retangular parabólico, utilizaremos os elementos sólido tetraédrico parabólico e plano triangular parabólico.

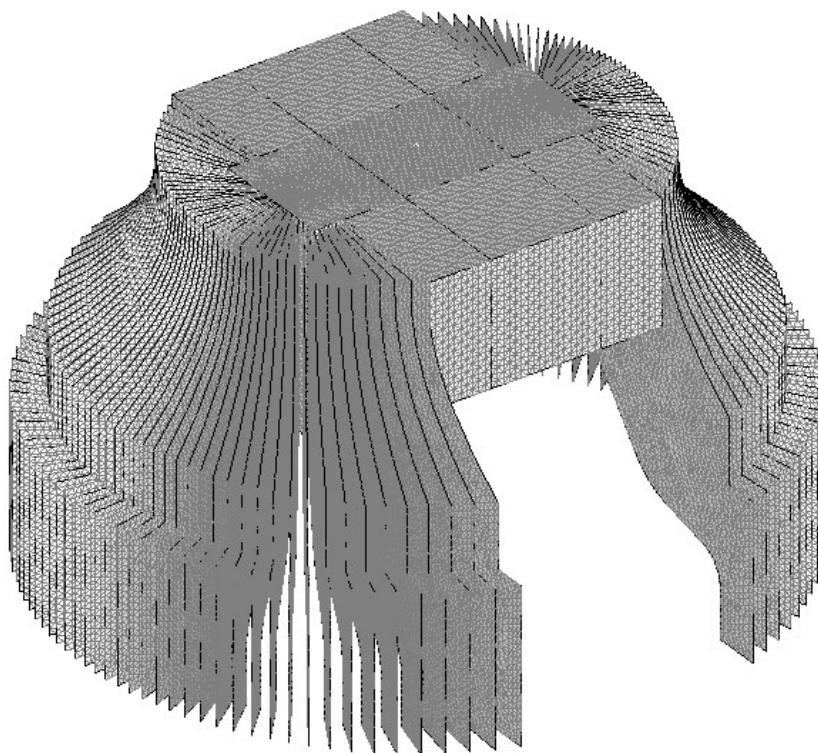
A Figura 48 exhibe a malha de elementos finitos do dissipador 11-P4ES-01.



*Figura 48 Malha de elementos finitos do dissipador 11-P4ES-01.*

Este dissipador utiliza em sua base elementos sólidos tetraédricos parabólicos e em suas aletas elementos planos triangulares parabólicos. Possui 23853 nós e 25276 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 4,6 mm.

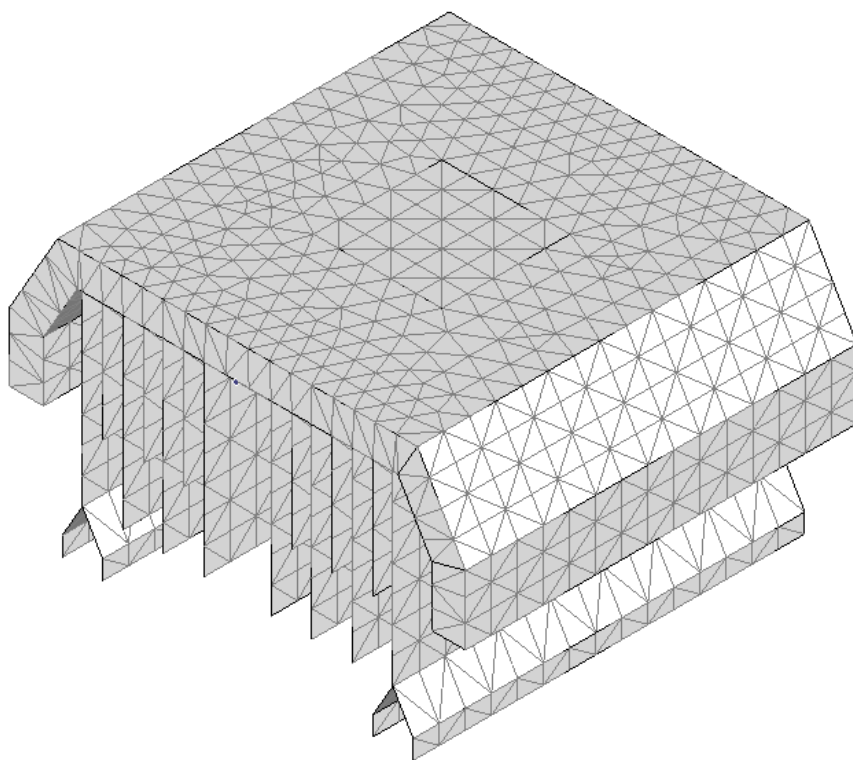
A Figura 49 exhibe a malha de elementos finitos do dissipador Zalman CNPS 7000A.



*Figura 49 Malha de elementos finitos do dissipador Zalman CNPS 7000A.*

Este dissipador utiliza em sua base elementos sólidos tetraédricos e em suas aletas elementos planos triangulares. Possui 166486 nós e 451420 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 0,1 mm. Devido ao grande número de aletas do dissipador em intersecção com a base em uma área pequena os elementos deste dissipador precisaram assumir o valor de 0,1 mm de lado, neste caso não utilizou-se elementos parabólicos para acelerar o processo de cálculo.

A Figura 50 exibe a malha de elementos finitos do dissipador 11-K751-07.

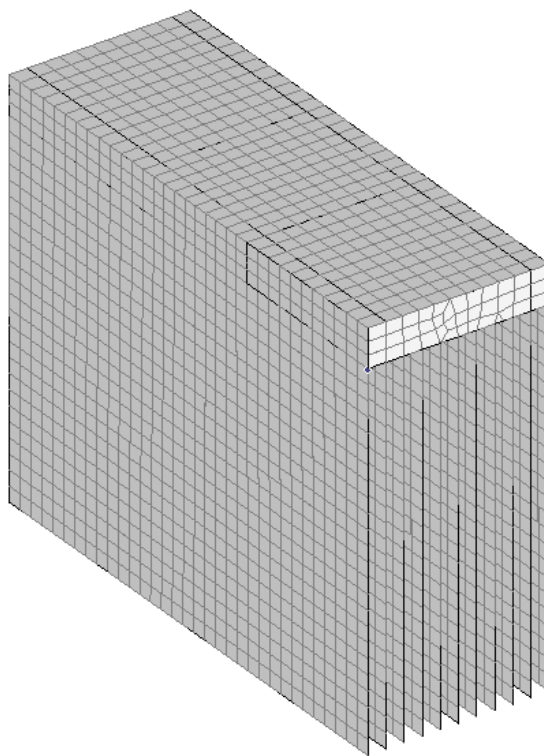


*Figura 50 Malha de elementos finitos do dissipador 11-K751-07.*

Este dissipador utiliza em sua base elementos sólidos tetraédricos parabólicos e em suas aletas elementos planos triangulares parabólicos. Possui 7444 nós e 5543 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 3,8 mm.

A Figura 51 exibe a malha de elementos finitos do dissipador patente 5201866.

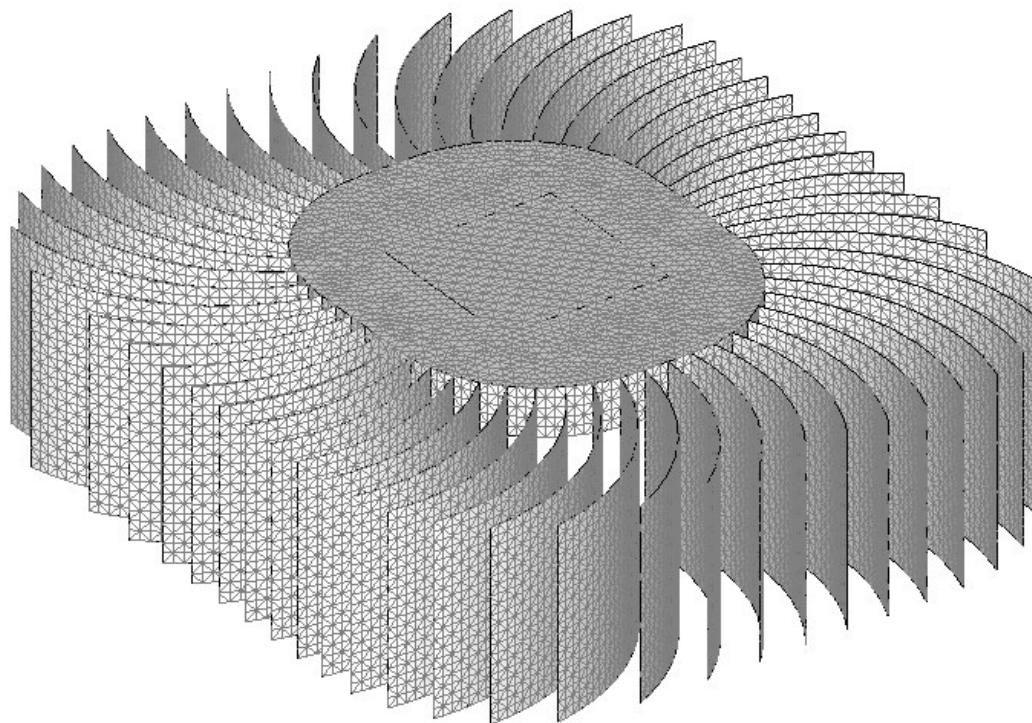




*Figura 51 Malha de elemento finitos do dissipador Patente 5201866.*

Este dissipador utiliza em sua base elementos sólidos hexaédricos parabólicos e em suas aletas elementos planos retangulares parabólicos. Possui 15452 nós e 9933 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 2 mm.

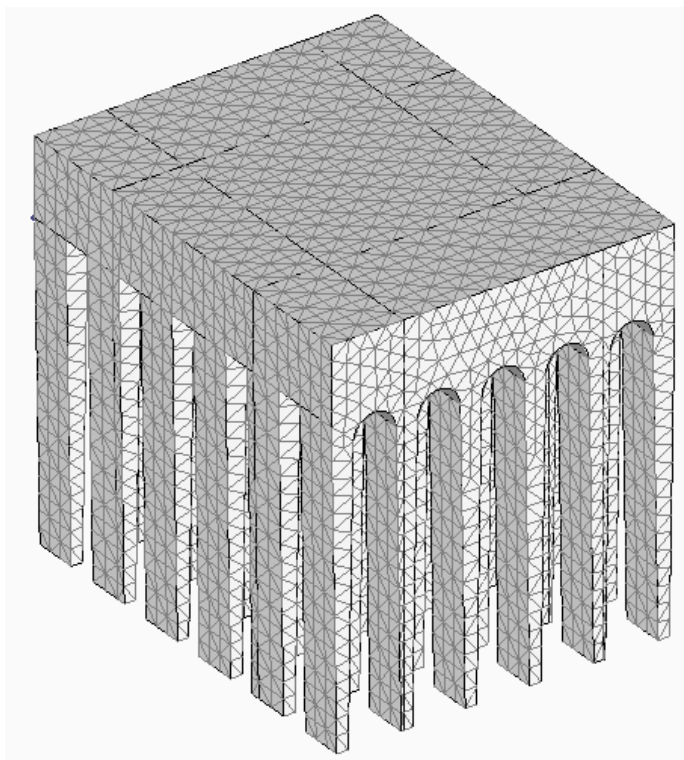
A Figura 52 exhibe a malha de elementos finitos do dissipador patente 6671172B2.



*Figura 52. Malha de elementos finitos do dissipador Patente 6671172B2.*

Este dissipador utiliza em sua base elementos sólidos tetraédricos e em suas aletas elementos planos triangulares. Possui 73656 nós e 188130 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 1 mm. Devido à intersecção das aletas com a base em uma altura de 5 mm os elementos deste dissipador precisaram assumir o valor de 1 mm de lado, neste caso não se utilizou elementos parabólicos, para acelerar o processo de cálculo.

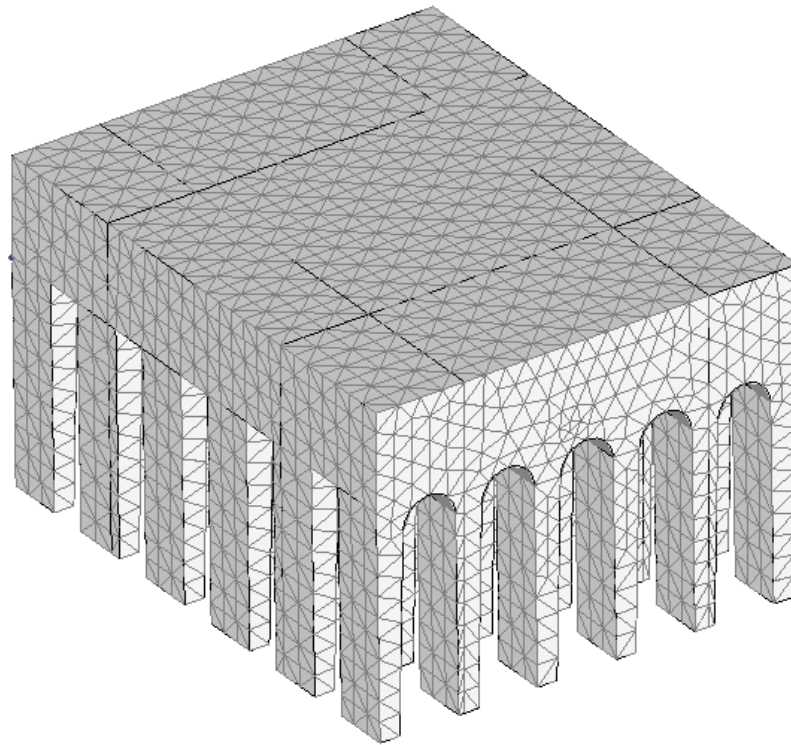
A Figura 53 exibe a malha de elementos finitos do dissipador 23410.



*Figura 53. Malha de elementos finitos do dissipador 23410.*

Este dissipador utiliza elementos sólidos tetraédricos parabólicos. Possui 46842 nós e 22757 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 1,6 mm.

A Figura 54 exibe a malha de elementos finitos do dissipador 23411.



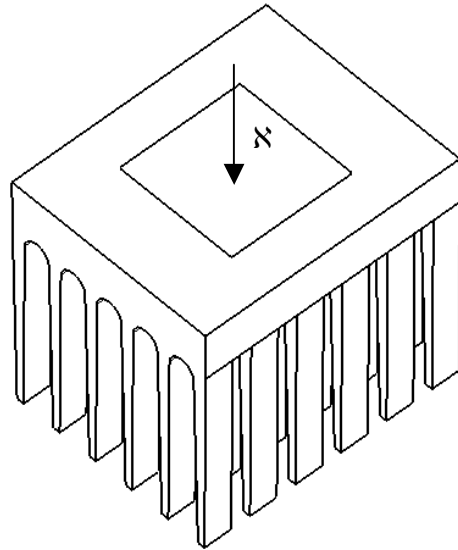
*Figura 54 Malha de elementos finitos do dissipador 23411.*

Este dissipador utiliza elementos sólidos tetraédricos parabólicos. Possui 33484 nós e 16971 elementos. O tamanho médio do elemento neste modelo é de 1,3 mm.

#### **2.4.3.4 Condições de contorno**

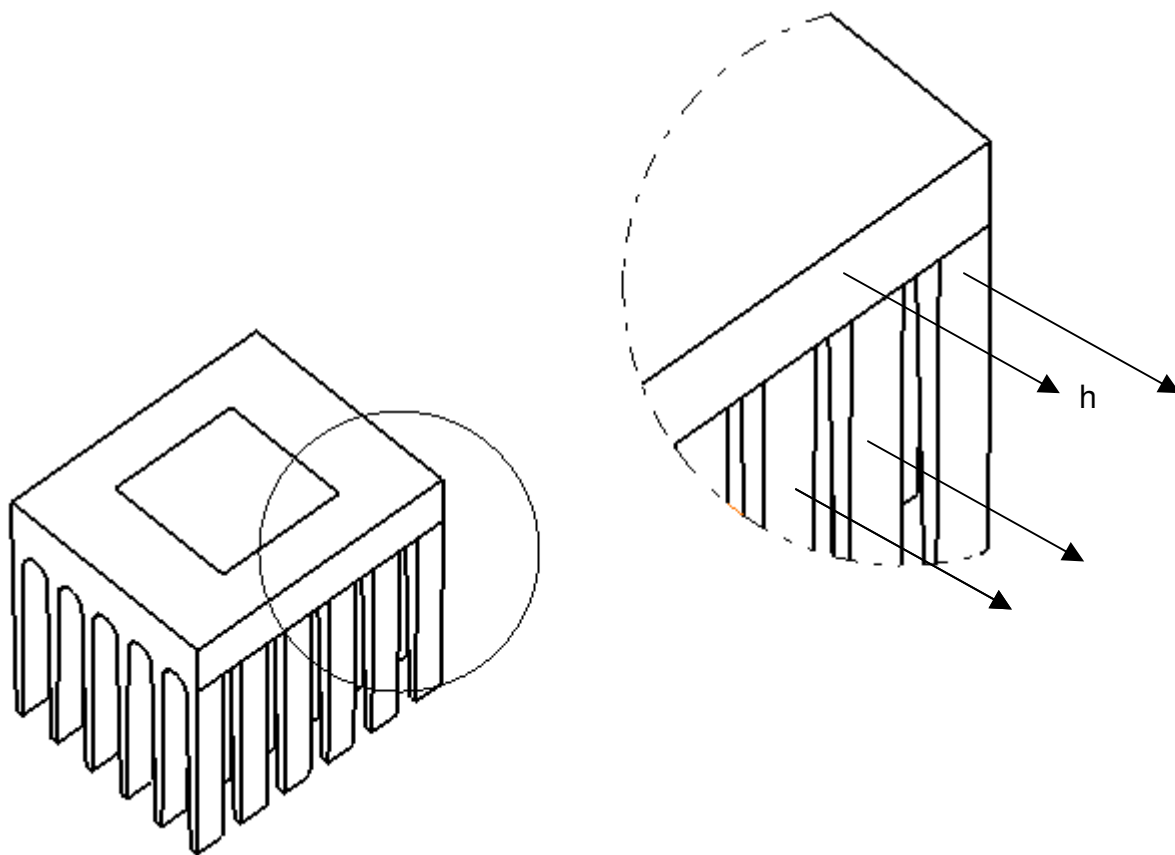
Cada dissipador é montado sobre um processador que gera uma dada potência, que é conduzida ao dissipador através de sua base. Para todos os dissipadores, a área de contato entre dissipador e processador é a mesma, considerada como sendo  $0,000324 \text{ m}^2$ . No software de elementos finitos, esta potência é aplicada em forma de fluxo de calor.

A potência considerada para todos os dissipadores é de 102,9 W, correspondente a de um processador Pentium 4 com tecnologia Hyper Threading, obtida através de sua datasheet. O fluxo de calor para todos os dissipadores é de  $317.592,60 \text{ W/m}^2$ . A Figura 55 exhibe o fluxo de calor aplicado na superfície do fundo do dissipador 23410.



*Figura 55 Fluxo de calor aplicado no dissipador 23410.*

Para dissipar a potência introduzida no fundo do dissipador, em todas as superfícies externas do dissipador com exceção da superfície onde é aplicado o fluxo de calor e da superfície do fundo, é aplicado o coeficiente de troca térmica por convecção. Considerou-se a temperatura ambiente como  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A Figura 56 exibe o coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 23410.



*Figura 56. Coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 23410.*

Para os dissipadores compostos de base sólida e de aletas em superfície, nas aletas aplicou-se o coeficiente de troca térmica por convecção nos elementos. O software MSC. Nastran for Windows 2004 trata cada elemento como se ele possuí-se dois lados, então se aplica o coeficiente de troca térmica por convecção de um lado do elemento primeiro, e depois do outro lado. A Figura 57 exhibe o coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 11-K751-07.

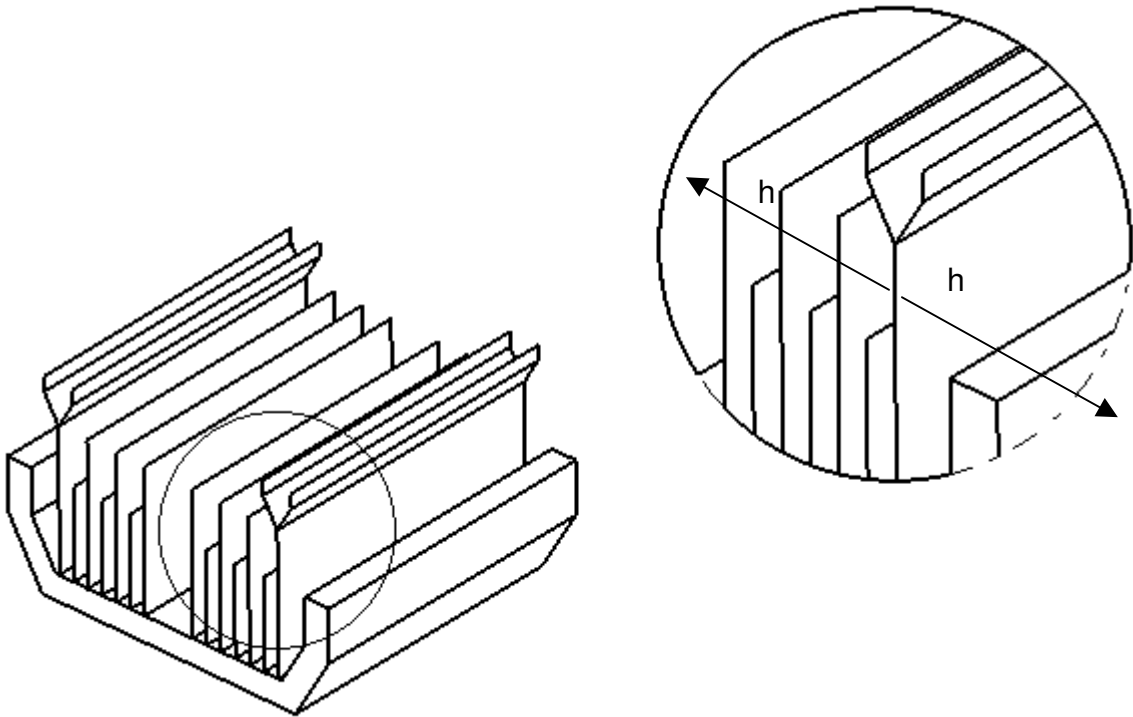


Figura 57 Coeficiente de troca térmica por convecção aplicado no dissipador 11-K751-07.

Os valores dos coeficientes de troca térmica por convecção de 10, 100, 1.000 e 10.000 W/m<sup>2</sup>.K foram arbitrados para todos os casos. Em seguida, calculou-se de forma aproximada o coeficiente de troca térmica por convecção para cada dissipador em função do ventilador que está acoplado a este, através do seguinte equacionamento:

$$h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{D_h} \quad (20)$$

Onde:

$h$  = Coeficiente de troca térmica por convecção (W/m<sup>2</sup>.K)

$Nu$  = Número de Nusselt

$k_{ar}$  = Condutividade térmica do ar (W/m.K).

$D_h$  = Diâmetro hidráulico (m).

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_{ars}} \right)^{0,14} \quad (21)$$

Onde:

$Nu$  = Número de Nusselt para escoamento turbulento.

$Re$  = Número de Reynolds

$Pr$  = Número de Prant

$\mu_{ar}$  = Viscosidade dinâmica do ar à temperatura média (N .s /m<sup>2</sup>).

$\mu_{ars}$  = Viscosidade dinâmica do ar à temperatura máxima (N .s /m<sup>2</sup>).

$$Nu = 1,86 \cdot \left( \frac{Re \cdot Pr}{L / D_h} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_{ars}} \right)^{0,14} \quad (22)$$

Onde:

$Nu$  = Número de Nusselt para escoamento laminar.

$L$  = Comprimento da aleta (m).

$D_h$  = Diâmetro hidráulico (m).

$Re$  = Número de Reynolds.

$Pr$  = Número de Prant.

$\mu_{ar}$  = Viscosidade dinâmica do ar à temperatura média (N .s /m<sup>2</sup>).

$\mu_{ars}$  = Viscosidade dinâmica do ar à temperatura máxima (N .s /m<sup>2</sup>).

$$Re = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} \quad (23)$$

Onde:



Re = Número de Reynolds considera-se Laminar o escoamento quando  $Re \leq 2300$ .

$\rho_{ar}$  = Densidade do ar ( $Kg/m^3$ ).

$V_{ar}$  = Velocidade média do ar (m/s).

$D_h$  = Diâmetro hidráulico (m).

$\mu_{ar}$  = Viscosidade dinâmica do ar à temperatura média ( $N \cdot s / m^2$ ).

$$V_{ar} = \frac{Q_a}{A_{esca}} \quad (24)$$

$V_{ar}$  = Velocidade média do ar (m/s).

$Q_a$  = Vazão de ar na aleta ( $m^3/s$ ).

$A_{esca}$  = Área de escoamento da aleta ( $m^2$ ).

$$Q_{ar} = Q \cdot R \quad (25)$$

Onde:

$Q_{ar}$  = Vazão de ar do ventilador ( $m^3/s$ ).

$A_{esca}$  = Área de escoamento da aleta ( $m^2$ ).

R = Relação entre a área de escoamento total e a área de escoamento da aleta.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{esca}}{P} \quad (26)$$

$D_h$  = Diâmetro hidráulico (m).

$A_{esca}$  = Área de escoamento da aleta ( $m^2$ ).

P = Perímetro molhado (m).

Obs: Os valores de  $K_{ar}$ ,  $Pr$ ,  $\mu_{ar}$ ,  $\mu_{ars}$  e  $\rho_{ar}$  foram obtidos a partir da tabela A4 da referência (INCROPERA, F.P.; WITT P.D.W., 1990).

O cálculo do coeficiente de troca térmica por convecção considera o efeito do aumento da temperatura média do ar no dissipador, portanto um processo iterativo foi

realizado para determinar este coeficiente. Um primeiro cálculo é feito considerando que a temperatura ambiente é de 20 °C, depois com o valor do coeficiente de troca térmica por convecção obtido, um cálculo no software de elementos finitos é realizado. Desta forma, obtemos a temperatura média nas superfícies externas do dissipador, com exceção da superfície onde se aplica o fluxo de calor e a superfície do fundo do dissipador.

A temperatura média a ser definida para a próxima iteração é dada pela média da temperatura média das superfícies do dissipador com a temperatura do ar considerada como 293K, em seguida calcula-se novamente o coeficiente de troca térmica por convecção nestas condições. Este coeficiente é comparado com o anterior, e se a diferença entre os dois é menor do que 1% o coeficiente de troca térmica por convecção está determinado. Os valores obtidos neste processo iterativo estão no Anexo 2.

Da mesma forma o coeficiente de troca térmica foi determinado, utilizando o critério de que a convecção natural ocorre entre duas placas planas paralelas (INCROPERA, F.P.; WITT P.D.W., 1990).

O cálculo do coeficiente de troca térmica por convecção natural segue o seguinte equacionamento:

$$h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{L} \quad (27)$$

Onde:

$h$  = Coeficiente de troca térmica por convecção (W/m<sup>2</sup>.K)

$Nu$  = Número de Nusselt

$k_{ar}$  = Condutividade térmica do ar (W/m.K).

$L$  = Comprimento da aleta (m).

$$Nu = \frac{1}{24} Ra_s \left( \frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{35}{Ra_s \cdot (S/L)} \right] \right\} \quad (28)$$

Onde:

$Nu$  = Número de Nusselt

$Ra_s$  = Número de Rayleigh.

$S$  = Distância entre as placas (m).

$L$  = Comprimento da aleta (m).

$$Ra_s = \frac{g \cdot \beta (T_{m\u00e9dia} - T_{\infty}) \cdot S^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (29)$$

$g$  = Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ).

$\beta$  = Constante.

$T_{m\u00e9dia}$  = Temperatura média no dissipador (K).

$T_{\infty}$  = Temperatura ambiente (K).

$S$  = Distância entre as aletas (m).

$\nu$  = Viscosidade cinemática do ar ( $m^2/s$ ).

$\alpha$  = Constante ( $m^2/s$ ).

$$\beta = \frac{1}{T_{m\u00e9dia}} \quad (30)$$

Onde:

$\beta$  = Constante.

$T_{m\u00e9dia}$  = Temperatura média no dissipador (K).

Os valores de  $\alpha$  e  $\nu$  foram obtidos a partir da tabela A4 da referência (INCROPERA, F.P.; WITT P.D.W., 1990).

O coeficiente de troca térmica por convecção natural também é obtido através de um processo iterativo, obtendo-se a temperatura média em todas as superfícies

externas do dissipador com exceção da superfície onde se aplica a carga térmica e a superfície do fundo.

A temperatura média é considerada como a meia da temperatura média das superfícies do dissipador e a temperatura do ar de 293K, e o cálculo é feito até que o erro seja menor que 1%. Os valores obtidos neste processo iterativo estão no Anexo 2.

Um exemplo numérico tanto para o cálculo do coeficiente de troca térmica por convecção quanto para o cálculo do coeficiente de troca térmica por convecção natural está descrito no Anexo 1.

#### **2.4.4 A resistência térmica**

A resistência térmica dos dissipadores é um dos critérios mais importantes para a avaliação. A resistência térmica pode ser comparada com a resistência elétrica, porém neste caso, associamos com a condução de calor. Quanto maior a resistência térmica, menor o calor dissipado.

$$Rt = \frac{\Delta T}{q''} = \frac{1}{(h.A)} \quad (31)$$

$\Delta T$ : diferença de temperatura entre regiões de transferência de calor

$q''$ : potência média dissipada

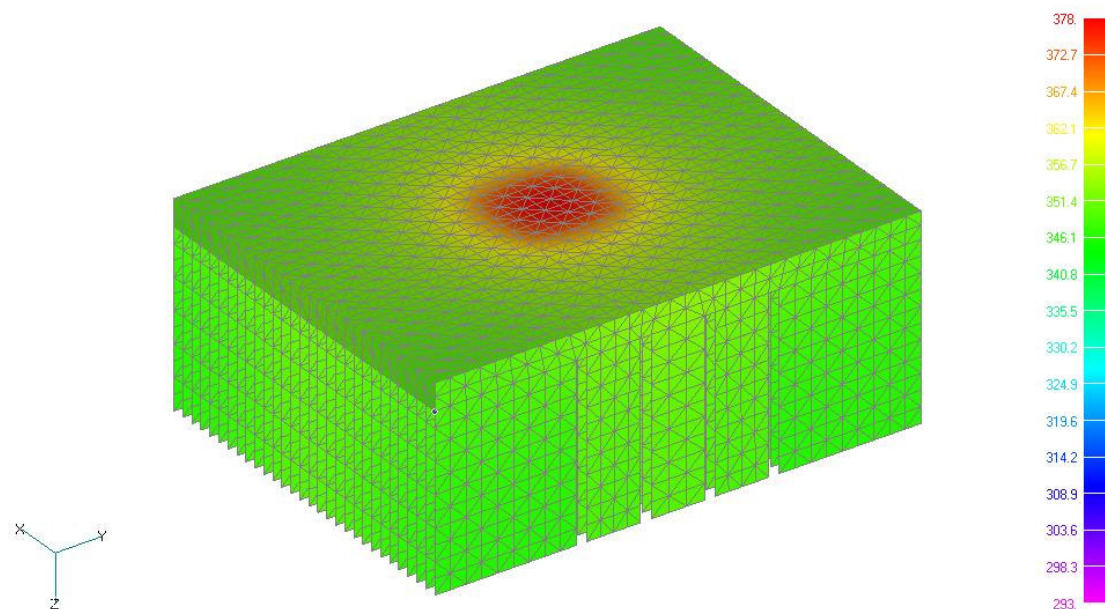
$h$ : coeficiente de transferência de calor

$A$ : área envolvida na transferência de calor (INCROPERA, F.P.; WITT P.D.W.,1990).

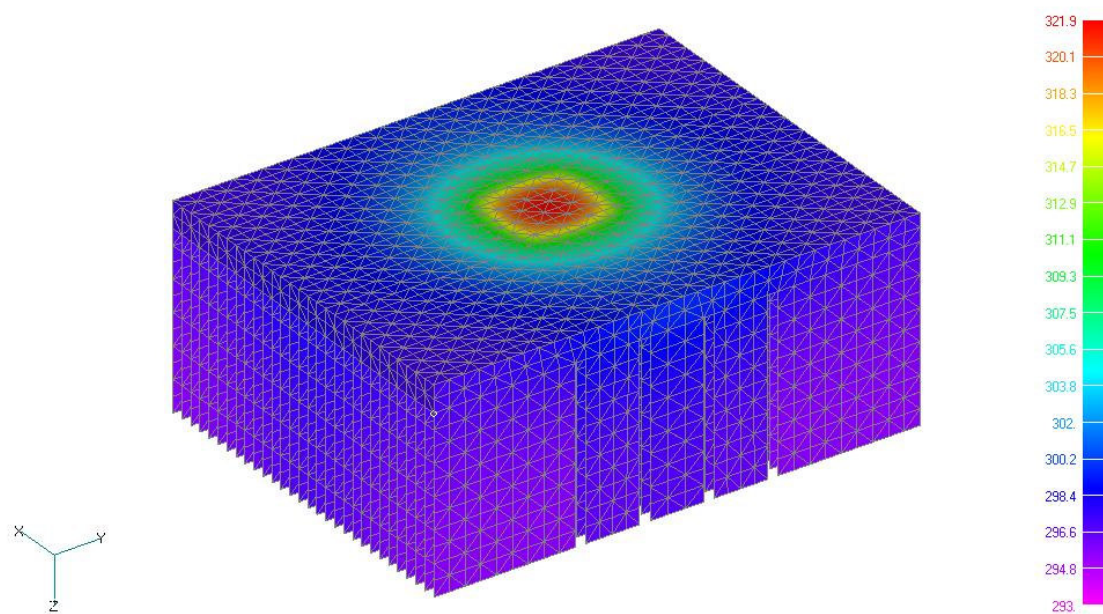
## 2.5 Resultados

A seguir são apresentados figuras sobre a distribuição de temperatura, alguns casos de fluxo de calor e gráficos que relacionam vazão e resistência térmica. Para fins de comparação, nestes gráficos foram incluídos valores referentes à resistência térmica para a convecção natural, ou seja, quando não há ventilação.

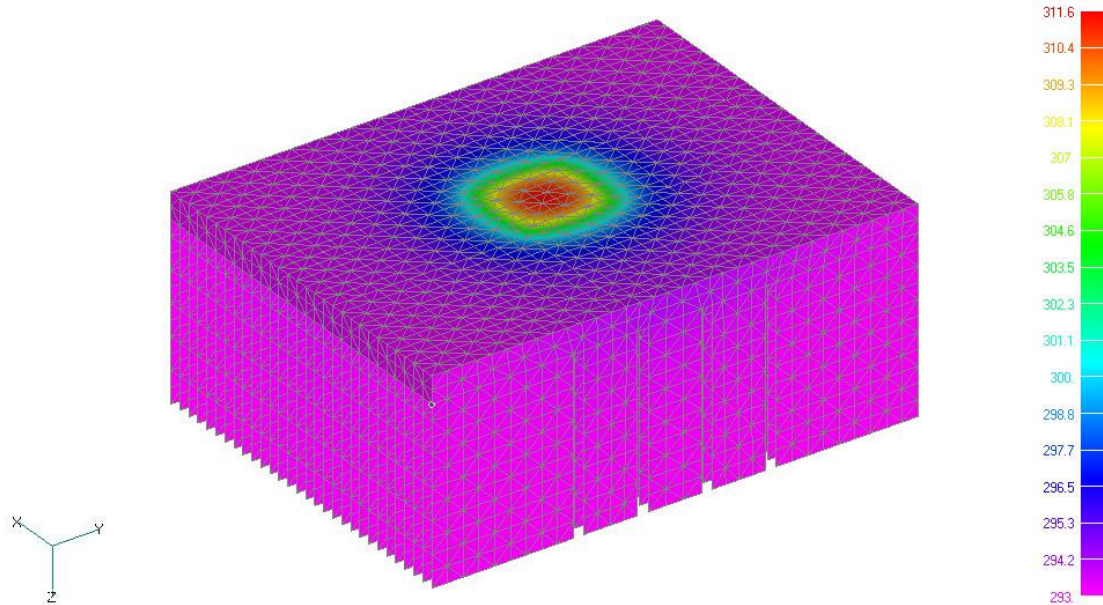
A Figura 58 mostra a distribuição de temperaturas no dissipador 11-P4ES-01 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10, 100, 1000$  e  $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Vale ressaltar que este último valor de  $h$  é apenas para fins de comparação, uma vez que este nível só é encontrado em sistemas com convecção forçada em líquidos ou convecção com mudança de fase.



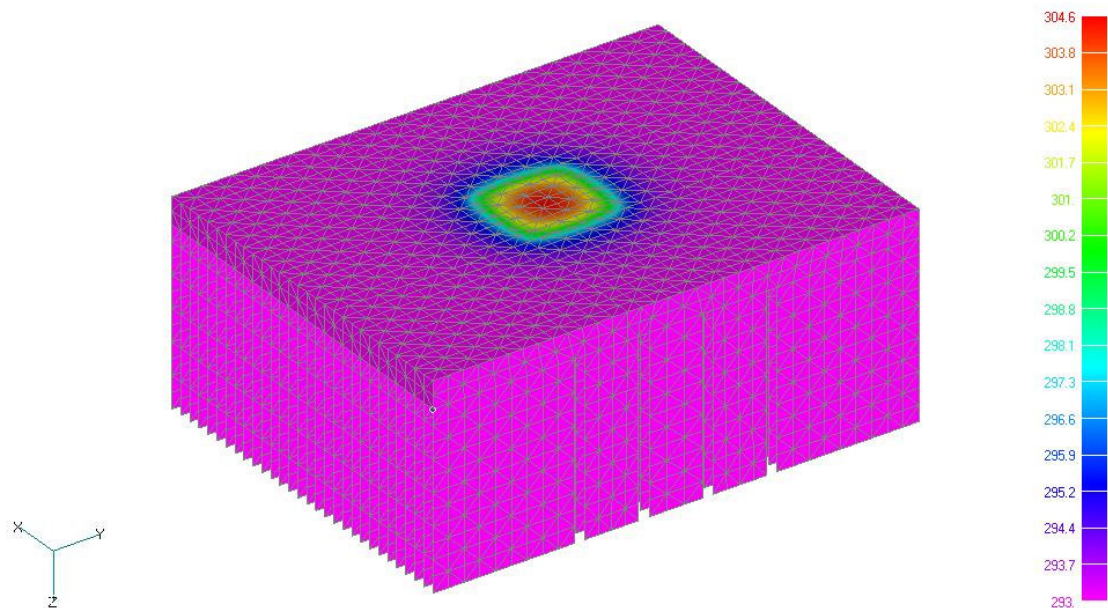
$h=10 \quad T_{\max} = 378 \text{ K}$ .



$h=100$   $T_{\max} = 321,9$  K.



$h=1.000$   $T_{\max} = 311,6$  K.



$$h=10.000 \quad T_{\max} = 304,6 \text{ K.}$$

*Figura 58 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.*

A Figura 59 mostra a distribuição do fluxo de calor na superfície do fundo do dissipador. Podemos observar que na região onde se aplica a potência no dissipador existe um grande fluxo de calor, comparado à região periférica do dissipador. Isto se dá, pois as aletas ao centro do dissipador estão conduzindo o fluxo para a atmosfera. O fluxo restante é conduzido pelas aletas da periferia, mas estas aletas não estão recebendo tanto calor quanto as aletas do centro.



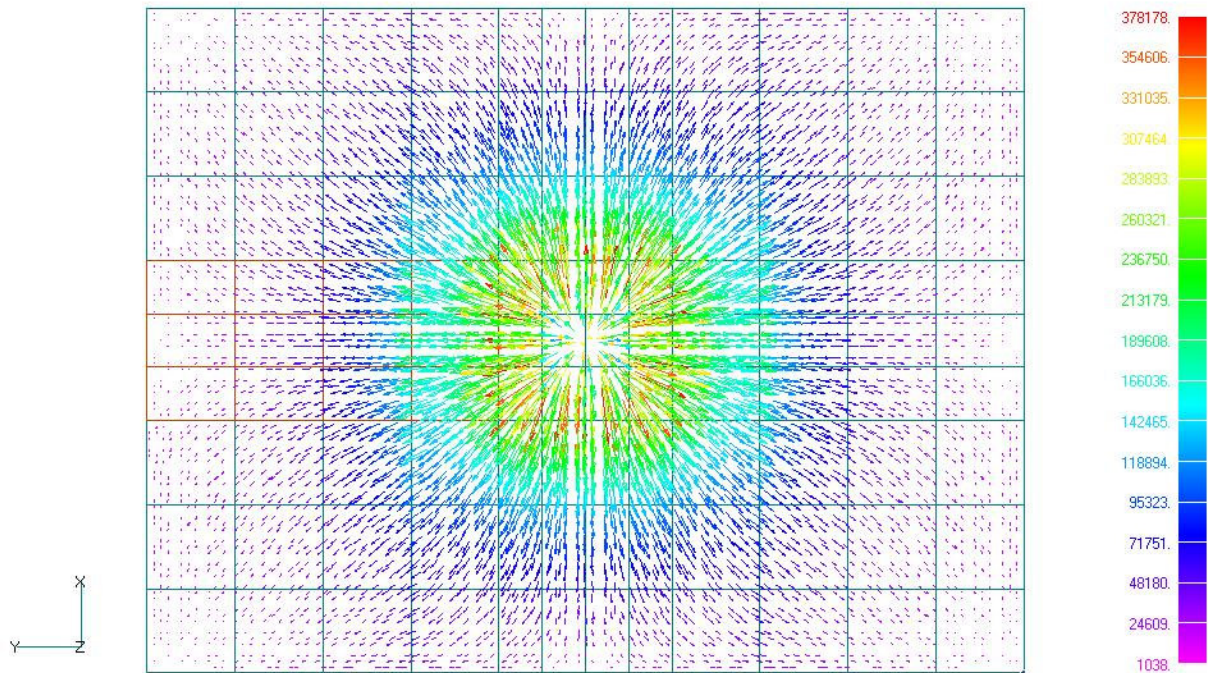


Figura 59 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.

A figura 60 apresenta a distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador. Neste caso podemos observar que o fluxo de calor é maior na interface entre a base do dissipador e as aletas. Isto se deve ao fato de naquela região haver uma redução de área. Quanto mais próxima da ponta da aleta o fluxo de calor diminui, pois grande parte do calor já foi dissipada no caminho.



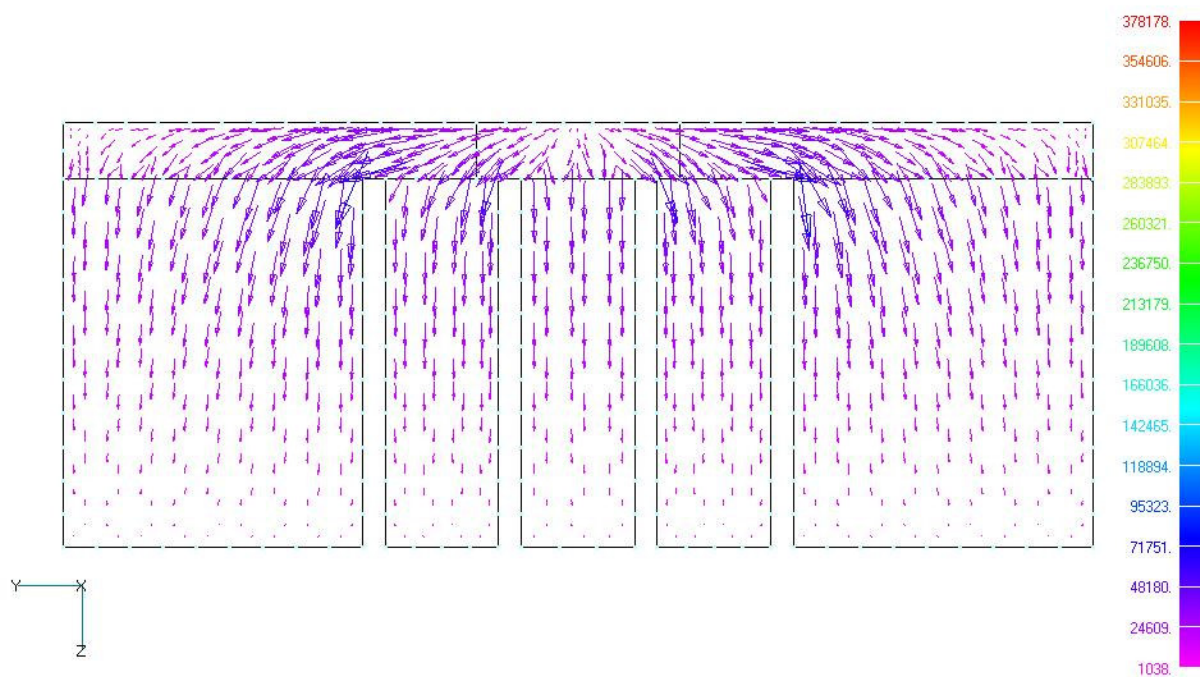


Figura 60 Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador para Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.

A tabela 4 exibe as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 4 Principais características do dissipador modelo 11-P4ES-01.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,016	7,05638	136,13918	320,324	0,03951	0,18592
0,00802	3,52819	108,31533	321,913	0,04966	
0,00401	1,7641	86,23066	323,758	0,06238	
0,002	0,88205	68,6985	325,902	0,07829	
0	0	6,64904	392,325	0,80894	

A figura 61 mostra o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador 11-P4ES-01. Podemos observar que para este dissipador variações na vazão do ventilador

não alteram demasiadamente a resistência térmica em virtude de sua área de superfície ser considerável.

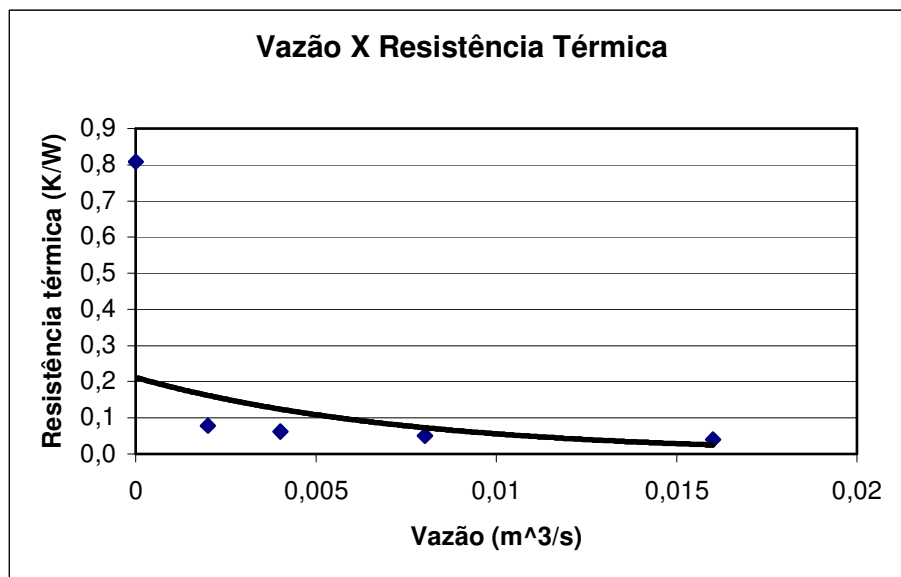
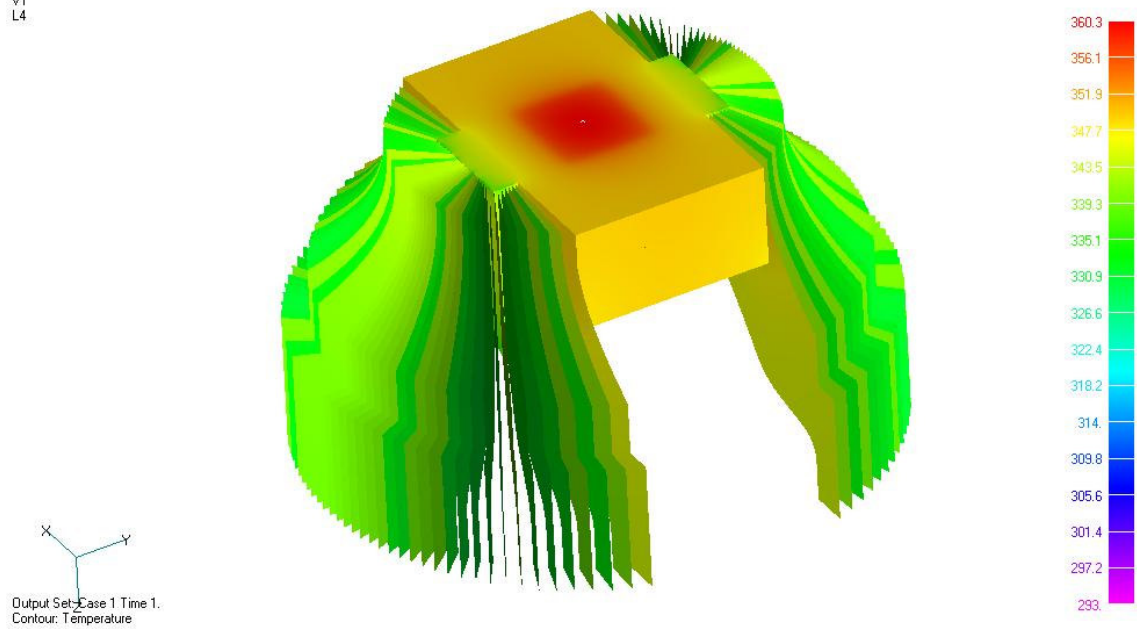
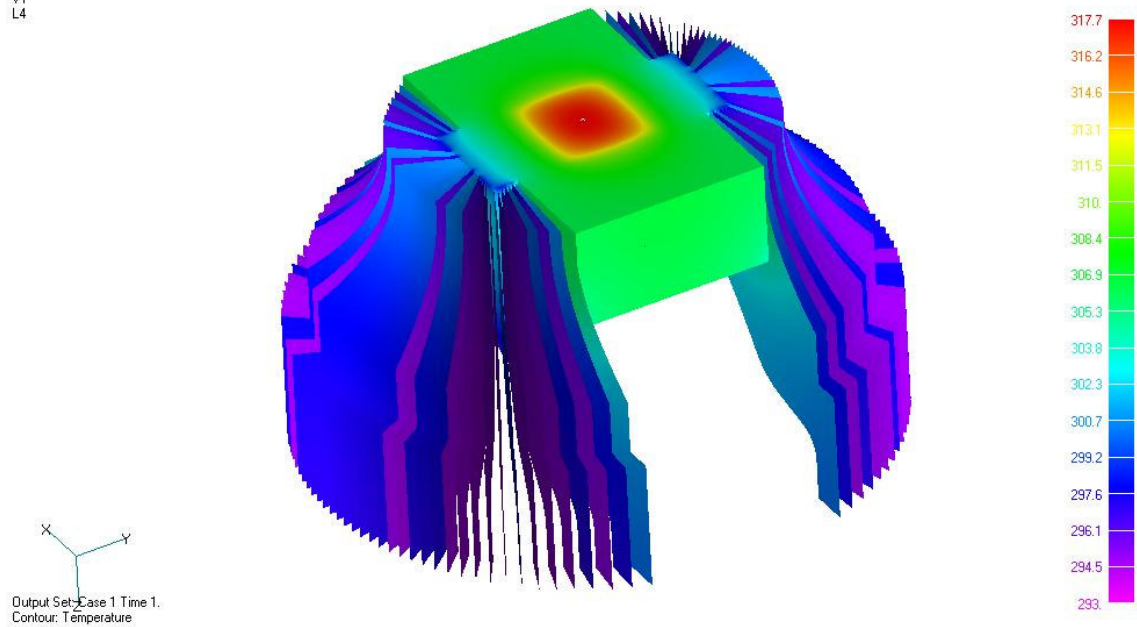
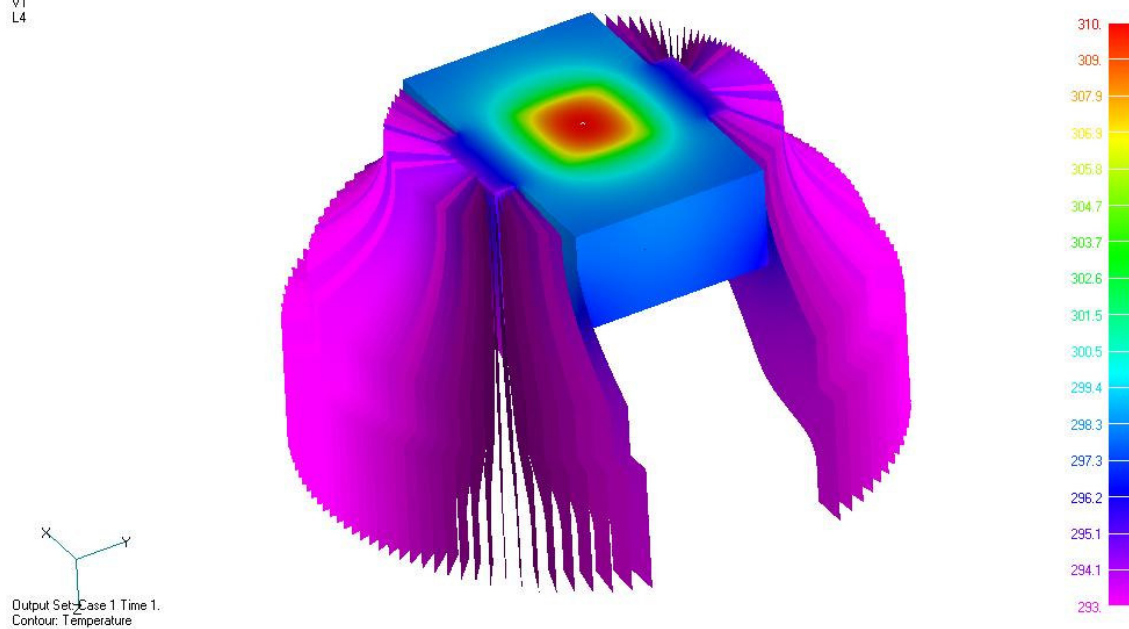


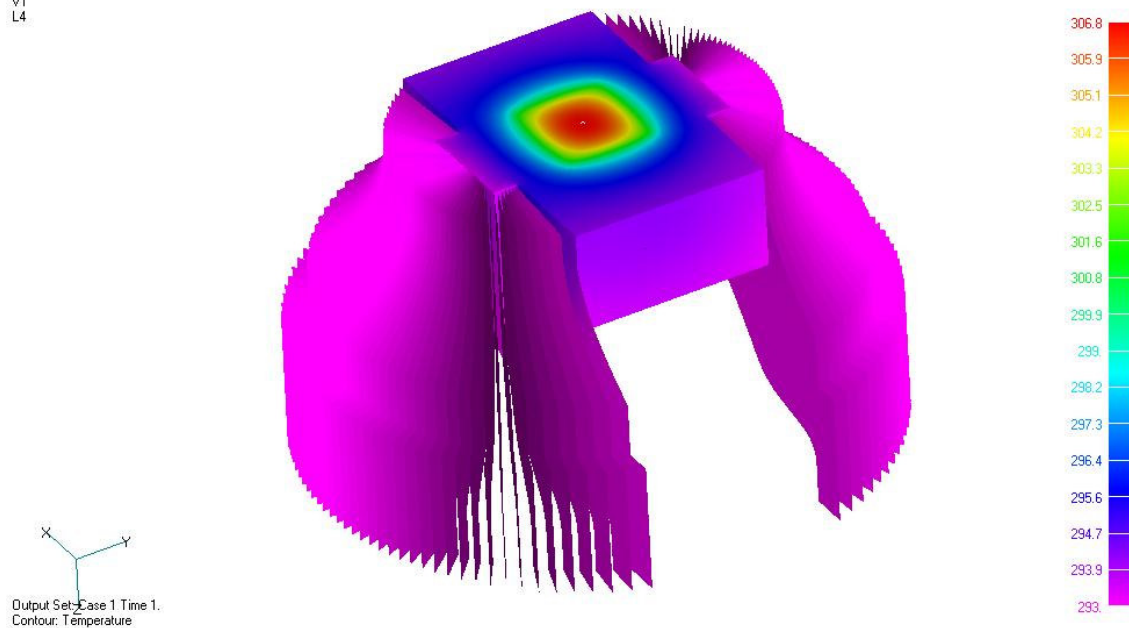
Figura 61 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Pentium 4 modelo 11-P4ES-01.

A figura 62 mostra a distribuição de temperaturas no dissipador Zalman CNPS 7000A com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$   $W/m^2K$ .

V1  
L4 $h=10 \quad T_{\max} = 360,3 \text{ K.}$ V1  
L4 $h=100 \quad T_{\max} = 317,7 \text{ K.}$

V1  
L4

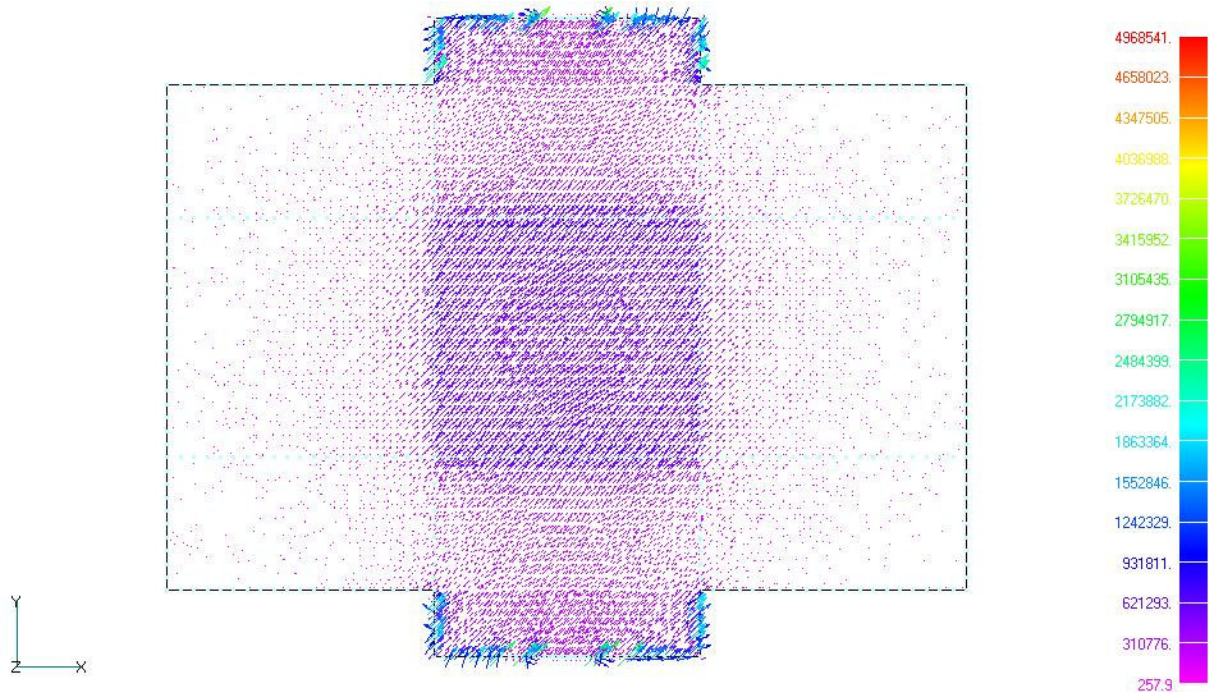
$h=1.000$   $T_{\max} = 310$  K.

V1  
L4

$h=10.000$   $T_{\max} = 306,8$  K.

Figura 62 Distribuição de temperaturas com  $h=10, 100, 1.000$  e  $10.000$  no dissipador Zalman modelo CNPS7000A.

A figura 63 mostra a distribuição do fluxo de calor na superfície do fundo do dissipador Zalman modelo CNPS7000A. Na superfície onde a carga térmica é aplicada o fluxo de calor assume valores menores do que na interface das aletas. O volume da base deste dissipador é grande comparado à dos outros dissipadores, sendo que por este motivo o fluxo de calor não assume valores altos em seu volume, mas próximo das aletas. Na região periférica da base, onde não há aletas o fluxo de calor é muito baixo.



*Figura 63 Distribuição do fluxo de calor na superfície do fundo do dissipador Zalman modelo CNPS7000A.*

A figura 64 apresenta a distribuição de fluxo de calor numa aleta do dissipador Zalman modelo CNPS7000A. Apesar do valor do fluxo de calor estar bem abaixo dos valores obtidos na base ao longo da aleta seu valor é reduzido, sendo que o valor máximo está na intersecção da aleta com a base.





Figura 64 Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador Zalman modelo CNPS7000A..

A tabela 5. mostra as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 5 Principais características do dissipador Zalman modelo CNPS7000A.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,04541	7,60777	74,57573	319,6223	0,05907	0,227
0,02271	3,80388	56,53104	322,7998	0,07793	
0,01135	1,90194	40,77805	325,3464	0,10803	
0,00568	0,95097	27,50418	331,057	0,16017	
0,00284	0,47549	21,93273	335,3973	0,20085	
0	0	3,89325	430,8766	1,13152	

A figura 65 mostra o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador Zalman modelo CNPS7000A. Podemos observar que, assim como para o dissipador

11-P4ES-01, variações na vazão do ventilador não alteram demasiadamente a resistência térmica em virtude de sua área de superfície ser consideravelmente alta.

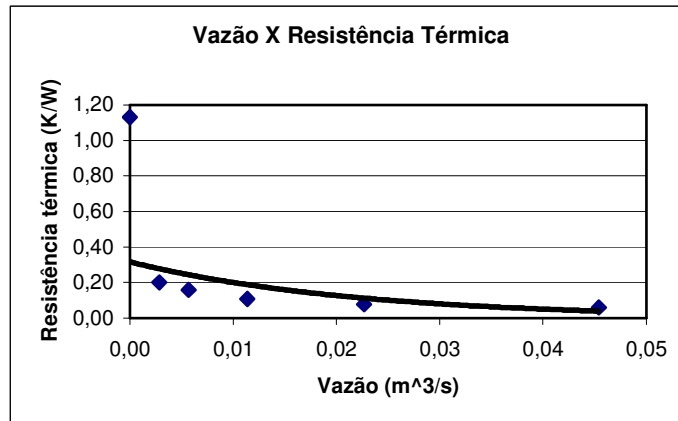
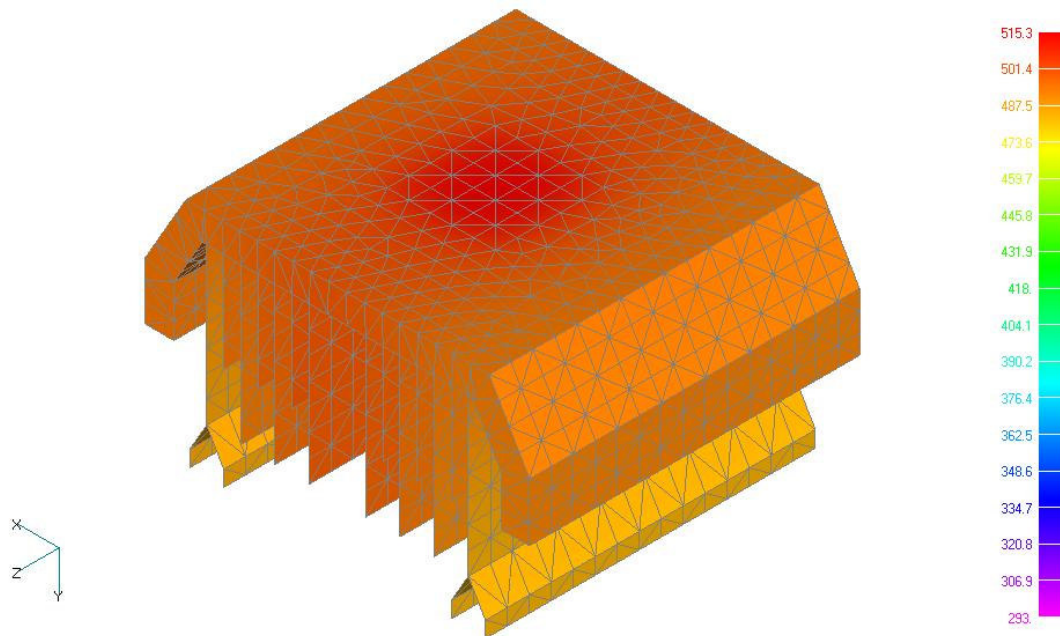
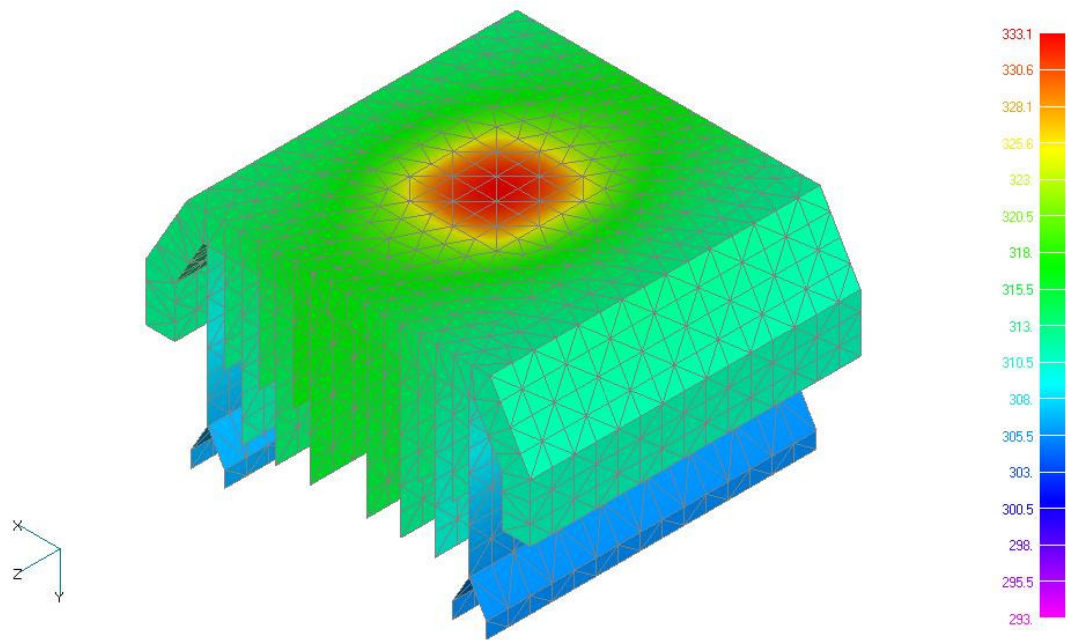


Figura 65 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Zalman modelo CNPS7000A-CU.

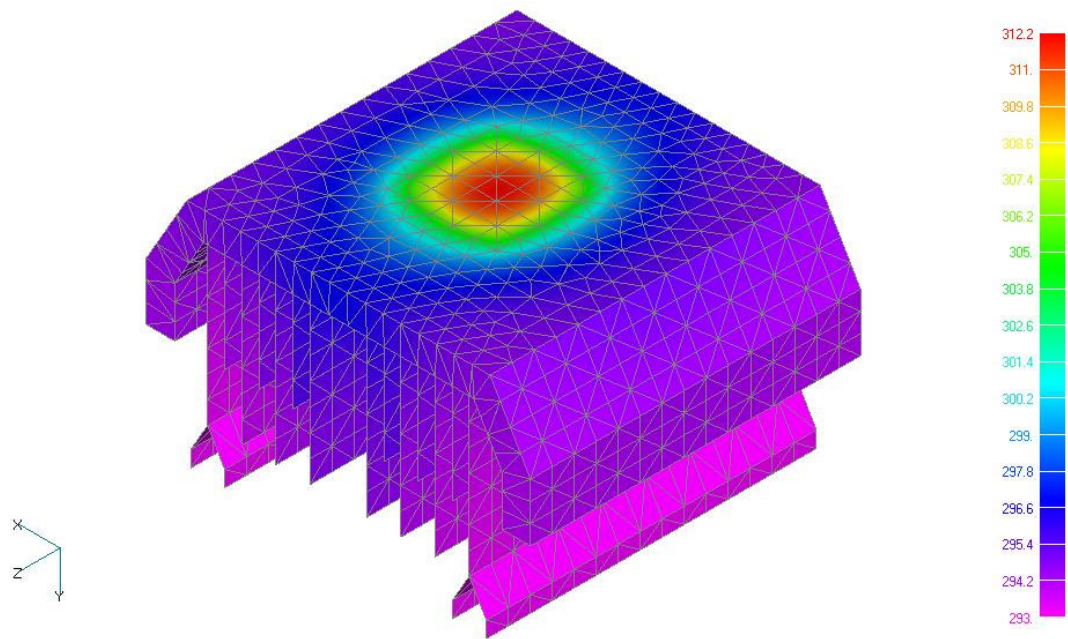
A figura 66 apresenta a distribuição de temperaturas no dissipador 11-K751-07 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  W/m<sup>2</sup>K.



$h=10$   $T_{\max} = 515,3$  K.

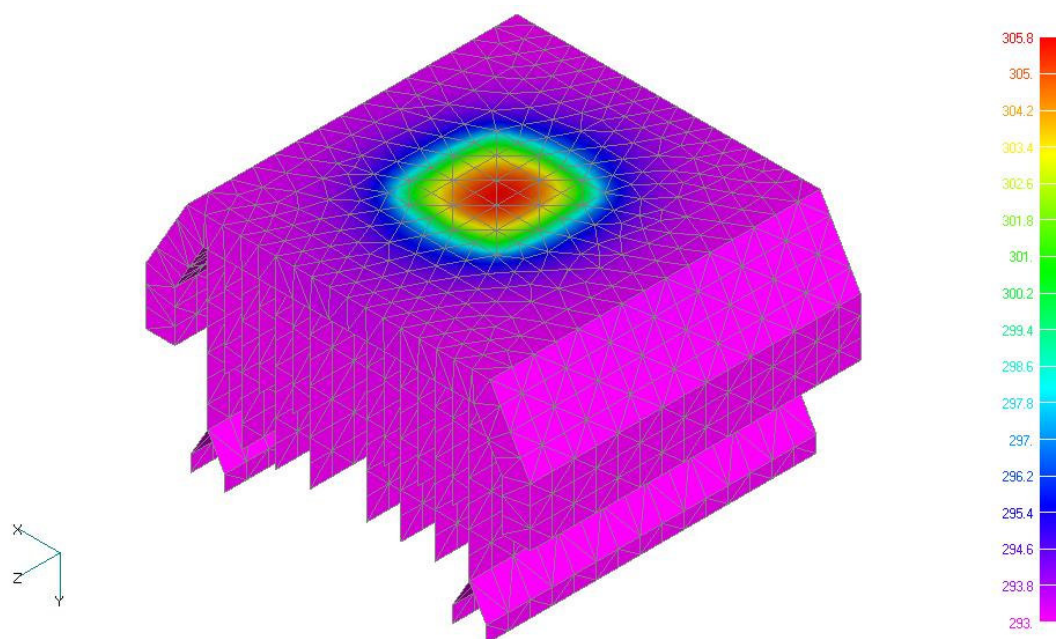


$h=100$   $T_{\max} = 333,1$  K.



$h=1.000$   $T_{\max} = 312,2$  K.

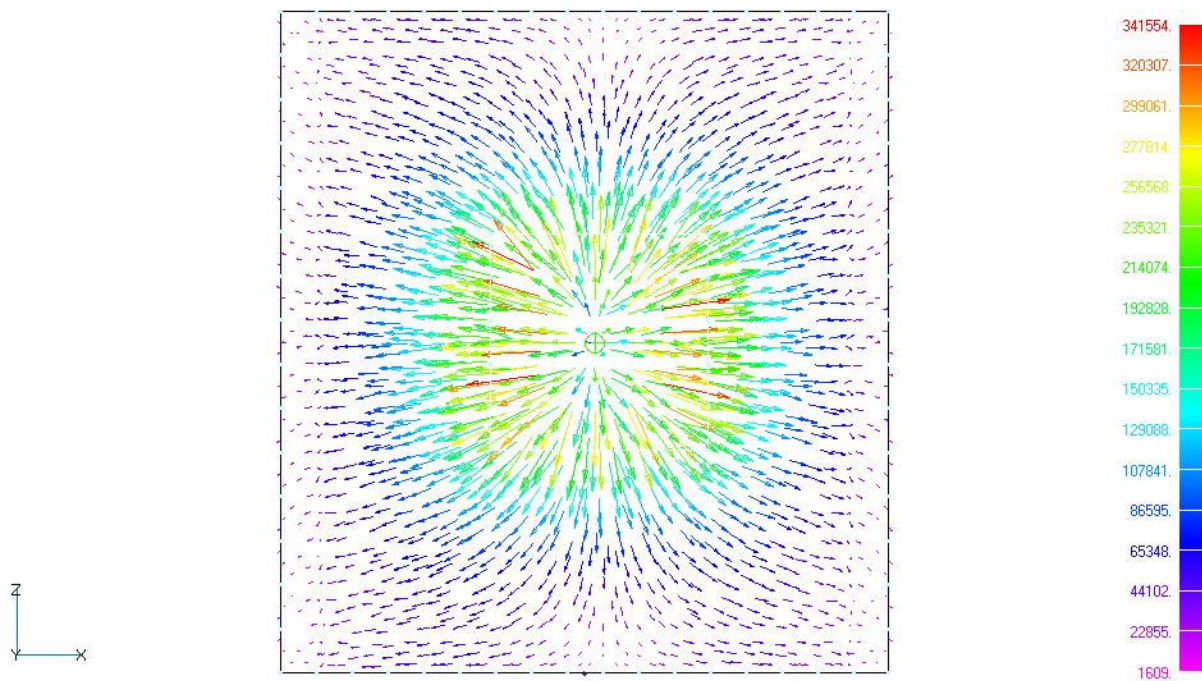




$h=10.000$   $T_{\max} = 305,8$  K.

*Figura 66 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador 11-K751-07.*

A figura 67. mostra a distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 11-K751-07. Da mesma forma que ocorre no dissipador 11-P4ES-01, grande parte do fluxo de calor está concentrada na região de aplicação da carga térmica, e seu valor se reduz à medida que as aletas que passam por baixo da base dissipam o calor, na periferia da base o fluxo de calor é muito menor se comparado com o centro.



*Figura 67 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 11-K751-07.*

A figura 68 mostra a distribuição do fluxo de calor numa aleta do dissipador 11-K751-07, podemos observar que neste dissipador, grande parte do fluxo está na interface da aleta com a base, assim como ocorre no dissipador 11-P4ES-01. Na periferia da aleta o fluxo de calor é muito menor do que próximo à base.

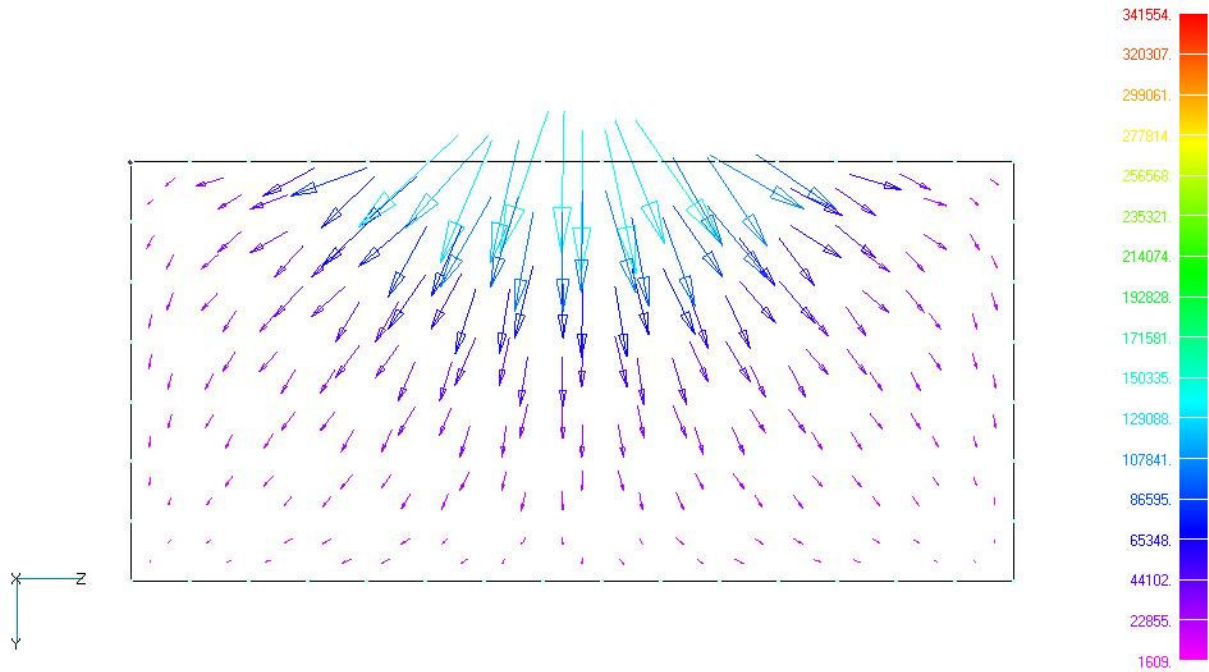


Figura 68 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 11-K751-07.

A tabela 6 apresenta as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 6 Principais características do dissipador 11-K751-07.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,01605	10,69747	92,00262	334,642	0,19684	0,05522
0,00802	5,34874	73,80182	340,55	0,24538	
0,00401	2,67369	59,33115	347,667	0,30523	
0,002	1,33718	47,81508	356,168	0,37874	
0	0	8,27692	569,819	2,18794	

A figura 69 apresenta o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador 11-K751-07. Podemos observar que, assim como para o dissipador 11-P4ES-01, variações na vazão do ventilador não alteram demasiadamente a resistência térmica em virtude de sua área de superfície ser considerável.

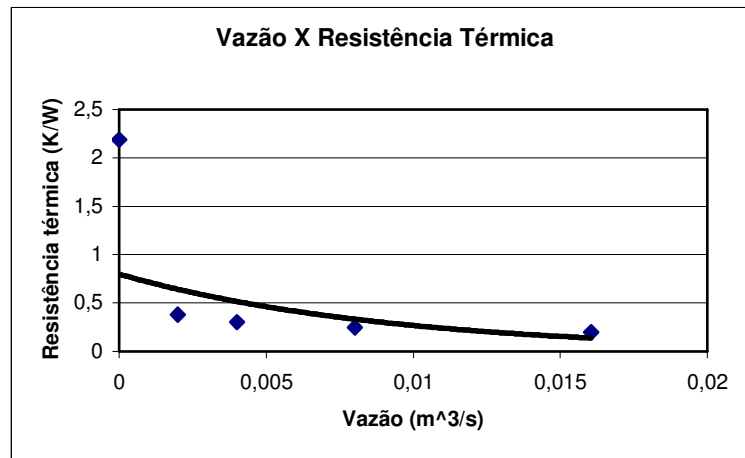
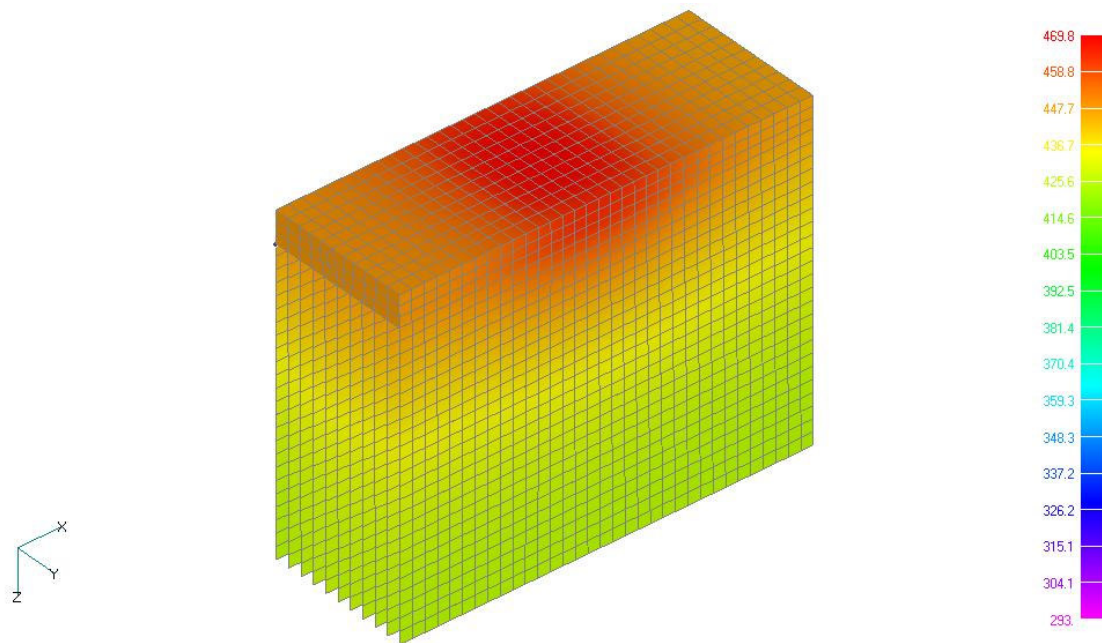


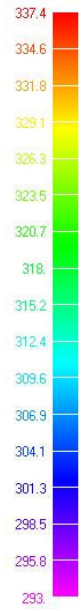
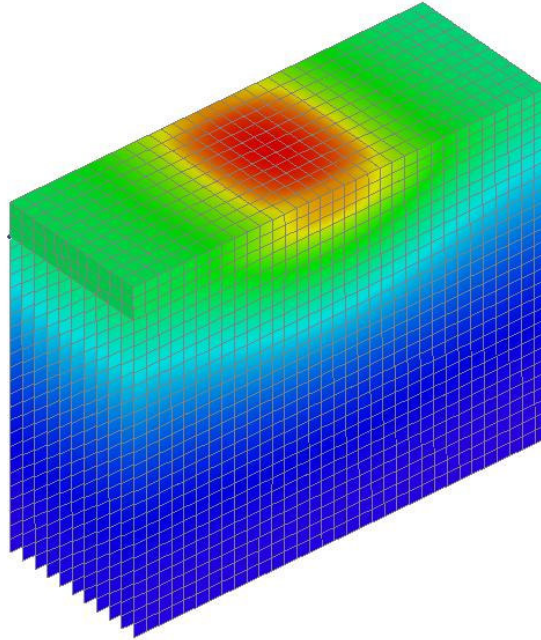
Figura 69 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 11-K751-07.

A figura 70 apresenta a distribuição de temperaturas no dissipador Patente 5201866 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$   $W/m^2K$ .

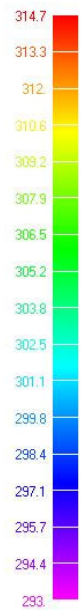
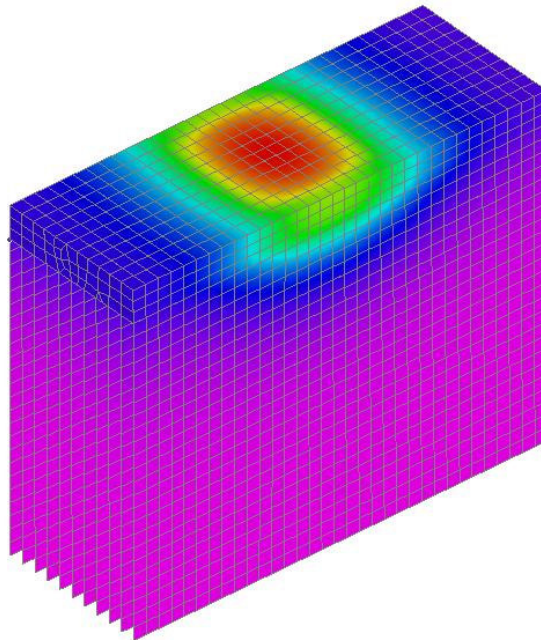


$h=10$   $T_{\max} = 469,8$  K.

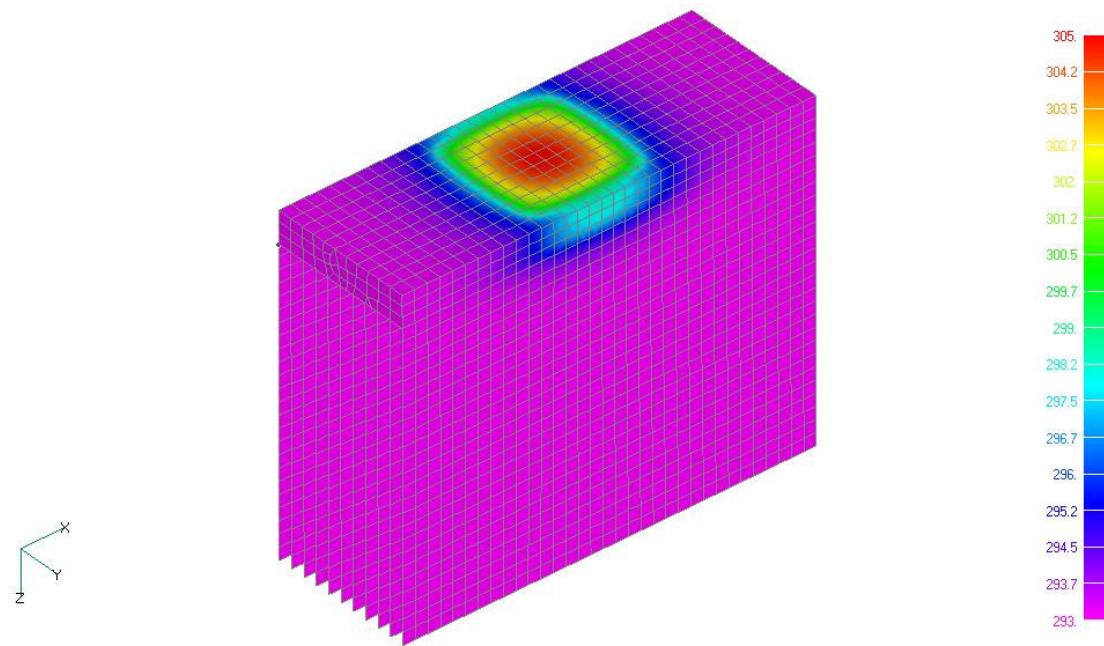




$h=100$   $T_{\max} = 337,4$  K.



$h=1.000$   $T_{\max} = 314,7$  K.



$h=10.000$   $T_{\max} = 305$  K.

*Figura 70 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador Patente 5201866.*

A Figura 71 mostra a distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador Patente 5201866. Podemos observar que na região onde ocorre a aplicação da carga térmica o fluxo possui valor elevado e se distribui radialmente, em seguida seu valor diminui e um alinhamento ocorre combinando com a direção das aletas, que passam por baixo da base.

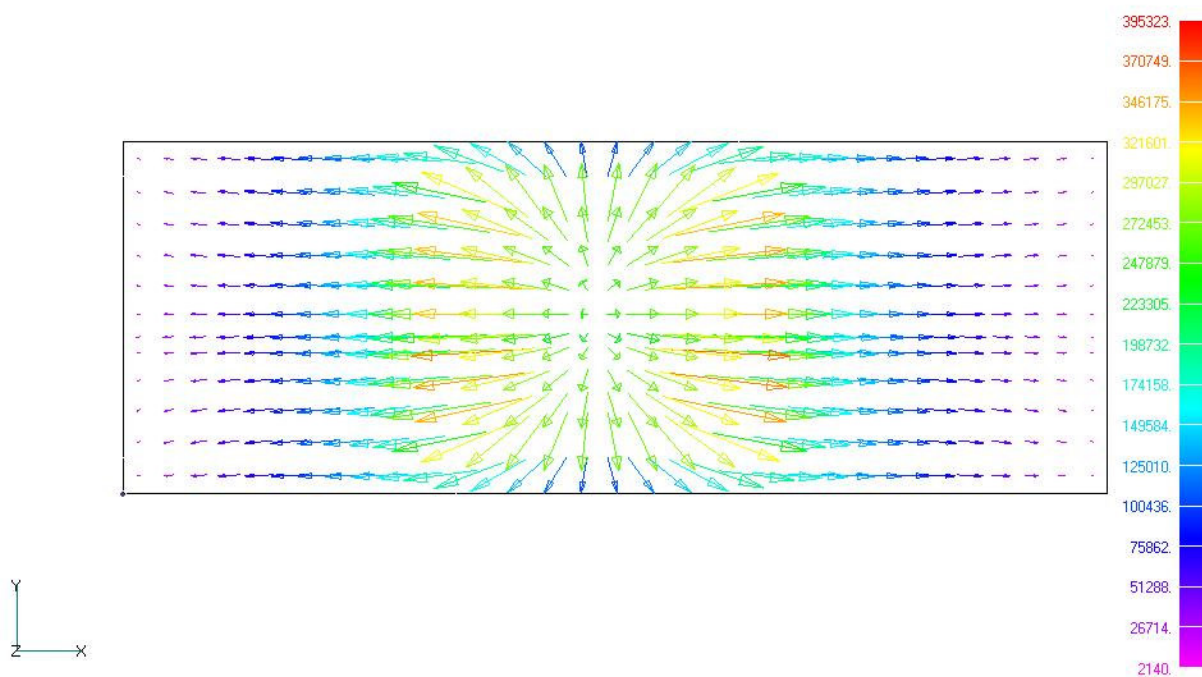


Figura 71. Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador Patente 5201866.

A figura 72 mostra a distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador patente 5201866. Podemos observar que neste dissipador, grande parte do fluxo está na interface da aleta com a base, assim como ocorre no dissipador 11-P4ES-01. Na periferia da aleta o fluxo de calor é muito menor do que próximo à base.

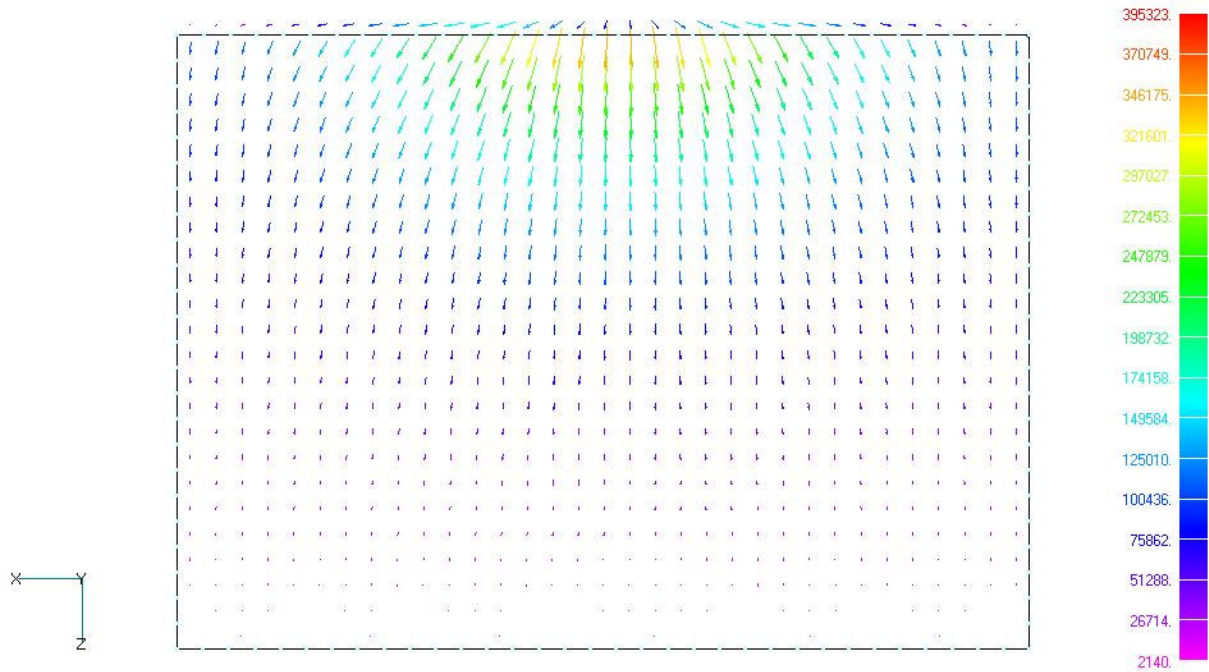


Figura 72 Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador Patente 5201866.

A tabela 7 apresenta as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 7 Principais características do dissipador Patente 5201866.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (W/K)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,01605	16,28065	103,23309	336,858	0,13145	0,07369
0,00802	8,14033	58,93138	348,941	0,35642	
0,00401	4,07016	47,21635	355,658	0,28680	
0,002	2,03508	38,07367	363,576	0,35642	
0	0	4,90331	630,086	2,76759	

A Figura 73 mostra o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador Patente 5201866. Podemos observar que, assim como para o dissipador 11-P4ES-01,



variações na vazão do ventilador não alteram demasiadamente a resistência térmica em virtude de sua área de superfície ser considerável.

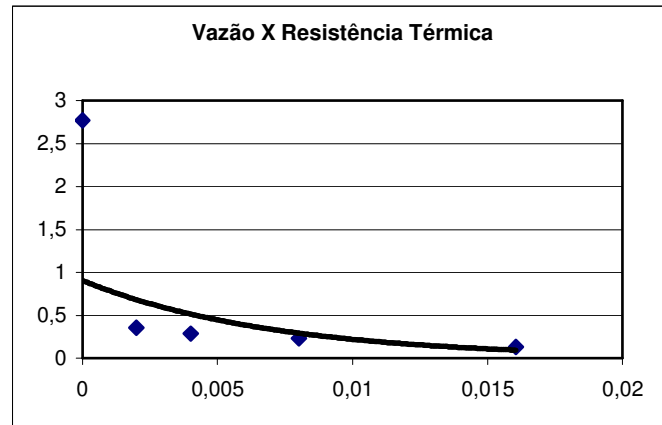
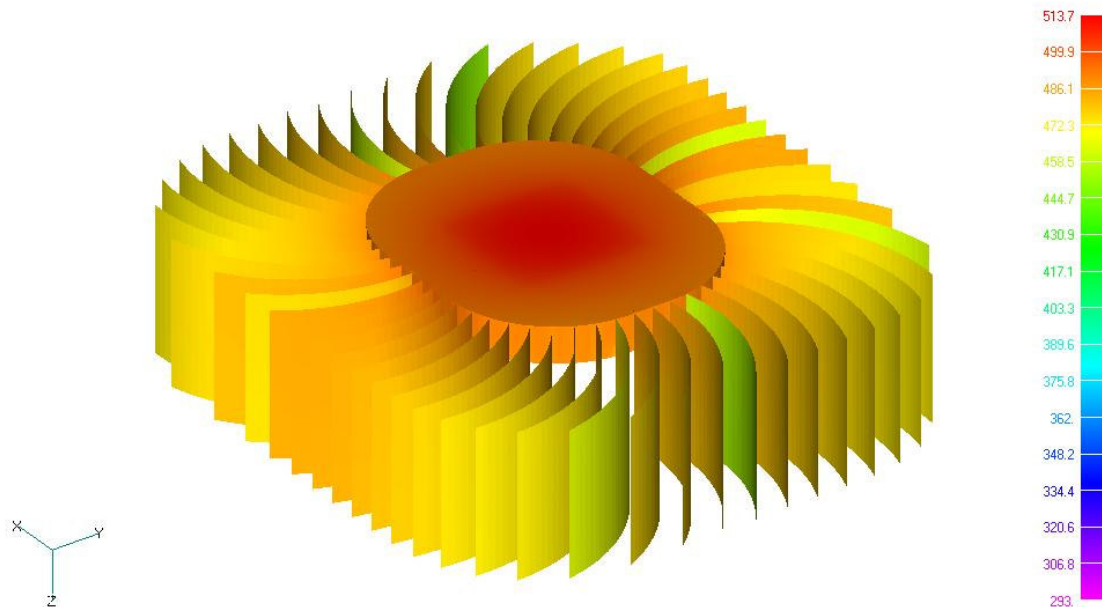
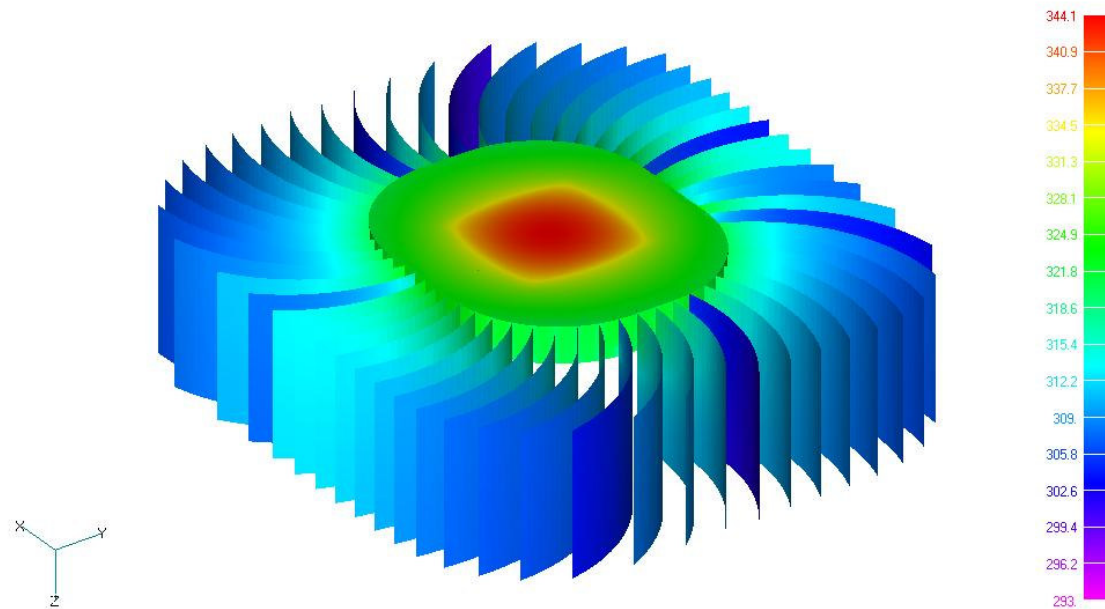


Figura 73 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador Patente 5201866.

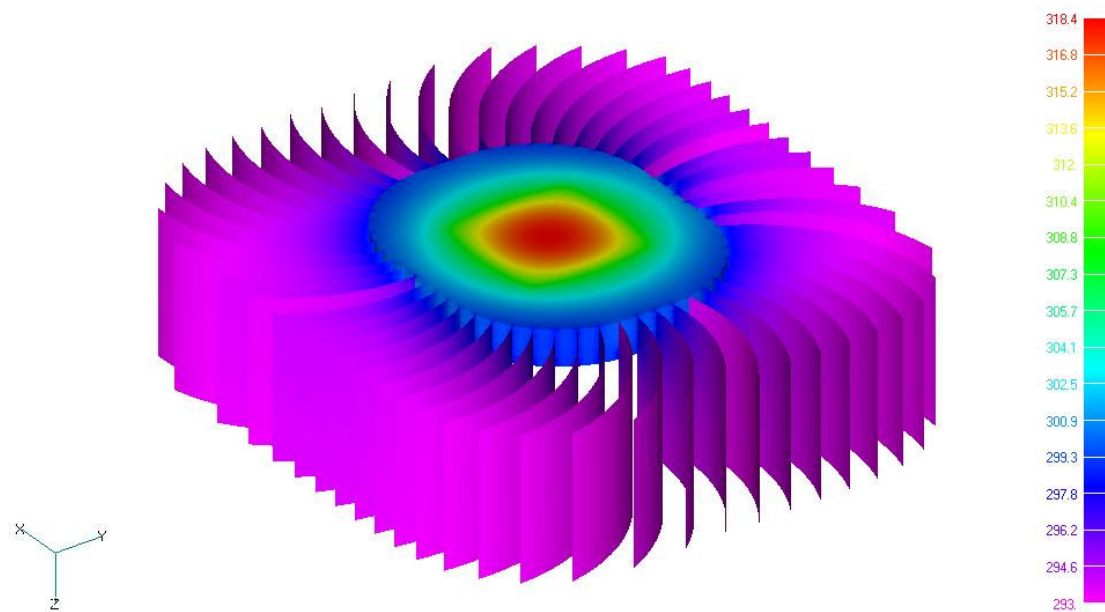
A figura 74 apresenta a distribuição de temperaturas no dissipador Patente 6671172B2 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$   $W/m^2K$ .



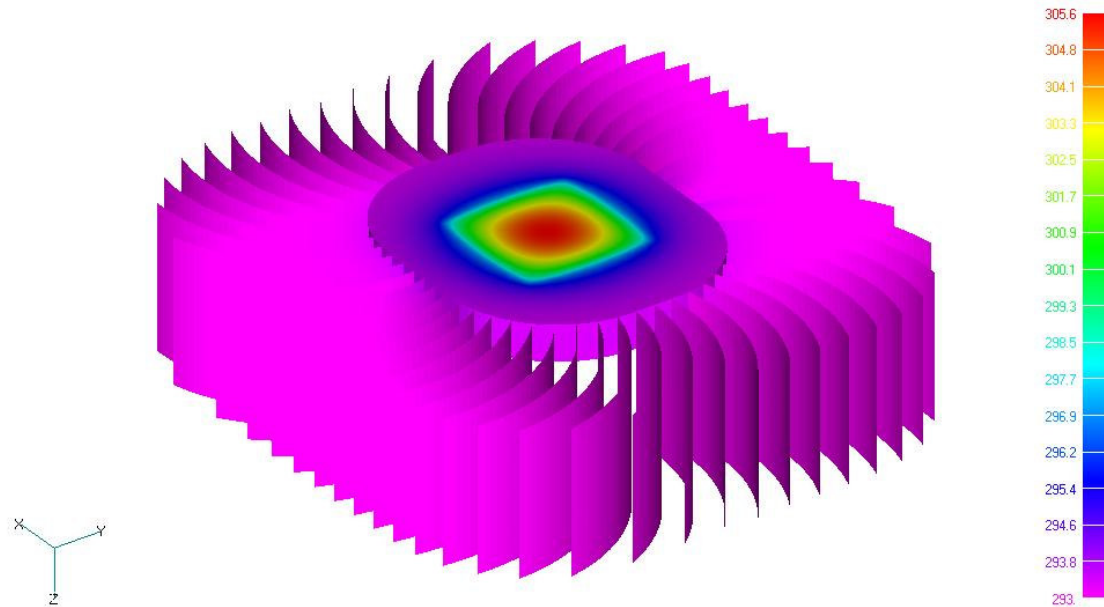
$h=10 \quad T_{\max} = 513,7 \text{ K.}$



$h=100 \quad T_{\max} = 344,1 \text{ K.}$



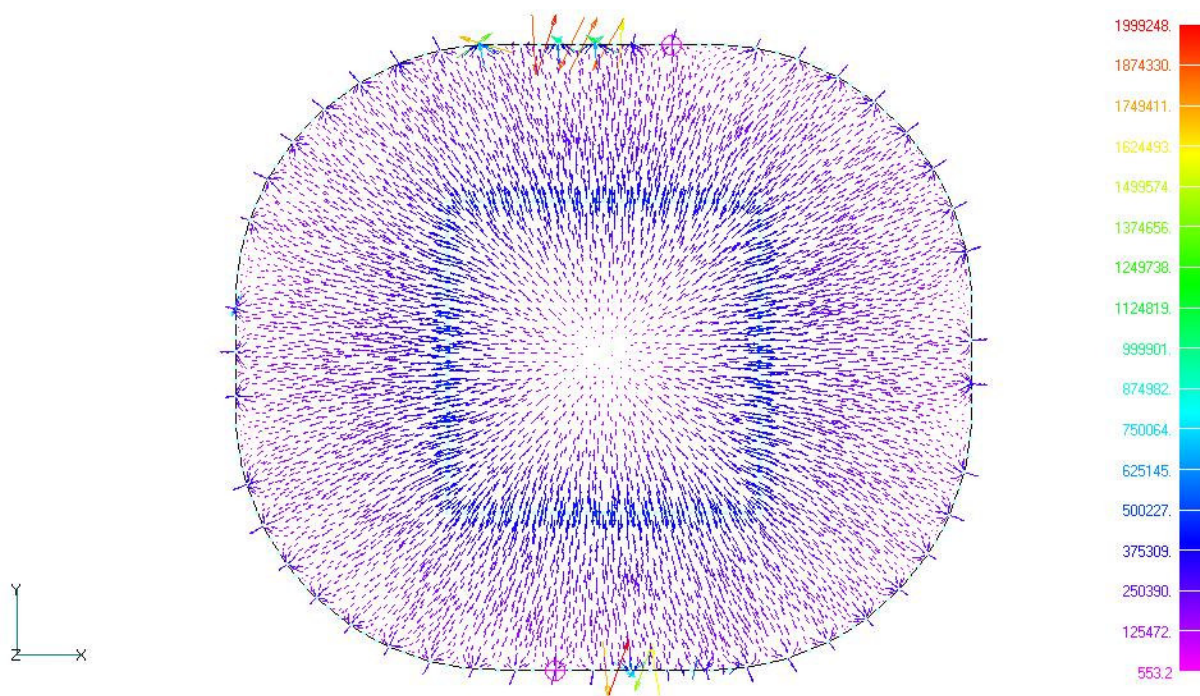
$h=1.000 \quad T_{\max} = 318,4 \text{ K.}$



$h=10.000$   $T_{\max} = 305,6$  K.

*Figura 74 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador 6671172B2.*

A Figura 75 mostra a distribuição do fluxo de calor na base do dissipador 6671172B2. Podemos observar que o fluxo de calor parte do centro da base onde é aplicada a carga térmica e segue na direção das aletas. Seu valor é maior numa região intermediária entre o centro da base e as aletas.



*Figura 75 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 6671172B2.*

A Figura 76 mostra a distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 6671172B2. Podemos observar que neste dissipador, grande parte do fluxo está na interface da aleta com a base, assim como ocorre no dissipador 11-P4ES-01. Na periferia da aleta o fluxo de calor é muito menor do que próximo à base. Neste caso, como grande parte do calor já foi dissipado na base os valores do fluxo de calor nas aletas são baixos.

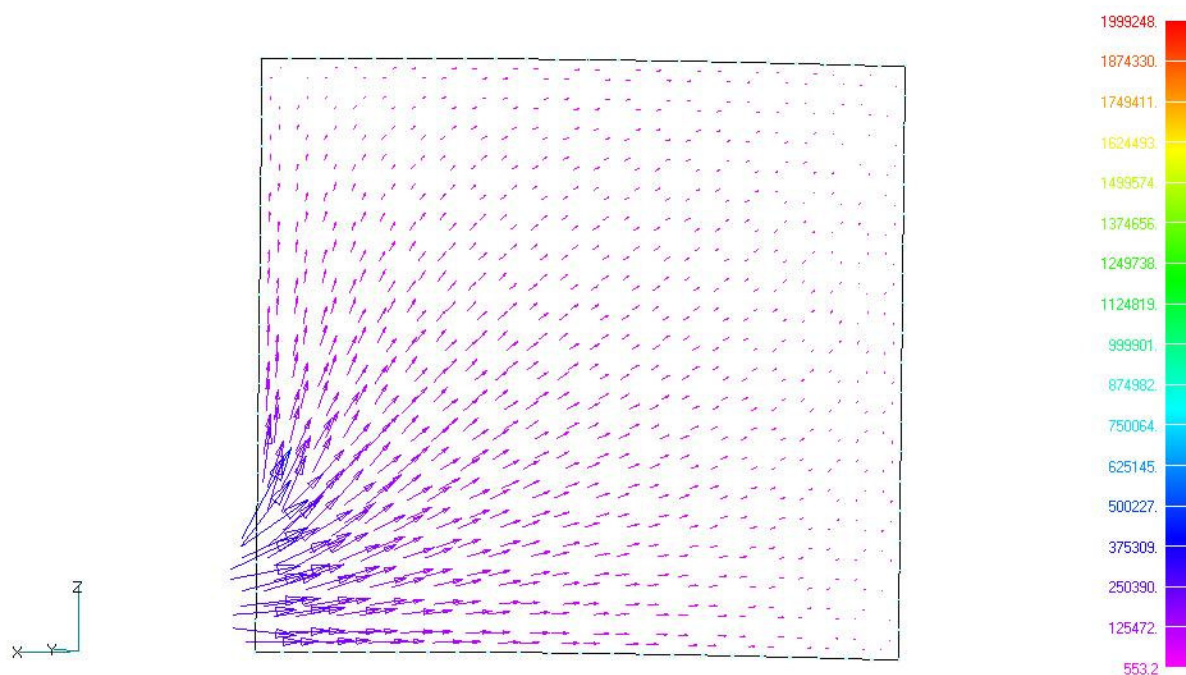


Figura 76 Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 6671172B2.

A tabela 8 apresenta as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 8 Principais características do dissipador 6671172B2.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,04541	13,27917	86,91521	347,221	0,19837	0,058
0,02271	6,63958	70,44579	352,676	0,24475	
0,01135	3,31979	56,63428	359,781	0,30443	
0,00568	1,6599	45,62188	368,193	0,37792	
0,00284	0,82995	36,86841	378,422	0,46765	
0	0	7,62358	607,141	2,26158	

A Figura 77 mostra o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador 6671172B2. Podemos observar que, assim como para o dissipador 11-P4ES-01,

variações na vazão do ventilador não alteram demasiadamente a resistência térmica. Mas os valores de vazão para este caso são maiores do que os casos anteriores.

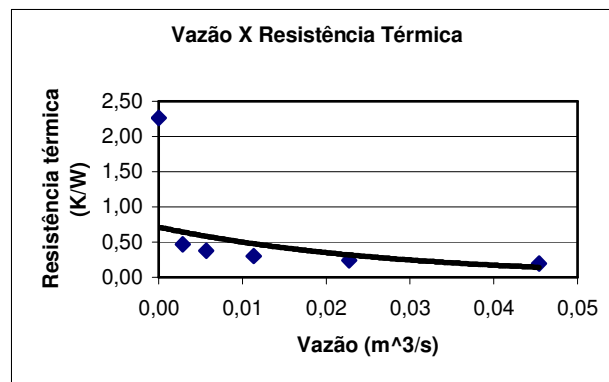
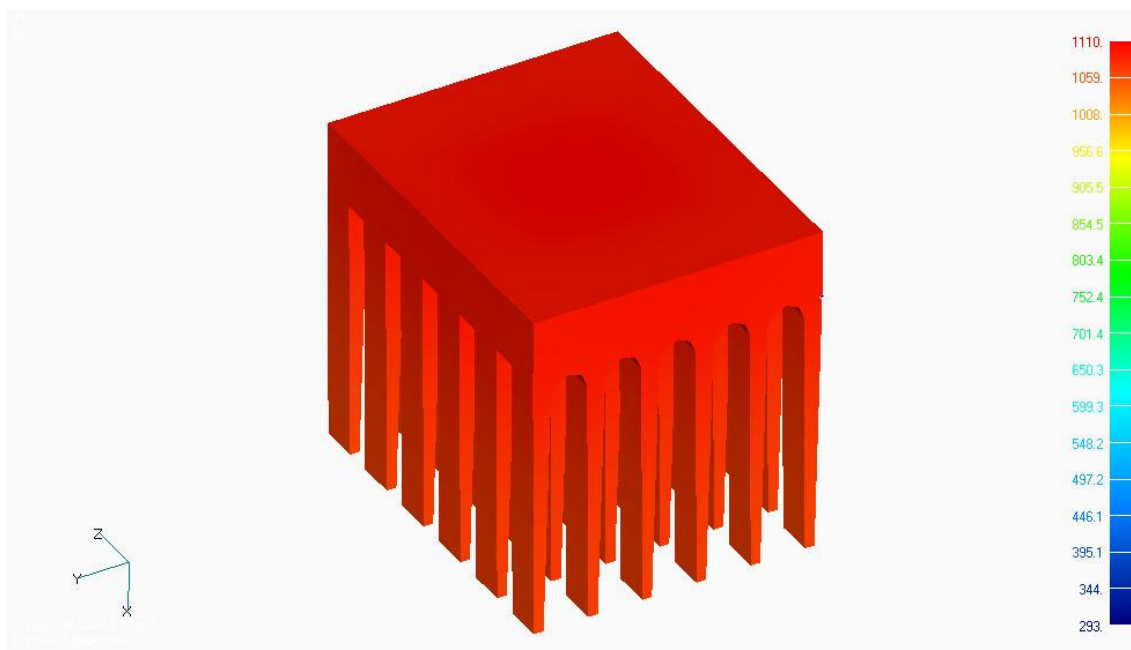


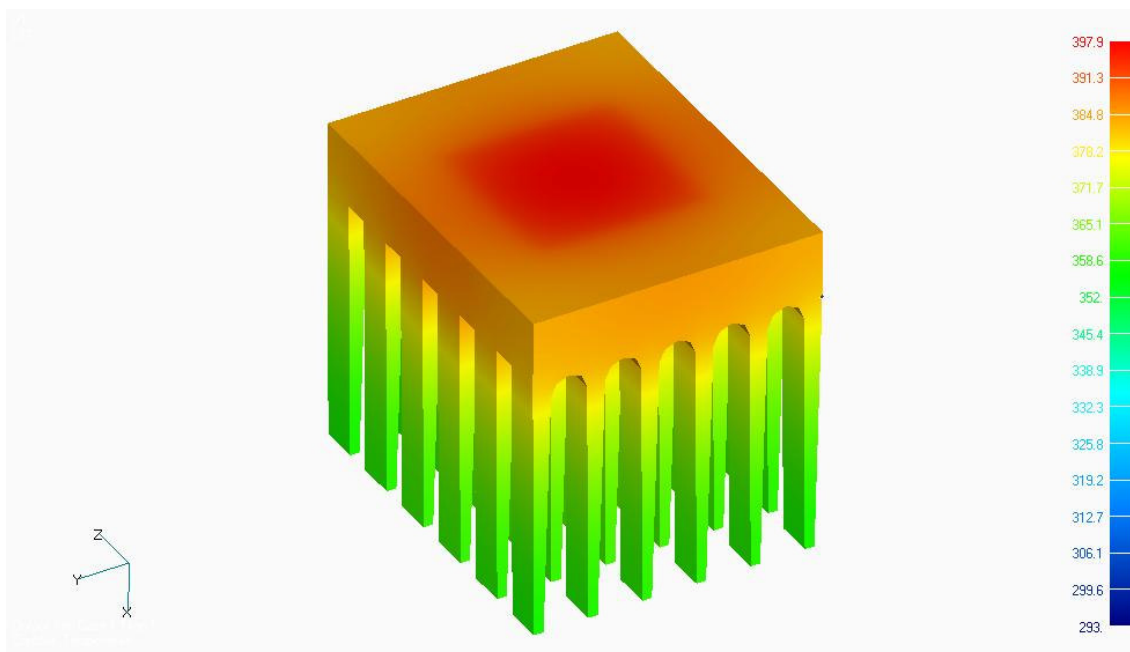
Figura 77 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 6671172B2.

A figura 78 apresenta a distribuição de temperaturas no dissipador 23410 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10, 100, 1.000$  e  $10.000$  W/m<sup>2</sup>K.

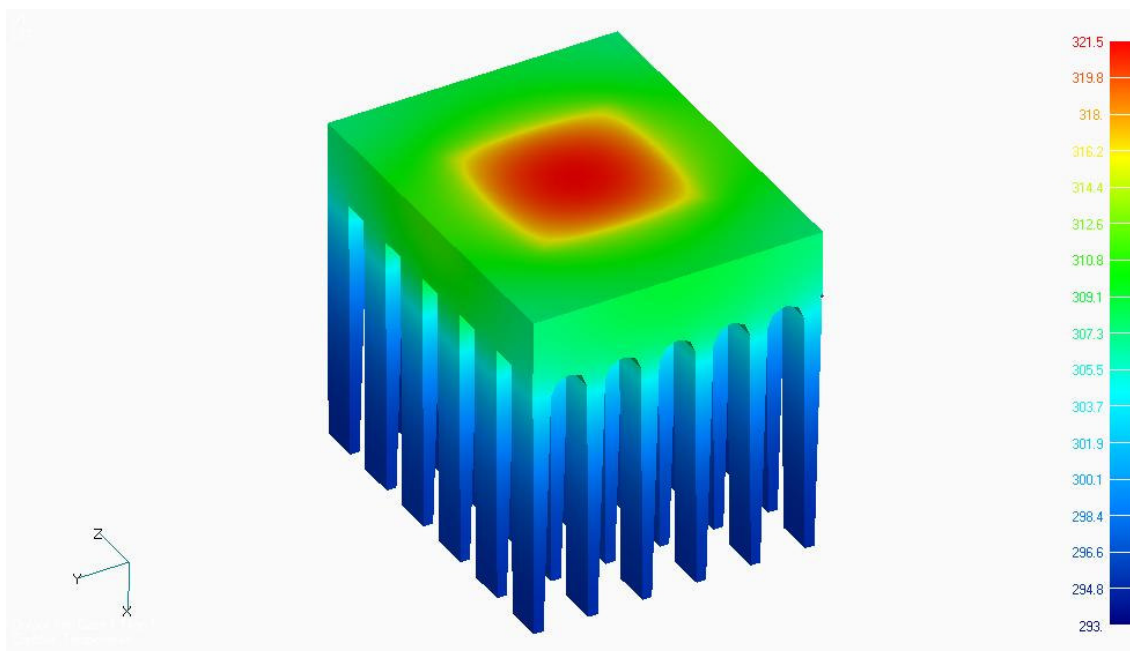


$h=10$   $T_{\max} = 1.118$  K.

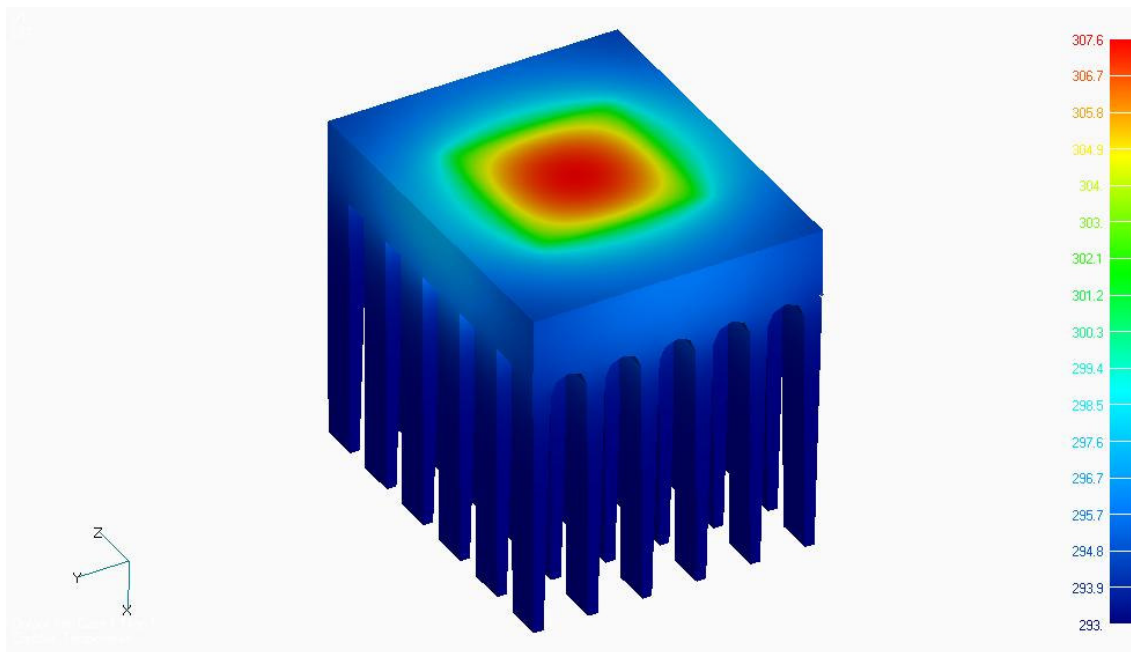




$h=100$   $T_{\max} = 397,9$  K.



$h=1.000$   $T_{\max} = 321,5$  K.

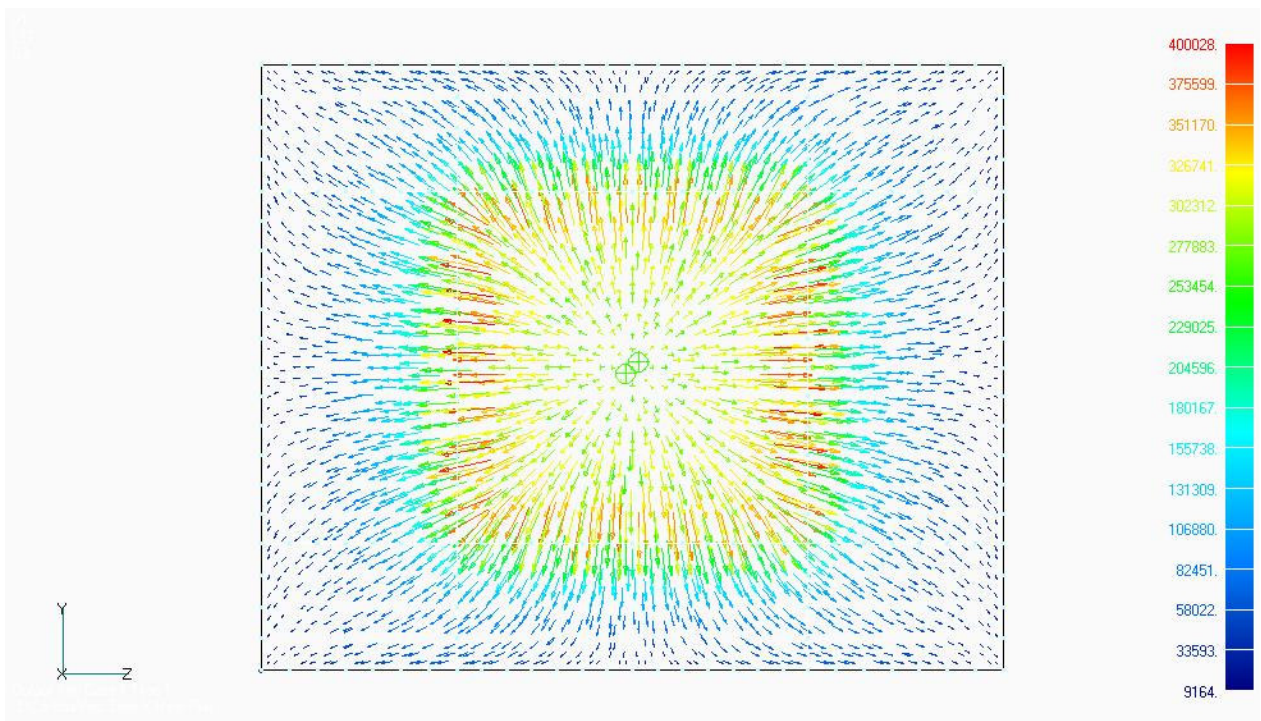


$h=10.000$   $T_{\max} = 307,6$  K.

*Figura 78 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador 23410.*

A Figura 79 mostra a distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23410. Da mesma forma que ocorre no dissipador 11-P4ES-01, grande parte do fluxo de calor está concentrada na região de aplicação da carga térmica, e seu valor se reduz à medida que as aletas que passam por baixo da base dissipam o calor, na periferia da base o fluxo de calor é muito menor se comparado com o centro.





*Figura 79 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23410.*

A Figura 80 mostra a distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23410. Podemos observar que ocorre um aumento do fluxo de calor na região da base das aletas.

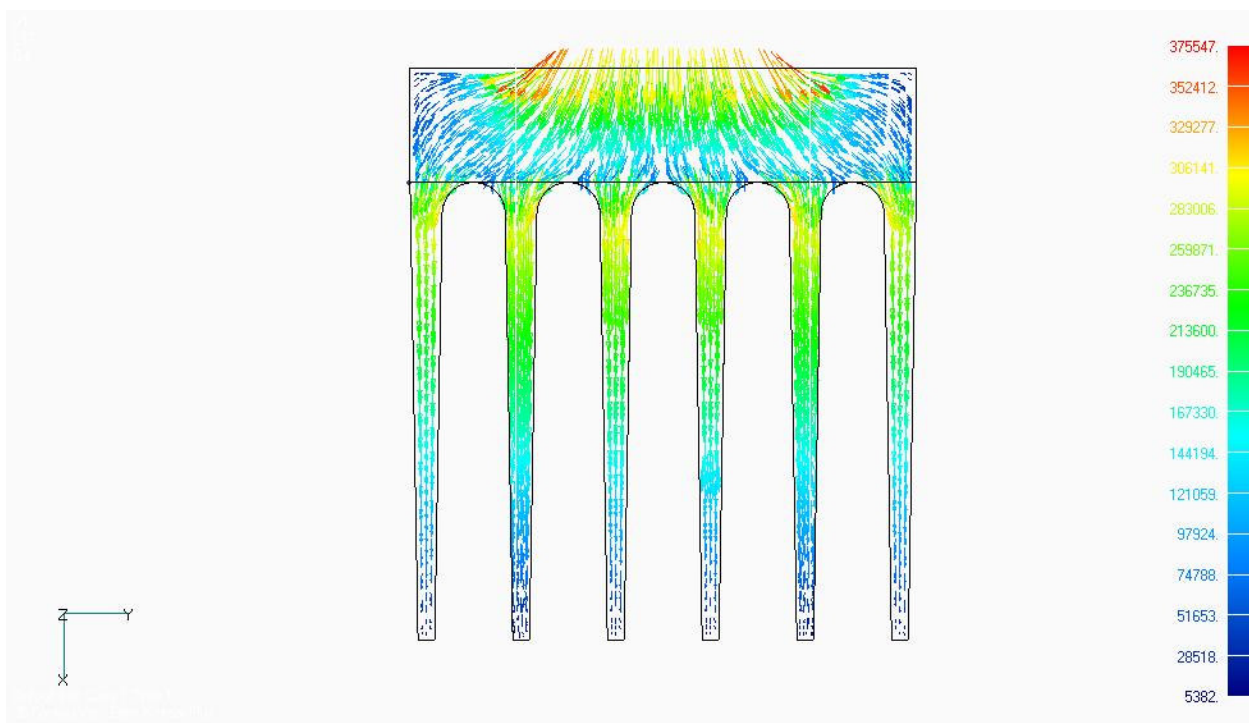


Figura 80. Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23410.

A tabela 9 apresenta as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 9 Principais características do dissipador 23410.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{máxima}$	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,03723	39,92322	192,44025	359	0,36620	0,01419
0,01861	19,96161	119,66002	385,35	0,58894	
0,00931	9,98081	57,48328	455,185	1,22596	
0,00465	4,9904	50,71687	477,51	1,38952	
0,00233	2,4952	42,03431	503,825	1,67654	
0	0	8,08501	1310,56	8,71640	

A Figura 81 mostra o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador 23410. Podemos observar que, neste caso, em que a área de superfície é inferior à dos

outros dissipadores variações significativas na resistência térmica são encontradas em virtude da variação da vazão do ventilador.

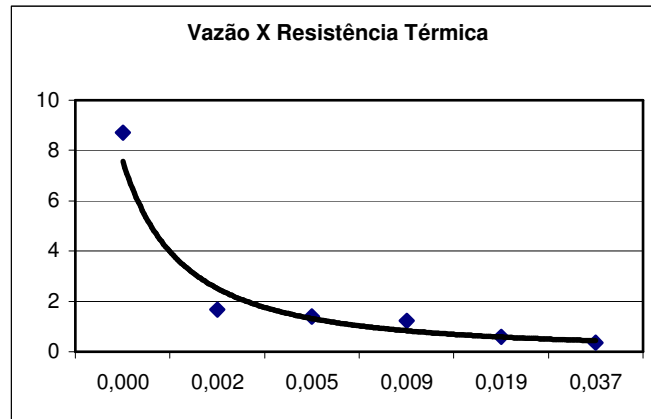
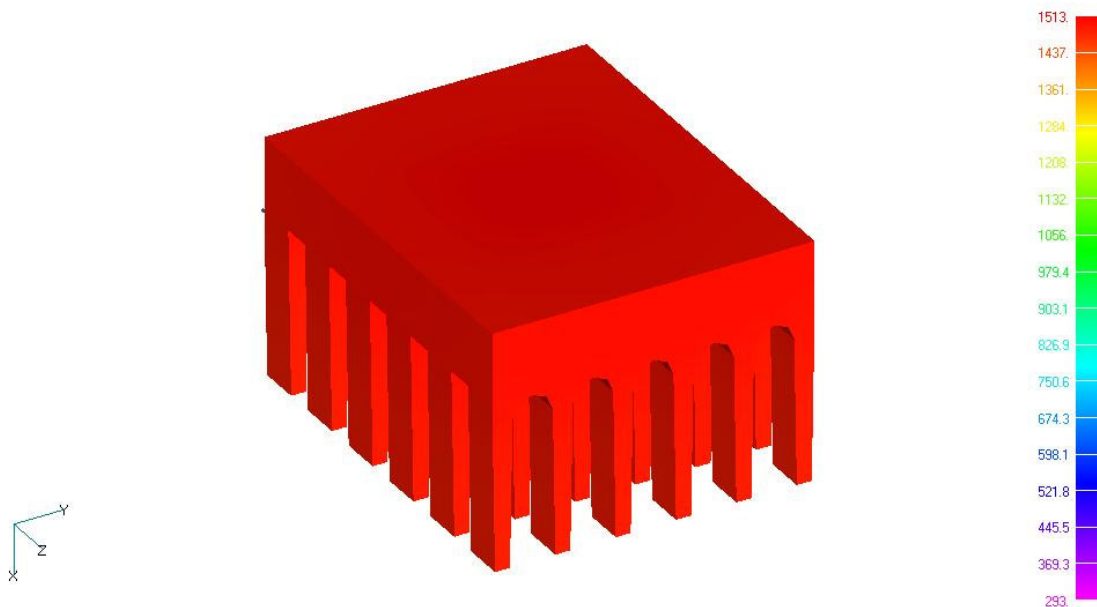
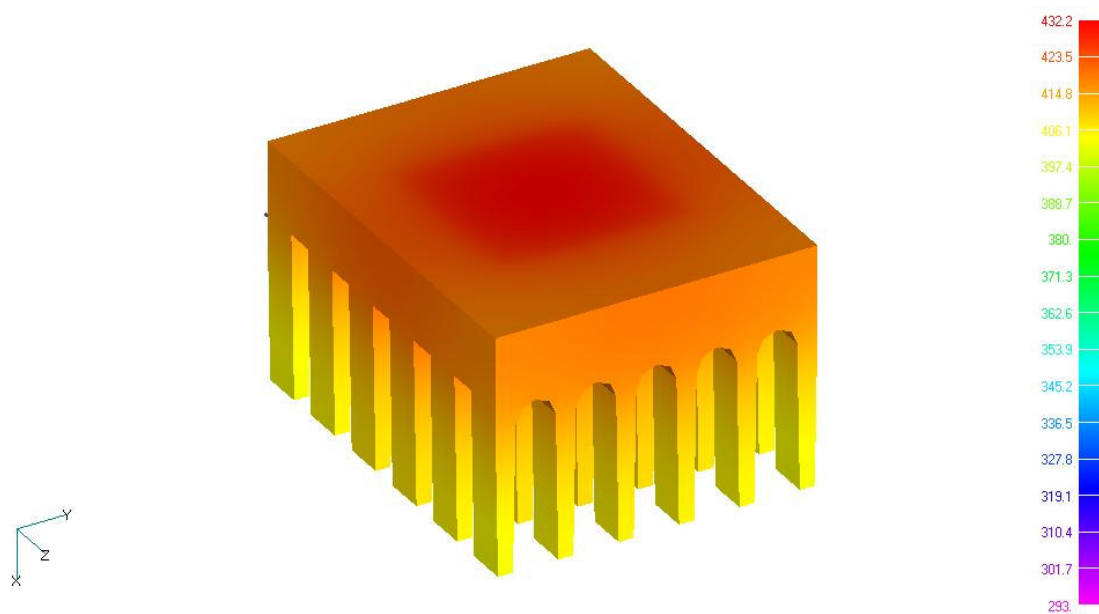


Figura 81 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 23410.

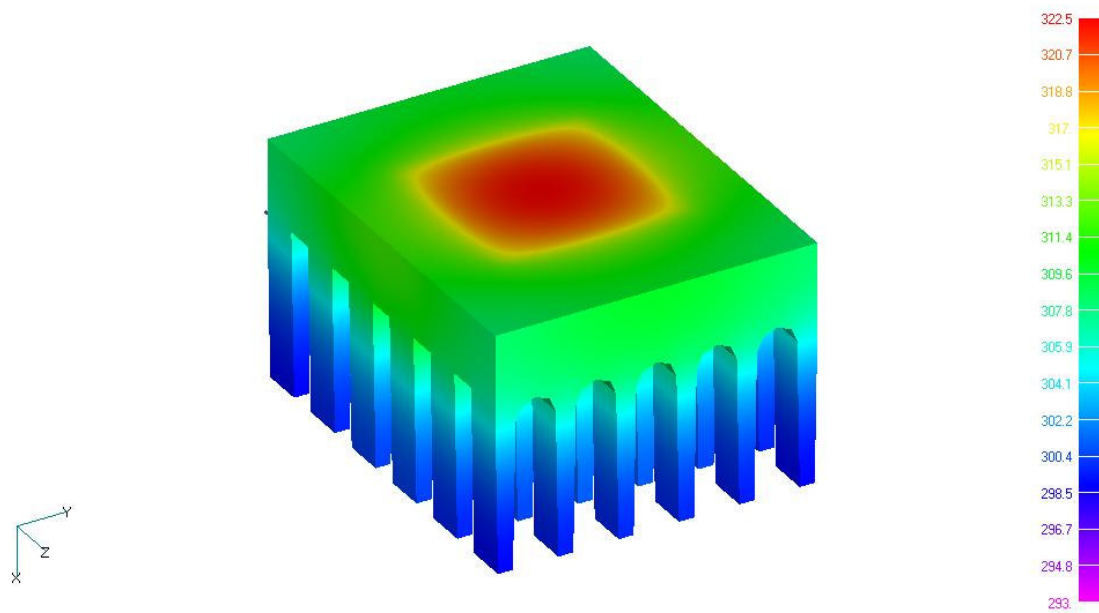
A figura 82 apresenta a distribuição de temperaturas no dissipador 23411 com coeficiente de troca de calor por convecção  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  W/m<sup>2</sup>K.



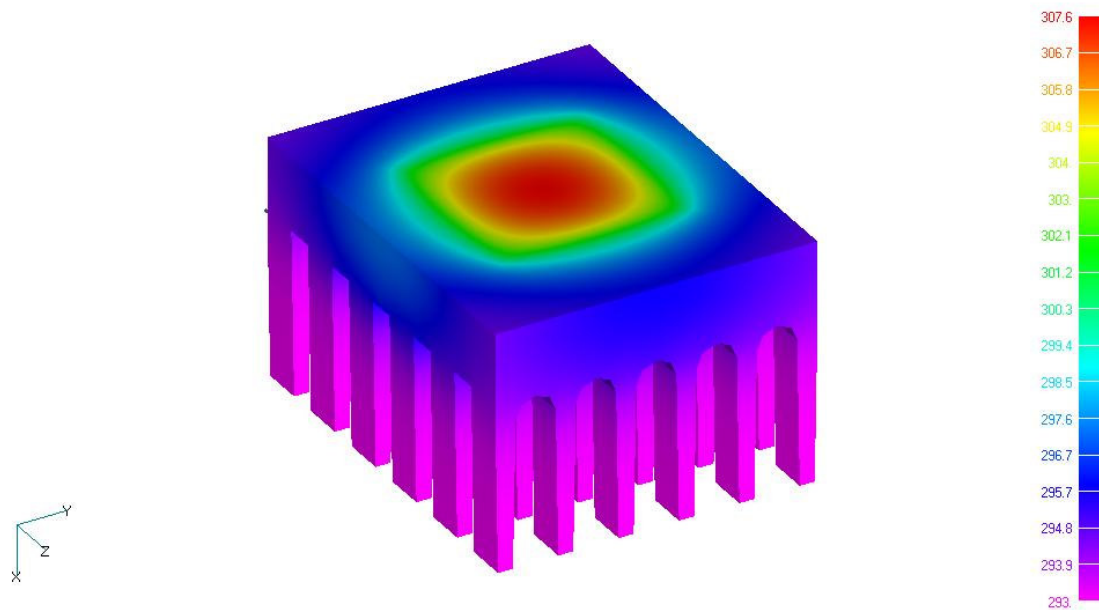
$h=10$   $T_{\max} = 1.513$  K.



$h=100$   $T_{\max} = 432,2$  K.



$h=1.000$   $T_{\max} = 322,5$  K.

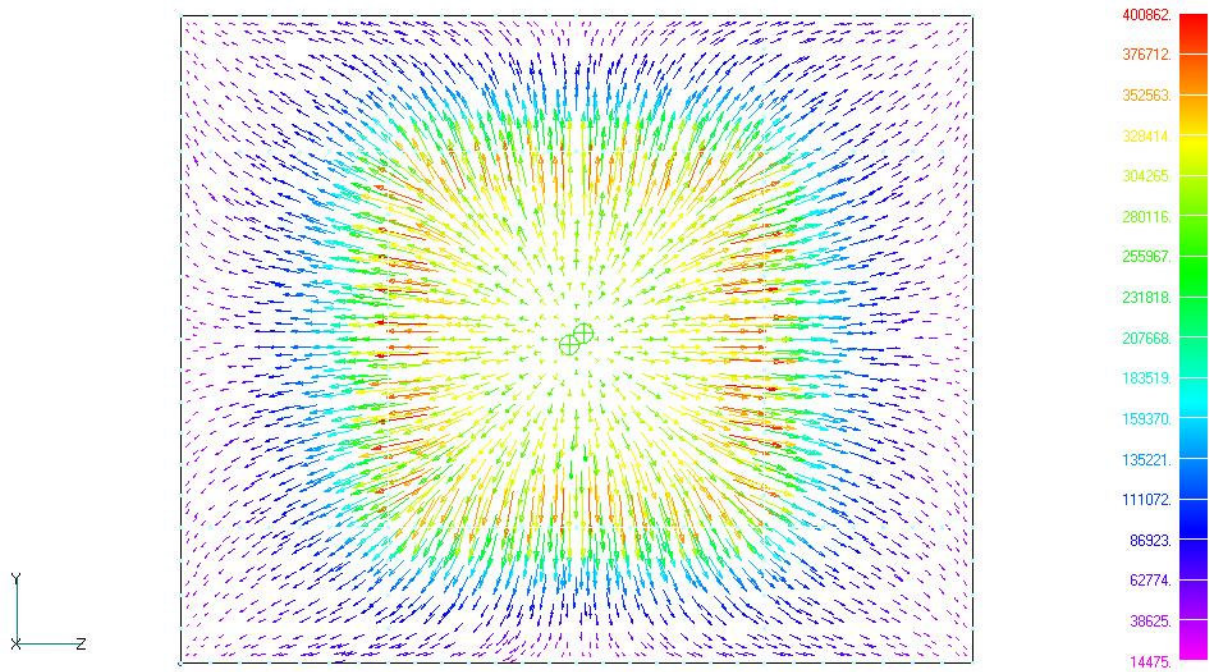


$h=10.000$   $T_{\max} = 307,6$  K.

*Figura 82 Distribuição de temperaturas com  $h=10,100,1.000$  e  $10.000$  no dissipador 23411.*

A Figura 83 mostra a distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23411. Da mesma forma que ocorre no dissipador 11-P4ES-01, grande parte do fluxo de calor está concentrada na região de aplicação da carga térmica, e seu valor se reduz à medida que as aletas que passam por baixo da base dissipam o calor, na periferia da base o fluxo de calor é muito menor se comparado com o centro.





*Figura 83 Distribuição do fluxo de calor no fundo do dissipador 23411*

A Figura 84 mostra a distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23411. Podemos observar que ocorre um aumento do fluxo de calor na região da base das aletas, da mesma forma que ocorre no dissipador 23410.

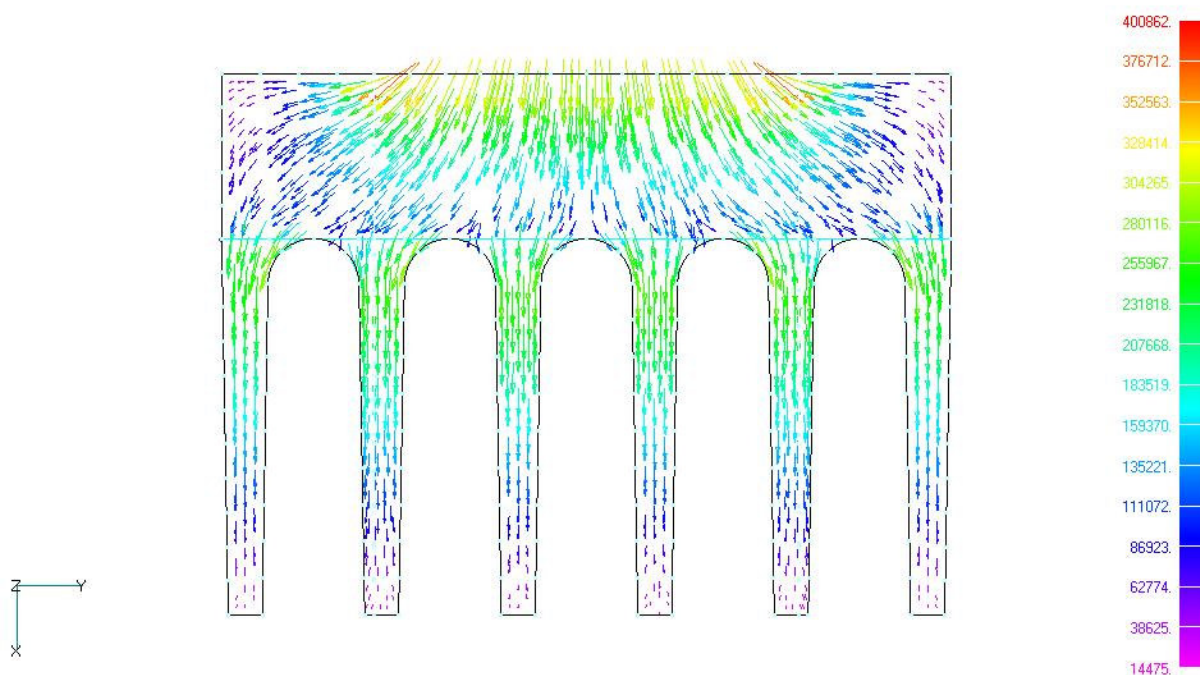


Figura 84 Distribuição do fluxo de calor nas aletas do dissipador 23411.

A tabela 10 apresenta as principais características do dissipador, obtidas com o cálculo ilustrado no Anexo 2.

**Tabela 10 Principais características do dissipador 23411.**

$Q_{ar}$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_{ar}$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$T_{m\acute{a}xima}$ (K)	$R$ (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
0,03723	39,92322	203,42803	370,684	0,50522	0,00973
0,01861	19,96161	129,49558	404,454	0,79366	
0,00931	9,98081	65,61009	496,004	1,56645	
0,00465	4,9904	64,90533	494,505	1,58346	
0,00233	2,4952	49,76570	555,013	2,06518	
0	0	10,76053	1406,39	9,55111	

A Figura 85 exibe o gráfico da vazão x resistência térmica para o dissipador 23411. Podemos observar que, neste caso, em que a área de superfície é inferior à dos outros dissipadores variações significativas na resistência térmica são encontradas em virtude da variação da vazão do ventilador. No caso deste dissipador, a variação é maior do que comparado com o dissipador 23411.

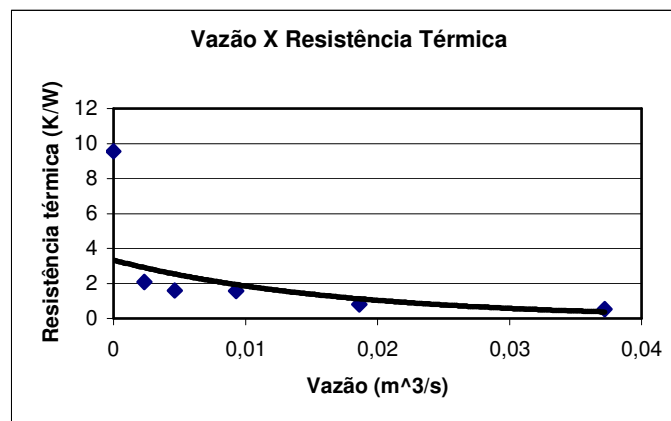


Figura 85 Relação da vazão com a resistência térmica do dissipador 23411.

## 2.6 Discussão

A tabela 11 exibe um comparativo dos dissipadores na condição de convecção natural, onde levou-se em consideração as seguintes características:

- Temperatura máxima.
- Resistência térmica.
- Área de superfície.

Coefficiente de troca térmica por convecção (Calculado conforme anexo A).



**Tabela 11 Comparativo dos dissipadores à convecção natural.**

Dissipador	$T_{\text{máxima}}$ (K)	R (K/W)	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	h (W/m <sup>2</sup> K)
11-P4ES-01	392,325	0,80894	0,18592	6,64904
Zalman CNPS7000ACU	430,8766	1,13152	0,227	3,89325
11-K751-07	569,819	2,18794	0,05522	8,27692
5201866	630,086	2,76759	0,07369	4,90331
6671172B2	607,141	2,26158	0,058	7,62358
23410	1310,56	8,71640	0,01419	8,08501
23411	1406,39	9,55111	0,00973	10,76053

O dissipador que resultou na menor temperatura máxima dentre todos foi o dissipador 11-P4ES-01. O principal fator que levou este dissipador a ter o melhor desempenho neste caso foi sua maior área de superfície.

Os coeficientes de troca térmica por convecção calculados são muito parecidos, desta forma a área de superfície do dissipador é um fator preponderante para o seu bom desempenho à convecção natural. O dissipador 11-P4ES-01 possui a menor resistência térmica dentre todos.

Na tabela 13 temos um comparativo dos dissipadores quando estão sujeitos à coeficientes de troca térmica por convecção  $h = 10, 100, 1000$  e  $10.000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Neste comparativo o dissipador Zalman CNPS7000ACU obteve o melhor desempenho. As temperaturas máximas nos dissipadores 23410 e 23411 reduziram-se muito mais do que se compararmos com os demais, indicando que quanto menor a área de superfície do dissipador maior será a redução de temperatura.

Portanto podemos concluir que os dissipadores com grande área de superfície não precisam de ventiladores potentes, pois a temperatura máxima no dissipador varia pouco com o aumento da vazão de ar que é insuflada no dissipador. Os dissipadores

com área de superfície menor como os dissipadores 23410 e 23411 precisam de uma vazão de ar maior para dissiparem calor.

Do ponto de vista da geometria do dissipador, podemos considerar como base a tabela 11, que mostra o desempenho dos dissipadores à convecção natural. O dissipador 11-P4ES-01 obteve um melhor desempenho, pois suas aletas estão distribuídas ao longo de toda a base do dissipador. Observando a figura 60 o fluxo de calor é dissipado ao longo de todas aletas, indicando que possuem uma utilização mais eficaz comparado com os outros dissipadores.

Já o dissipador Zalman não possui as aletas distribuídas em toda a área da base, observando a figura 63. Percebemos que uma grande área da base possui valores muito baixos de fluxo de calor, indicando que aquela região da base é desnecessária. Por este motivo, quando comparamos estes dois dissipadores à convecção natural o dissipador 11-P4ES-01 possui um desempenho melhor.

O coeficiente de troca de calor por convecção está intimamente ligado à velocidade média do ar que passa pelas aletas. Se possuímos grandes espaços entre as aletas esta velocidade será menor, produzindo valores menores para este coeficiente. Dissipadores com muitas aletas possuem conseqüentemente valores de coeficientes de troca de calor por convecção maiores, pois a vazão de ar do ventilador distribui-se nos espaços entre as aletas do dissipador.

Considerando-se uma mesma vazão para todos os dissipadores  $Q=0,0016 \text{ m}^3/\text{s}$  podemos determinar a velocidade média do ar em cada dissipador.

**Tabela 12 Velocidade média do ar nos dissipadores.**

Dissipador	$V_{ar}$ (m/s)
11-P4ES-01.	7,05638
Zalman CNPS7000A-CU.	0,268052
11-K751-07.	1,06667
Patente 5201866	1,62334
Patente 6671172B2.	0,46788
23410 e 23411	1,71587

Verificamos então através da tabela 12 que o dissipador 11-P4ES-01 possui o valor da velocidade média do ar muito superior aos outros, isto se dá ao fato de que a distância entre as aletas é menor do que comparado com outros modelos, deveríamos ter um valor parecido para o dissipador patente 5201866, mas a espessura da aleta deste dissipador é menor do que a do modelo 11-P4ES-01, então a velocidade média é reduzida pois a área de escoamento é maior.

**Tabela 13 Quadro comparativo das temperaturas máximas e médias nos dissipadores.**

Dissipador	h=10	h=100	h=1000	h=10.000	$A_s$ (m <sup>2</sup> )
	$T_{max} / T_{média}$ (K) (W/m <sup>2</sup> K)	(W/m <sup>2</sup> K)	(W/m <sup>2</sup> K)	(W/m <sup>2</sup> K)	
Dissipador 11-P4ES-01.	378/ 352,85	321,9/ 299,274	311,6/ 294,082	304,6 / 293,23	0,18592
Dissipador Zalman CNPS7000A-CU.	360,3/ 338,321	317,7/ 297,902	310/ 293,703	306,8/ 293,173	0,2270
Dissipador 11-K751-07.	515,3/ 495,752	333,1/ 314,279	312,2/ 295,799	305,8/ 293,628	0,05522
Dissipador Patente 5201866.	469,8/ 439,558	337,4/ 310,286	314,7/ 295,828	305/ 293,59	0,07369
Dissipador Patente 6671172B2.	513,7/ 484,424	344,1/ 316,716	318,4/ 297,727	305,6/ 293,831	0,058
Dissipador 23410.	1118/ 1083,86	397,9/ 373,007	321,5/ 301,668	307,6/ 294,2	0,01419
Dissipador 23411.	1513/ 1495,09	432,2/ 414,236	322,5/ 305,994	307,6/ 294,8	0,00973

As figuras 86 e 87 exibem um comparativo das temperaturas máximas dos dissipadores. A análise dos gráficos indica que para compararmos os dissipadores não é necessário determinar com precisão o coeficiente de troca térmica por convecção por quê a partir de  $h=100 \text{ W/m}^2\text{K}$  a variação de temperaturas não é significativa. Isto valida o uso do método os elementos finitos para o estudo comparativo dos dissipadores.

Através do estudo das figuras 108 e 109 podemos verificar que os dissipadores Zalman e 11-P4ES01 possuem uma variação de temperatura menor comparado com o restante dos outros dissipadores, isto se dá em virtude da área de superfície destes dissipadores ser maior do que a dos demais. Do ponto de vista econômico dissipadores que possuem as características dos dissipadores Zalman e 11-P4ES01 podem ser utilizados em equipamentos que exigem grande retirada de calor ou, equipamentos que devem consumir pouca energia.

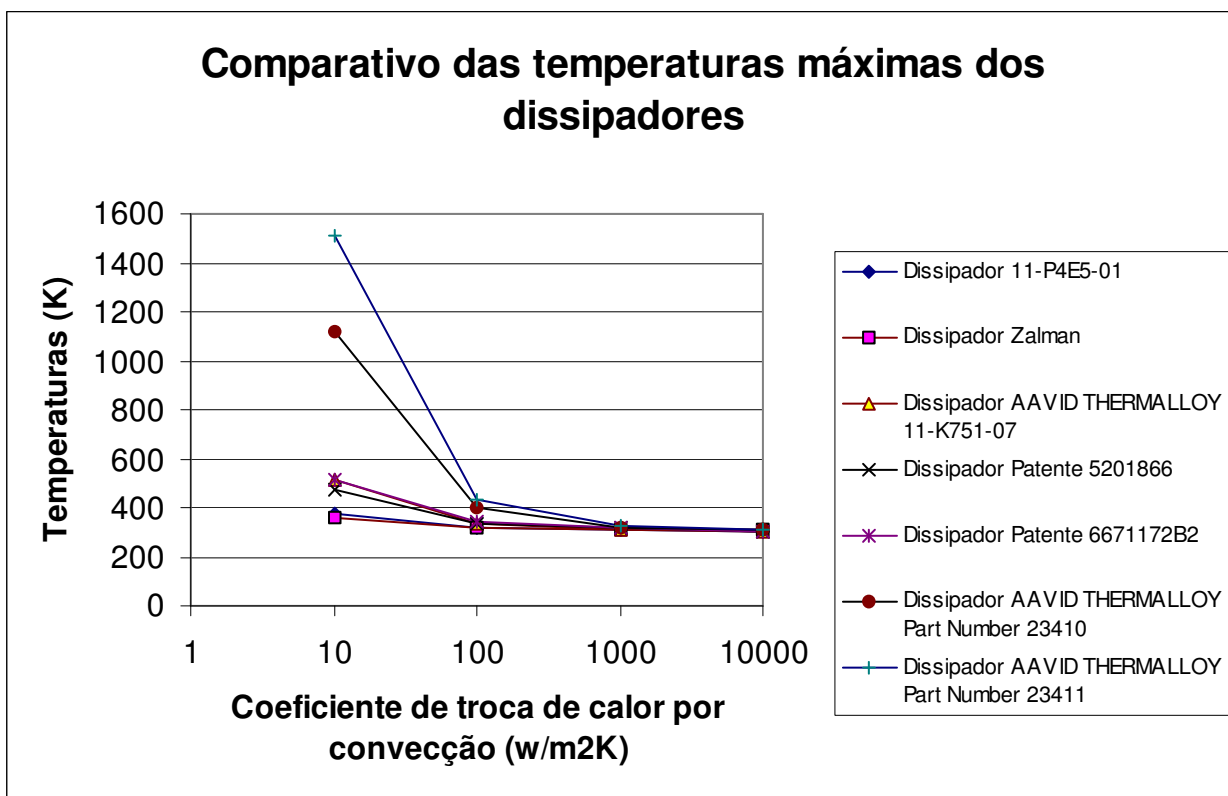


Figura86 Comparativo das temperaturas máximas em cada dissipador.

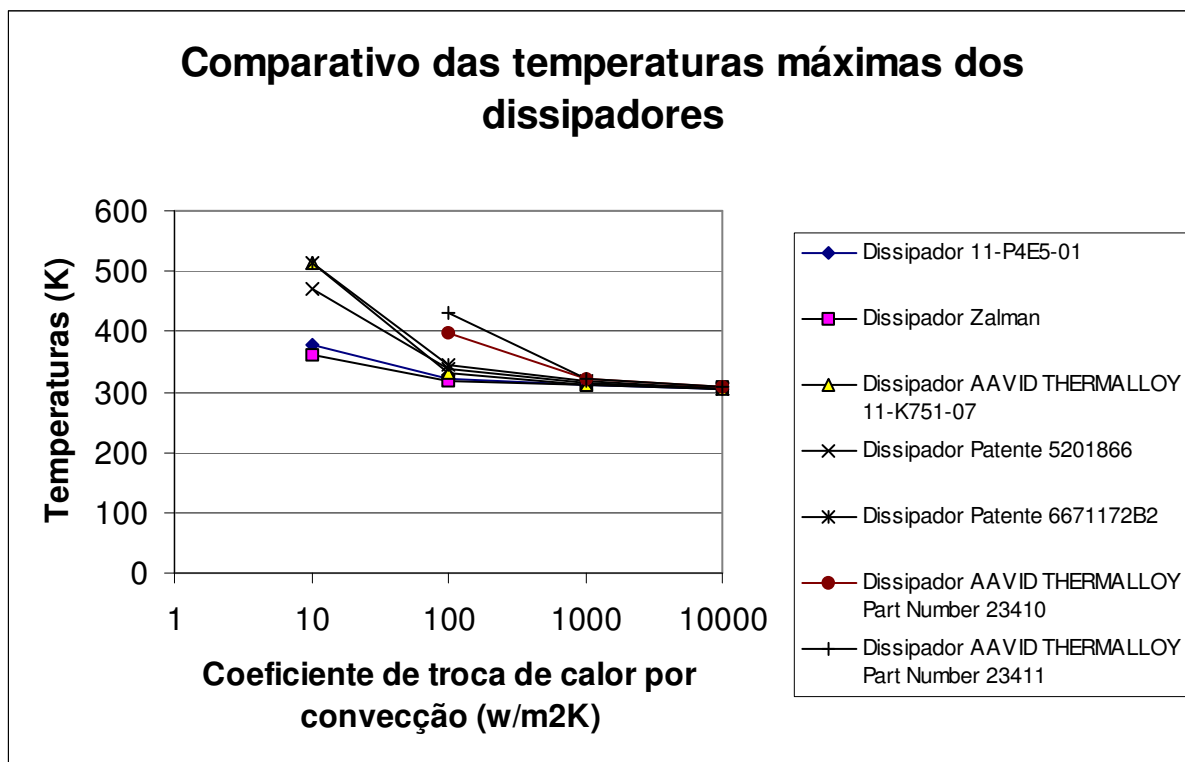


Figura 87 Comparativo das temperaturas máximas em cada dissipador desconsiderando-se a convecção natural.

Os dissipadores 11K75107, Patente 5201866, patente 6671172B2, 23410 e 23411 são mais adequados para situações em que não é necessário dissipar uma quantidade de energia igual ou superior à dos dissipadores Zalman e 11-P4ES01, mas estes dissipadores possuem um custo menor do que os dissipadores Zalman e 11-P4ES01, desta forma, em equipamentos onde o gasto de energia não é importante estes dissipadores podem ser utilizados, vale ressaltar que o desempenho destes dissipadores pode se assemelhar ao dos dissipadores Zalman e 11-P4ES01 utilizando-se ventiladores mais potentes para isto.

### **3 Conclusão**

Podemos concluir que a eficiência dos dissipadores está basicamente ligada à geometria, que define propriedades como a Área de superfície, velocidade do ar entre as aletas e a distribuição do fluxo de calor no dissipador.

#### **3.1 Geometria**

A geometria do dissipador é um fator que define uma série de propriedades como:

- Área de superfície.
- Velocidade do ar que passa pelas aletas.
- Distribuição do fluxo de calor no dissipador.

##### **3.1.1 Área de superfície**

Observando os resultados obtidos, podemos verificar que dissipadores com uma área de superfície grande são mais eficazes. Para obter-se uma grande área de superfície não é necessário aumentar demasiadamente as dimensões do dissipador, basta aumentar o número de aletas do dissipador através da diminuição da espessura destas aletas. Isto pode ser feito arranjando as aletas da forma como está no dissipador Zalman, ou utilizando aletas na forma de pinos. Desta forma pode-se aumentar a área de superfície pois o número de faces em contato com o ar é maior do que se utilizarmos aletas contínuas. Os dissipadores 23410 e 23411 possuem aletas em forma de pinos.

##### **3.1.2 Velocidade do ar que passa pelas aletas.**

Do ponto de vista da velocidade do ar que passa pelas aletas, é possível verificar que, quanto menor o espaço entre as aletas maior a velocidade do ar, pois a vazão que

está sendo insuflada sobre o dissipador distribui-se pelos espaços entre as aletas. Se considerarmos que a perda de carga é desprezível teremos valores de velocidades maiores para espaços menores entre as aletas. No entanto, não se pode desconsiderar a perda de carga neste caso, portanto um limite para o espaçamento das aletas deve ser considerado.

A direção do fluxo de ar também é importante. Em todos os casos apresentados neste estudo, o ventilador está sempre atuando do topo do dissipador para a base. Desta forma, pode voltar ou circular entre as aletas do dissipador. Isto pode provocar uma queda no coeficiente de troca térmica por convecção.

### **3.1.3 Distribuição do fluxo de calor no dissipador.**

A distribuição do fluxo de calor no dissipador nos dá informações importantes sobre sua eficácia. Foi verificado neste estudo que dissipadores que não possuem aletas passando sobre a base não são eficazes, pois nestes casos o fluxo de calor não possui valores elevados na base e sim distante desta, próximo das aletas. Isto quer dizer que na base teremos temperaturas elevadas, o que é insatisfatório para um dissipador, pois nesta região é que temos o contato com o processador, e é neste local em que a maior quantidade possível de calor deve ser retirada.

Em resumo, do ponto de vista da geometria do dissipador, um dissipador eficaz é aquele em que a área de superfície é a maior possível, o espaçamento entre as aletas deve ser tal que garanta a máxima velocidade do ar com o mínimo de perda de carga e as aletas devem passar sobre a base no ponto onde aplica-se a carga térmica.

## **3.2 Aplicação.**

Com base nos conceitos apresentados, é possível indicar os diversos tipos de dissipadores para as duas principais aplicações, Estações como PC'S e Notebooks.

No caso de estações de trabalho, o peso do dissipador ou do ventilador e a energia consumida não são fatores preponderantes. É possível indicar um dissipador menos



eficiente para baixas vazões, porém bem menos custoso. Neste caso, com uma vazão suficientemente alta, a temperatura neste dissipador será a mesma daquele mais eficiente com vazão menor de ar.

Como o consumo de energia neste caso não é preponderante podemos utilizar ventiladores mais potentes e reduzir o custo do conjunto dissipador mais ventilador.

Em Notebooks, o consumo de energia é importante. Nestes microcomputadores, para aumentar a duração da bateria podemos utilizar dissipadores com grande área de superfície e geometria elaborada. Desta forma, ventiladores menos potentes podem ser instalados nestes equipamentos para dissipar a mesma quantidade de energia de um PC.

Em resumo, os dissipadores eficazes para PC'S são mais simples e de custo menor conjugados com ventiladores potentes, e dissipadores eficazes para notebooks são aqueles com geometria elaborada e custo maior conjugados com ventiladores de menor potência.

#### 4 Referências bibliográficas.

AAVID THERMALLOY. **478 Pin Pentium® 4 Northwood Platform Heat Sink (Up to 2.4 GHz)**. Disponível em <http://www.aavidthermalloy.com/products/microp/11-p4e5-01.shtml>; Acesso em 04.09.2004

AAVID THERMALLOY. **Part Number 11-K751-07 AMD ATHLON** . Disponível em <http://www.aavidthermalloy.com/products/microp/11-k751-07.shtml>; Acesso em 04.09.2004

AAVID THERMALLOY. **Part Number 23410 Intel Pentium 4**. Disponível em <http://www.aavidthermalloy.com/products/microp/23410.pdf>. Acesso em 04.09.2004.

AAVID THERMALLOY. **Part Number 23411 Intel Pentium 4**. Disponível em <http://www.aavidthermalloy.com/products/microp/23410.pdf>. Acesso em 04.09.2004.

**AMD Athlon XP Processor Model 10 with 256K L2 Cache Data Sheet**, Abril, 2004.

ASIA VITAL COMPONENTS CO., LTD. **AVC Sunflower**. Disponível em <http://www.avc.com.tw/products/oem/list/z7u7041.htm>. Acesso em 05.10.2004.

Biswas, R. *et al.* **Evaluation of Airflow Prediction Methods in Compact Electronic Enclosures**, US, San Jose CA, 9 Março 1999.

Cardella; Mark A. **Cooling system and method of cooling electronic devices**. US, n.

PI 5918469, 11 Jan. 1996.

Carter; *et al.* Eletronic assemblies with high capacity curved fin heat sinks. US, n. PI 6671172, 10 Set. 2001.

Chainyk, Mike, **MSC.Nastran Thermal Analysis User's Guide**, Versão 68, The MacNeal-Schwendler Corporation, 1994.

Holman, J. P., **Heat Transfer**. McGraw-Hill Book Company, 1986

Incropera, F.P.; Witt P.D.W. **Fundamentals of heat and mass transfer**. Canadá. School of Mechanical Engineering, Purdue University. 1990.

**Intel® Pentium® 4 Processor with 512-KB L2 Cache on 0.13 Micron Process and Intel® Pentium® 4 Processor Extreme Edition Supporting Hyper-Threading Technology<sup>1</sup> Datasheet**. Fevereiro, 2004.

Jorge M. **O melhor CPU Cooler para Pentium IV**. Revista PC & CIA São Paulo, n. 26, p. 43-47, setembro, 2003

Grujicic M., Zhao C. L., Dusel E.C. The effect of thermal contact resistance on heat management in the eletronic packaging. **Applied Surface Science**, USA, Novembro, 2004.

Mok; Lawrence S. **Structure for dissipation of heat having slidably engaged fins for**

**conformal disposition against a heat-generating surface.** US, n. PI 5201866, 13 Abr. 1993.

Pomílio, J. A. **Eletrônica de Potência.** Campinas DSCE-FEEC-UNICAMP. 2001 p. 11-1 – 11-16.

Lewis R.W. *et al.* **The Finite Element Method in Heat Transfer Analysis.** Canadá. John Wiley & Sons. 1996

Roknaldim, F.; Sazan R. A.; Sun X. H. **A simplified CFD Model for the radial Blower.** US, Santa Clara CA, 30 Maio 2001.

Lin S.C., Chuang F.S., Chou C. A.. Experimental Study of the heat sink assembly with oblique straight fins. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Taiwan, Agosto 2004.

Thurlow, E.; Prather E.; Masingh V. **Fan Swirl Effects on Cooling Heat Sinks and Electronic Packages.** US, Santa Clara CA, 21 Março 2000.

Xialong Y.; *et al.* Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, China, v 25 p. 173 –182, Agosto 2004.

**Zalman CNPS 7000A – CU.** Disponível em <http://www.xoxide.com/zacncpuco1.html>. Acesso em 04.09.2004.

Zienkiewicz, O.C. Taylor R. L. **The Finite element Method Volume 1 Basic Formulation and Linear Problems.** McGraw-Hill Book Company, 1989.

## 5 Anexos

### 5.1 Anexo A.

#### 5.1.1 Memória de cálculos

##### 5.1.1.1 Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em regime laminar:

Abaixo está descrito um exemplo de cálculo para determinar o coeficiente de troca de calor por convecção natural. Neste caso os dados utilizados são do dissipador 11-P4ES-01<sup>(14)</sup>.

Dados:

Vazão de ar do ventilador:  $Q=0,00802 \text{ m}^3/\text{s}$

Perímetro molhado:  $P_m = 0,022 \text{ m}$

Área de escoamento da aleta:  $A_{\text{esca}}=0,00001 \text{ m}^2$ .

Diâmetro hidráulico:  $D_h = \frac{4 \cdot A_{\text{esc}}}{P} = \frac{4 \cdot 0,00001}{0,022} = 0,00182 \text{ m}$

Área de escoamento total:  $A_{\text{esct}}=0,00227 \text{ m}^2$

Relação entre a área de escoamento total e a área de escoamento da aleta:

$R_a= 0,00439$

Vazão na aleta =  $Q_a = Q \cdot R = 3,52819 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$

Velocidade do ar na aleta =  $V_{ar} = \frac{Q_a}{A_{\text{esca}}} = 3,52819 \text{ m} / \text{s}$

A temperatura ambiente para o primeiro cálculo é  $T_{\text{amb}}= 293 \text{ K}$ .

Densidade do ar considerada  $\rho_{ar} = 1,36204 \text{ Kg}/\text{m}^3$ .

Viscosidade do ar considerada  $\mu_{ar} = 1,631 \cdot 10^{-5} \text{ Kg}/\text{ms}$ .

Número de Reynolds:  $Re = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} = 535,70361 \leq 2300 \text{ Laminar}$ .

Número de Prant:  $Pr= 0,71818$

Comprimento da aleta:  $L=0,01 \text{ m}$

Condutividade térmica do ar considerada  $K_{ar} = 0,02574 \text{ W/mK}$ .

$$\text{Nusselt: } Nu = 1,86 \cdot \left( \frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_h} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_{ars}} \right)^{0,14} = 7,66272$$

$$\text{Coeficiente de troca de calor por convecção: } h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{D_h} = 108,48118 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Para a segunda iteração temos  $\mu_{ar} \neq \mu_{ars}$ .

Temperatura do filme  $T_f = 296,137 \text{ K}$ .

Temperatura máxima no dissipador  $T_{max} = 299,274 \text{ K}$ .

Densidade do ar considerando a temperatura média  $\rho_{ar} = 1,37668 \text{ Kg/m}^3$ .

Viscosidade do ar considerando a temperatura média  $\mu_{ar} = 1,61532 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/ms}$ .

Viscosidade do ar considerando a temperatura máxima  $\mu_{ars} = 1,84237 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/ms}$

$$\text{Número de Reynolds: } Re = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} = 546,71823 \leq 2300 \text{ Laminar.}$$

Número de Prant:  $Pr = 0,71899$

Condutividade térmica do ar considerada  $K_{ar} = 0,025991 \text{ W/mK}$ .

$$\text{Nusselt: } Nu = 1,86 \cdot \left( \frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_h} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_{ars}} \right)^{0,14} = 7,57699$$

$$\text{Coeficiente de troca de calor por convecção: } h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{D_h} = 108,31329 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

### 5.1.1.2 Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em regime turbulento:

Para o exemplo abaixo tomamos o dissipador Patente 5201866.

Dados:

Vazão de ar do ventilador:  $Q = 0,016046 \text{ m}^3/\text{s}$

Perímetro molhado:  $P_m = 0,11235 \text{ m}$

Área de escoamento da aleta:  $A_{esca} = 9,856 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$ .

Diâmetro hidráulico:  $D_h = \frac{4 \cdot A_{esc}}{P} = 0,00351m$

Área de escoamento total:  $A_{esct}=0,00099 m^2$

Relação entre a área de escoamento total e a área de escoamento da aleta:

$R_a = 0,1$

Vazão na aleta =  $Q_a = Q \cdot R = 0,0016m^3 / s$

Velocidade do ar na aleta =  $V_{ar} = \frac{Q_a}{A_{esca}} = 16,28066m / s$

Temperatura do filme  $T_f = 306,802 K$ .

Temperatura máxima no dissipador  $T_{max} = 320,604 K$ .

Densidade do ar considerada  $\rho_{ar} = 1,01764 Kg/m^3$ .

Viscosidade do ar considerada a temperatura máxima  $\mu_{ar s} = 1,93972 \cdot 10^{-5} Kg/ms$ .

Viscosidade do ar considerada a temperatura média  $\mu_{ar} = 2,04989 \cdot 10^{-5} Kg/ms$

Número de Reynolds:  $Re = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_h}{\mu_{ar}} = 2836,04441 > 2300$  Turbulento.

Número de Prant:  $Pr = 0,70095$

Comprimento da aleta:  $L = 0,05 m$

Condutividade térmica do ar considerada  $K_{ar} = 0,0268 W/mK$ .

Nusselt:  $Nu = 0,027 Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ar}}{\mu_{ars}} \right)^{0,14} = 13,98000$

Coeficiente de troca de calor por convecção:  $h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{D_h} = 106,78652 W/m^2K$ .

### 5.1.1.3 Cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção em convecção natural:

Para este exemplo tomamos o dissipador 11-P4ES-01.

Dados:

Aceleração da gravidade:  $g = 9,81 m/s^2$ .



Temperatura média no dissipador  $T_{\text{média}} = 297,747 \text{ K}$ .

Coefficiente de expansão:  $\beta = \frac{1}{T_{\text{média}}} = 0,00336 \text{ 1/K}$

Temperatura máxima no dissipador  $T_{\text{max}} = 302,494 \text{ K}$ .

Temperatura infinita:  $T_{\infty} = 293 \text{ K}$ .

Comprimento da aleta:  $L = 0,01 \text{ m}$

Viscosidade cinemática do ar à temperatura média  $\nu_{\text{ar}} = 1,60905 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/ms}$ .

Fator  $\alpha = 2,27974 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Número de Rayleigh:  $Ra_l = \frac{g \cdot \beta (T_{\text{média}} - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} = 426,36898$

Número de Prant:  $Pr = 0,70668$

$S = 0,00138 \text{ m}$  (distância entre as aletas).

Nusselt:  $Nu = \frac{1}{24} \cdot Ra_l \left( \frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{35}{Ra_l \cdot (S/L)} \right] \right\}^{3/4} = 1,34284$

Condutividade térmica do ar à temperatura média  $K_{\text{ar}} = 0,026467 \text{ W/mK}$ .

Coefficiente de troca de calor por convecção:  $h = \frac{Nu \cdot k_{\text{ar}}}{L} = 3,55407 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

## 5.2 Anexo B.

### 5.2.1 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador 11-P4ES-01.

Q=0,00802 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	108,48118
296,137	299,274	1,37668	1,61532.10 <sup>-5</sup>	1,84237.10 <sup>-5</sup>	0,02599	108,31329
296,142	299,283	1,37669	1,61529.10 <sup>-5</sup>	1,84242.10 <sup>-5</sup>	0,02599	108,31533
Q=0,01605 m <sup>3</sup> /s						
296,142	299,283	1,37669	1,61529.10 <sup>-5</sup>	1,84242.10 <sup>-5</sup>	0,02599	136,4656
295,597	298,134	1,37401	1,61817.10 <sup>-5</sup>	1,83667.10 <sup>-5</sup>	0,02595	136,13917
Q=0,00401 m <sup>3</sup> /s						
295,597	298,134	1,37401	1,61817.10 <sup>-5</sup>	1,83667.10 <sup>-5</sup>	0,02595	85,97192
296,8595	300,719	1,38005	1,6117.10 <sup>-5</sup>	1,8494.10 <sup>-5</sup>	0,02605	86,23066
Q=0,002 m <sup>3</sup> /s						
296,8595	300,719	1,38005	1,6117.10 <sup>-5</sup>	1,8494.10 <sup>-5</sup>	0,02605	68,44289
297,747	302,494	1,38419	1,60727.10 <sup>-5</sup>	1,8578.10 <sup>-5</sup>	0,02612	68,69850
Convecção Natural						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ν <sub>ar</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)		
297,747	302,494	1,60905.10 <sup>-5</sup>	0,026467	3,55407		
376,3095	459,619	2,38088.10 <sup>-5</sup>	0,0318	8,05136		
330,05	367,1	1,8913.10 <sup>-5</sup>	0,02778	6,62388		
337,929	382,858	1,97057.10 <sup>-5</sup>	0,02719	6,64904		

### 5.2.2 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Zalman modelo CNPS7000A-CU .

Q=0,02271 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	48,65028
297,8375	302,675	1,38461	1,6068.10 <sup>-5</sup>	1,85295.10 <sup>-5</sup>	0,02649	51,42971
297,587	302,174	1,38344	1,6081.10 <sup>-5</sup>	1,85052.10 <sup>-5</sup>	0,02611	51,37594
Q=0,04541 m <sup>3</sup> /s						
297,587	324,264	1,38344	1,60807.10 <sup>-5</sup>	1,85052.10 <sup>-5</sup>	0,02611	81,79499
285,956	298,912	1,32917	1,66622.10 <sup>-5</sup>	1,84056.10 <sup>-5</sup>	0,02518	74,57573
286,2495	299,499	1,33054	1,66475.10 <sup>-5</sup>	1,84350.10 <sup>-5</sup>	0,02520	74,73624
Q=0,01135 m <sup>3</sup> /s						
297,587	324,264	1,38344	1,60807.10 <sup>-5</sup>	1,85052.10 <sup>-5</sup>	0,02611	40,77805
298,731	304,462	1,38878	1,60235.10 <sup>-5</sup>	1,86160.10 <sup>-5</sup>	0,02620	40,97320
Q=0,00568 m <sup>3</sup> /s						
298,731	304,462	1,38878	1,60235.10 <sup>-5</sup>	1,86160.10 <sup>-5</sup>	0,02620	32,52120
300,1315	307,263	0,99544	1,87515.10 <sup>-5</sup>	2,08138.10 <sup>-5</sup>	0,02631	27,50418
301,3915	309,783	0,99963	1,88735.10 <sup>-5</sup>	2,07543.10 <sup>-5</sup>	0,02640	27,63287
Q=0,00284 m <sup>3</sup> /s						
301,3915	309,783	0,99963	1,88735.10 <sup>-5</sup>	2,07543.10 <sup>-5</sup>	0,02640	21,93273
303,4645	313,929	1,00653	1,90742.10 <sup>-5</sup>	2,06565.10 <sup>-5</sup>	0,02656	22,10130
Convecção Natural						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ν <sub>ar</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)		
303,4645	313,929	1,62385.10 <sup>-5</sup>	0,02974	2,75566		
374,539	456,078	2,36144.10 <sup>-5</sup>	0,03194	3,89325		
350,793	408,586	2,10071.10 <sup>-5</sup>	0,03374	4,07498		

**5.2.3 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AVID Thermalloy Part Number 11-K751-07.**

Q=0,00802 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	80,09983
306,155	319,31	1,01548	1,93346.10 <sup>-5</sup>	2,05295.10 <sup>-5</sup>	0,02676	73,49551
307,29	321,58	1,01926	1,94445.10 <sup>-5</sup>	2,04759.10 <sup>-5</sup>	0,02684	73,80182
Q=0,01605 m <sup>3</sup> /s						
307,29	321,58	1,01926	1,94445.10 <sup>-5</sup>	2,04759.10 <sup>-5</sup>	0,02684	92,98232
304,404	315,808	1,00966	1,91651.10 <sup>-5</sup>	2,06121.10 <sup>-5</sup>	0,02663	92,00262
Q=0,04012 m <sup>3</sup> /s						
307,29	321,58	1,01926	1,94445.10 <sup>-5</sup>	2,04759.10 <sup>-5</sup>	0,02684	58,57790
310,7915	328,583	1,03091	1,97834.10 <sup>-5</sup>	2,03106.10 <sup>-5</sup>	0,02710	59,33115
Q=0,002 m <sup>3</sup> /s						
310,7915	328,583	1,03091	1,97834.10 <sup>-5</sup>	2,03106.10 <sup>-5</sup>	0,02710	47,09225
314,995	336,99	1,04490	2,01122.10 <sup>-5</sup>	2,01903.10 <sup>-5</sup>	0,02741	47,81508
Convecção Natural						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ν <sub>ar</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)		
314,995	336,99	1,73985.10 <sup>-5</sup>	0,02889	5,0129		
494,5995	696,199	3,80987.10 <sup>-5</sup>	0,03766	6,81952		
441,361	589,722	3,12842.10 <sup>-5</sup>	0,04129	7,87051		
421,6	550,269	2,87592.10 <sup>-5</sup>	0,04263	8,27692		

### 5.2.4 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Patente 5201866.

Q=0,00802 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	64,07485
305,7635	318,527	1,01418	1,92967.10 <sup>-5</sup>	2,05480.10 <sup>-5</sup>	0,02673	58,70737
306,802	320,604	1,01764	1,93972.10 <sup>-5</sup>	2,04989.10 <sup>-5</sup>	0,02680	58,93138
Q=0,01605 m <sup>3</sup> /s						
306,802	320,604	1,01764	1,93972.10 <sup>-5</sup>	2,04989.10 <sup>-5</sup>	0,02680	106,78652
301,17	309,34	0,99889	1,88521.10 <sup>-5</sup>	2,07648.10 <sup>-5</sup>	0,02639	103,06923
301,4215	309,843	0,99973	1,88764.10 <sup>-5</sup>	2,07529.10 <sup>-5</sup>	0,02641	103,23309
Q=0,00401 m <sup>3</sup> /s						
306,802	320,604	1,01764	1,93972.10 <sup>-5</sup>	2,04989.10 <sup>-5</sup>	0,02680	46,77495
309,952	326,904	1,02812	1,97022.10 <sup>-5</sup>	2,03503.10 <sup>-5</sup>	0,02704	47,31635
Q=0,002 m <sup>3</sup> /s						
309,952	326,904	1,02812	1,97022.10 <sup>-5</sup>	2,03503.10 <sup>-5</sup>	0,02704	37,55588
313,7235	334,447	1,04067	2,00672.10 <sup>-5</sup>	2,01723.10 <sup>-5</sup>	0,02732	38,07367
Convecção Natural						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ν <sub>ar</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)		
313,7235	334,447	1,72706.10 <sup>-5</sup>	0,02898	3,14189		
522,233	751,466	4,18048.10 <sup>-5</sup>	0,04247	4,7178		
446,283	599,566	3,19142.10 <sup>-5</sup>	0,04095	4,90331		

**5.2.5 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador Patente 6671172b2.**

Q=0,02271 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	76,03863
307,8545	322,709	1,02114	1,95319.10 <sup>-5</sup>	2,04493.10 <sup>-5</sup>	0,02688	70,18830
308,8905	324,781	1,02459	1,96297.10 <sup>-5</sup>	2,04004.10 <sup>-5</sup>	0,02696	70,45579
Q=0,04541 m <sup>3</sup> /s						
308,8905	324,781	1,02459	1,96297.10 <sup>-5</sup>	2,04004.10 <sup>-5</sup>	0,02696	88,31317
306,12	319,24	1,01537	1,93312.10 <sup>-5</sup>	2,05311.10 <sup>-5</sup>	0,02675	86,81391
306,306	319,612	1,01599	1,93492.10 <sup>-5</sup>	2,05224.10 <sup>-5</sup>	0,02677	86,91521
Q=0,01135 m <sup>3</sup> /s						
308,8905	324,781	1,02459	1,96297.10 <sup>-5</sup>	2,04004.10 <sup>-5</sup>	0,02696	55,93417
312,309	331,618	1,03596	1,99303.10 <sup>-5</sup>	2,02390.10 <sup>-5</sup>	0,02721	56,63428
Q=0,00568 m <sup>3</sup> /s						
312,309	331,618	1,03596	1,99303.10 <sup>-5</sup>	2,02390.10 <sup>-5</sup>	0,02721	44,95170
316,4035	339,807	1,04959	2,03267.10 <sup>-5</sup>	2,00458.10 <sup>-5</sup>	0,02751	45,62188
Q=0,00284 m <sup>3</sup> /s						
316,4035	339,807	1,04959	2,03267.10 <sup>-5</sup>	2,00458.10 <sup>-5</sup>	0,02751	36,21095
321,422	349,844	1,06629	2,08124.10 <sup>-5</sup>	1,98089.10 <sup>-5</sup>	0,02789	36,86841
Convecção Natural						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ν <sub>ar</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)		
321,422	349,844	1,80451.10 <sup>-5</sup>	0,02841	4,88856		
485,751	678,502	3,69661.10 <sup>-5</sup>	0,03827	6,65421		
435,382	577,764	3,05189.10 <sup>-5</sup>	0,04169	7,62358		

**5.2.6 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AVID THERMALLOY Part Number 23410.**

Q=0,00233 m <sup>3</sup> /s						
T <sub>f</sub> (K)	T <sub>max</sub> (K)	ρ <sub>ar</sub> (Kg/m <sup>3</sup> )	μ <sub>ar</sub> (Kg/ms)	μ <sub>ar s</sub> (Kg/ms)	K <sub>ar</sub> (W/mK)	h (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	1,631.10 <sup>-5</sup>		0,02574	40,24852
391,6435	490,287	0,97429	2,11860.10 <sup>-5</sup>	2,66331.10 <sup>-5</sup>	0,03316	42,85608
385,673	478,346	0,95950	2,14475.10 <sup>-5</sup>	2,61698.10 <sup>-5</sup>	0,03271	42,03431
Q=0,00465 m <sup>3</sup> /s						
385,673	478,346	0,95950	2,14475.10 <sup>-5</sup>	2,61698.10 <sup>-5</sup>	0,03271	52,95869
368,0925	443,185	0,91593	2,22175.10 <sup>-5</sup>	2,47892.10 <sup>-5</sup>	0,03138	49,96913
372,5545	452,109	0,92699	2,20221.10 <sup>-5</sup>	2,51518.10 <sup>-5</sup>	0,03171	50,71687
Q=0,00931 m <sup>3</sup> /s						
372,5545	452,109	0,92699	2,20221.10 <sup>-5</sup>	2,51518.10 <sup>-5</sup>	0,03171	61,12821
358,125	423,25	0,89123	2,26541.10 <sup>-5</sup>	2,39679.10 <sup>-5</sup>	0,03062	56,43009
363,5045	434,009	0,90456	2,24185.10 <sup>-5</sup>	2,44112.10 <sup>-5</sup>	0,03103	58,14833
361,4365	429,873	0,89944	2,25091.10 <sup>-5</sup>	2,42408.10 <sup>-5</sup>	0,03087	57,48328
Q=0,01861 m <sup>3</sup> /s						
361,4365	429,873	0,89944	2,25091.10 <sup>-5</sup>	2,42408.10 <sup>-5</sup>	0,03087	100,08421
332,97	372,94	1,10472	1,92638.10 <sup>-5</sup>	2,18248.10 <sup>-5</sup>	0,02874	124,25445
325,289	357,578	1,07916	1,96264.10 <sup>-5</sup>	2,11519.10 <sup>-5</sup>	0,02817	118,53367
326,824	360,648	1,08427	1,95539.10 <sup>-5</sup>	2,12864.10 <sup>-5</sup>	0,02828	119,66002
Q=0,03723 m <sup>3</sup> /s						
326,824	360,648	1,08427	1,95539.10 <sup>-5</sup>	2,12864.10 <sup>-5</sup>	0,02828	208,34019
312,4435	331,887	1,03641	2,02327.10 <sup>-5</sup>	1,99651.10 <sup>-5</sup>	0,02722	190,60551
314,221	335,442	1,04233	2,01488.10 <sup>-5</sup>	2,01329.10 <sup>-5</sup>	0,02735	192,72579
313,9825	334,965	1,04153	2,01600.10 <sup>-5</sup>	2,01103.10 <sup>-5</sup>	0,02733	192,44025

Convecção Natural				
$T_f$ (K)	$T_{max}$ (K)	$\nu_{ar}$ (Kg/ms)	$K_{ar}$ (W/mK)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)
385,673	478,346	$2,48369 \cdot 10^{-5}$	0,03109	6,52426
898,81	1504,62	$1,02683 \cdot 10^{-4}$	0,05966	7,97278
788,84	1284,68	$8,30194E \cdot 10^{-5}$	0,05544	8,08501

**5.2.7 Dados para determinação do coeficiente de troca térmica por convecção do dissipador AAVID THERMALLOY Part Number 23411.**

Q=0,00233 m <sup>3</sup> /s						
$T_f$ (K)	$T_{max}$ (K)	$\rho_{ar}$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$\mu_{ar}$ (Kg/ms)	$\mu_{ar s}$ (Kg/ms)	$K_{ar}$ (W/mK)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)
293		1,36204	$1,631 \cdot 10^{-5}$		0,02574	49,47161
414,953	536,906	0,80304	$2,44539 \cdot 10^{-5}$	$2,83608 \cdot 10^{-5}$	0,03485	49,76570
Q=0,00465 m <sup>3</sup> /s						
414,953	536,906	0,80304	$2,44539 \cdot 10^{-5}$	$2,83608 \cdot 10^{-5}$	0,03485	62,70936
389,3295	485,659	0,96856	$2,12874 \cdot 10^{-5}$	$2,64264 \cdot 10^{-5}$	0,03299	65,88183
384,7185	476,437	0,95713	$2,14893 \cdot 10^{-5}$	$2,60575 \cdot 10^{-5}$	0,03264	64,90533
Q=0,00931 m <sup>3</sup> /s						
384,7185	476,437	0,95713	$2,14893 \cdot 10^{-5}$	$2,60575 \cdot 10^{-5}$	0,03264	65,34504
385,467	477,934	0,95899	$2,14565 \cdot 10^{-5}$	$2,61174 \cdot 10^{-5}$	0,03270	65,61009
Q=0,01861 m <sup>3</sup> /s						
385,467	477,934	0,95899	$2,14565 \cdot 10^{-5}$	$2,61174 \cdot 10^{-5}$	0,03270	114,23381
346,1345	399,269	1,14854	$1,86425 \cdot 10^{-5}$	$2,29780 \cdot 10^{-5}$	0,02971	134,56944
338,189	383,378	1,12209	$1,90175 \cdot 10^{-5}$	$2,22820 \cdot 10^{-5}$	0,02913	128,26481
340,383	387,766	1,12939	$1,89139 \cdot 10^{-5}$	$2,24742 \cdot 10^{-5}$	0,02929	129,98134
339,7645	386,529	1,12734	$1,89431 \cdot 10^{-5}$	$2,24200 \cdot 10^{-5}$	0,02924	129,49558
Q=0,03723 m <sup>3</sup> /s						



339,7645	386,529	1,12734	$1,89431 \cdot 10^{-5}$	$2,24200 \cdot 10^{-5}$	0,02924	225,46491
320,19	347,38	1,06219	$1,98670 \cdot 10^{-5}$	$2,06963 \cdot 10^{-5}$	0,02779	199,97987
323,614	354,228	1,07359	$1,97054 \cdot 10^{-5}$	$2,10052 \cdot 10^{-5}$	0,02805	204,25564
322,9575	352,915	1,07140	$1,97364 \cdot 10^{-5}$	$2,09477 \cdot 10^{-5}$	0,02800	203,42803
Convecção Natural						
$T_f$ (K)	$T_{max}$ (K)	$\nu_{ar}$ (Kg/ms)	$K_{ar}$ (W/mK)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)		
384,7185	476,437	$2,47321 \cdot 10^{-5}$	0,03116	8,87243		
970,355	1647,71	$1,16149 \cdot 10^{-4}$	0,06572	10,97708		
840,595	1388,19	$9,21316E \cdot 10^{-5}$	0,05773	10,76053		

Gelson Freitas Miori

Avaliação do Comportamento de Aletas para Chips de Computador  
Utilizando o Método dos Elementos Finitos

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)