



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

FABRICIO VIEIRA SILVA

ESTUDO NUMÉRICO DA CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA EM  
CAVIDADES TRIDIMENSIONAIS

Guaratinguetá 2012

FABRICIO VIEIRA SILVA

ESTUDO NUMÉRICO DA CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA EM  
CAVIDADES TRIDIMENSIONAIS

Dissertação apresentada à Faculdade de  
Engenharia de Guaratinguetá da  
Universidade Estadual Paulista, para a  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi

Guaratinguetá

2012

S586e Silva, Fabricio Vieira  
Estudo numérico da convecção natural e forçada em  
cavidades tridimensionais / Fabricio Vieira Silva . –  
Guaratinguetá : [s.n.], 2012  
74 f. : il.  
Bibliografia: f. 72

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012  
Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi

1. Calor – Convecção natural I. Título

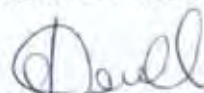
CDU 536.24

*FABRÍCIO VIEIRA SILVA*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

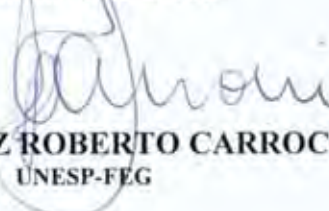


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri  
Coordenador

*BANCA EXAMINADORA:*



Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI  
Orientador / UNESP-FEG



Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI  
UNESP-FEG



Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO  
UNITAU

## DADOS CURRICULARES

FABRICIO VIEIRA SILVA

NASCIMENTO	30.11.1978 – MARILIA/SP
FILIAÇÃO	Décio Jonas da Silva Zulmira Vieira da Silva
2008	Graduação em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista
2012	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço em especial à minha esposa Ana Carolina e ao meu filho Filipe, que sempre estiveram ao meu lado me apoiando em todas as etapas e tiveram paciência em dividir seus tempos com meus estudos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi, por toda sua paciência, dedicação e pela oportunidade de me deixar absorver um pouco do seu conhecimento.

Aos meus pais Décio e Zulmira, que sempre incentivaram minha caminhada na direção do conhecimento e do desenvolvimento.

Às minhas irmãs, Cássia e Gláucia, que também sempre acreditaram e me incentivaram.

À todos os meus amigos pessoais e de trabalho, que de certa forma me incentivaram e colaboraram para meu crescimento.

À UNESP-FEG, de forma geral que me auxiliou na realização deste trabalho.

À Gerdau por me disponibilizar tempo para realizar as aulas.

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	16
1.1	<b>Motivação para o desenvolvimento do trabalho.....</b>	16
1.2	<b>Objetivos do trabalho .....</b>	16
1.3	<b>Revisão bibliográfica .....</b>	18
2	<b>CONFIGURAÇÕES ESTUDADAS .....</b>	22
2.1	<b>Modelo para convecção natural .....</b>	22
2.2	<b>Modelo para convecção forçada.....</b>	23
3	<b>FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DOS MODELOS.....</b>	27
3.1	<b>Equações governantes.....</b>	27
3.2	<b>Cavidade fechada com convecção natural.....</b>	28
3.2.1	<b>Região 1 (Ar).....</b>	29
3.2.2	<b>Região 2 (Invólucro).....</b>	30
3.2.3	<b>Região 3 (Processador).....</b>	30
3.2.4	<b>Região 4 (Dissipador aletado).....</b>	30
3.2.5	<b>Condições de contorno da região 2 (Invólucro).....</b>	30
3.2.6	<b>Condições de contorno da região 3 (Processador).....</b>	31
3.2.7	<b>Interface entre as região 1 (Ar) e a região 2 (Invólucro) e Interface entre a região 1 (Ar) e região 4 (Dissipador).....</b>	31
3.2.8	<b>Interface entre a região 3 (Dissipador) e a região 4 (Processador) e interface entre a região 2 (Invólucro) e região 3 (Processador).....</b>	31
3.3	<b>Formulações gerais para convecção forçada turbulenta e modelo de turbulencia k-ε.....</b>	32
3.3.1	<b>Modelo RANS.....</b>	32
3.3.2	<b>Modelo k-ε .....</b>	33
3.4	<b>Cavidade aberta com convecção forçada e natural.....</b>	36
3.4.1	<b>Região 1 (Ar) .....</b>	37
3.4.2	<b>Região 2 (Invólucro) .....</b>	37
3.4.3	<b>Região 3 (Processador) .....</b>	38
3.4.4	<b>Região 4 (Dissipador aletado) .....</b>	38
3.4.5	<b>Condições de contorno da região 1 (Ar) .....</b>	38
3.4.6	<b>Condições de contorno da região 2 (Invólucro) .....</b>	39
3.4.7	<b>Condições de contorno da região 3 (Processador) .....</b>	39
3.4.8	<b>Interface entre a região 1 (Ar) e a região 2 (Invólucro) e Interface entre a região 1 (Ar) e região 4 (Dissipador) .....</b>	39
3.4.9	<b>Interface entre a região 3 (Dissipador) e a região 4 (Processador) e interface entre as região 2 (Invólucro) e região 3 (Processador) .....</b>	39
4	<b>MODELAGEM NO APLICATIVO ANSYS CFX .....</b>	40
5	<b>RESULTADOS, COMPARAÇÕES E COMENTÁRIOS.....</b>	45
5.1	<b>Cavidades fechadas .....</b>	45
5.1.1	<b>Influência do número de Rayleigh .....</b>	46
5.1.2	<b>Influência da posição da cavidade .....</b>	51
5.1.3	<b>Influência do número de aletas .....</b>	53
5.2	<b>Cavidades abertas com ventilação forçada.....</b>	58
5.2.1	<b>Influência do número de Reynolds.....</b>	59
5.2.2	<b>Influência do número de aletas.....</b>	62
5.2.3	<b>Influência do sentido do fluxo de ar.....</b>	65

6	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....</b>	70
6.1	<b>Conclusões.....</b>	70
6.2	<b>Sugestões.....</b>	71
7	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	72



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Esquema da cavidade fechada com convecção natural.....	23
Figura 2	Esquema da cavidade aberta com ventilação forçada na abertura da parte superior.....	24
Figura 3	Dimensões do dissipador de calor com 81 pinos (9x9) de seção quadrada.	25
Figura 4	Dimensões da cavidade fechada.....	26
Figura 5	Esquema da cavidade fechada e seus componentes separados em regiões e as indicações de condições de contorno.....	28
Figura 6	Esquema da cavidade fechada e seus componentes separados em regiões e as indicações de condições de contorno.....	37
Figura 7	Esquema da cavidade aberta e seus componentes separados em regiões e as indicações de condições de contorno.....	42
Figura 8	Geração de malha. Malha gerada no módulo Mesh para o modelo de cavidade aberta com sucção na parte superior e aberturas nas laterais. Malha refinada na abertura superior. ....	43
Figura 9	Representação das condições de contorno (abertura, simetria e saída) módulo CFX-Pre.....	44
Figura 10	Perfis de temperatura para das cavidades horizontais fechadas com 9x9 pinos, com Ra variando conforme indicado pelas letras.....	47
Figura 11	Vetor velocidade para as cavidades horizontais fechadas com 9x9 aletas.	48
Figura 12	Perfis de temperatura das cavidades fechadas na vertical com 9x9 aletas. Valores de temperatura para as quatro faixas de número de Rayleigh.....	49
Figura 13	Vetores velocidades para as cavidades fechadas na vertical com 9x9 aletas.....	50
Figura 14	Comparação entre os dissipadores quanto a temperatura e seu número de aletas. Valor de temperatura máxima levando em consideração a média entre a cavidade vertical e horizontal.....	54
Figura 15	Perfil de temperatura das cavidades horizontais para $Ra=2,0E7$ .....	55
Figura 16	Perfil de temperatura das cavidades verticais para $Ra=2,0E7$ .....	55
Figura 17	Curvas de desempenho de dissipadores de calor aletados para convecção natural utilizadas em aplicações comerciais. Curvas adaptadas do fabricante de dissipadores de calor e sistemas térmicos para computação...	56
Figura 18	Curvas de desempenho para as cavidades fechadas nas posições horizontal e vertical estudadas.....	57
Figura 19	Gradientes de temperatura em função do número de Reynolds para a ventilação forçada soprando pela abertura superior.....	60
Figura 20	Gradientes de temperatura em função do número de Reynolds para a ventilação forçada soprando pela abertura superior.....	61
Figura 21	Vetores de velocidades bidimensional e tridimensional para cavidades abertas com ventilação forçada com $Re = 11000$ .....	62
Figura 22	Curvas de crescimento de temperatura em função da diminuição do número de aletas para dois valores de Re. Ventilação forçada soprando pela abertura superior.....	63
Figura 23	Curvas de crescimento de temperatura em função da diminuição do número de aletas para dois valores de Re. Ventilação forçada aspirando pela abertura superior.....	64
Figura 24	Curvas comparativas da temperatura em função do sentido do fluxo de ar para potência dissipada de 10,00 [W] e $Re=11000$ .....	66

Figura 25	Curvas comparativas da temperatura em função do sentido do fluxo de ar para potência dissipada de 10,00 [W] e $Re=2750$ .....	67
Figura 26	Perfis de velocidades para dissipadores de calor com 9x9 aletas, potência dissipada de 10,00 [W] e $Re=11000$ .....	68
Figura 27	Curvas de desempenho de dissipadores de calor aletados para convecção forçada utilizadas em aplicações comerciais. Curvas adaptadas do fabricante de dissipadores de calor e sistemas térmicos para computação Aavid Thermalloy LLC.....	68
Figura 28	Curvas de desempenho para os dissipadores de calor aletados sob convecção forçada com fluxo de ar soprando e potência dissipada de 10,00 [W].....	69

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Constante de ajuste e aproximação das equações $k$ e $\varepsilon$ . .....	36
Tabela 2	Situações estudadas para cavidade fechada. ....	46
Tabela 3	Temperaturas máximas calculadas para todas as cavidades na posição horizontal. ....	51
Tabela 4	Temperaturas máximas calculadas para todas as cavidades na posição vertical.....	51
Tabela 5	Temperatura calculada nas cavidades vertical e horizontal (dissipadores 12x12 pinos).....	52
Tabela 6	Temperatura calculada nas cavidades vertical e horizontal (dissipadores 9x9 pinos).....	52
Tabela 7	Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 6x6 pinos) .....	52
Tabela 8	Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 4x4 pinos).....	52
Tabela 9	Temperatura máxima média calculada nas cavidades por configurações de dissipadores.....	54
Tabela 10	Resistência térmica dos dissipadores.....	56
Tabela 11	Situações estudadas para cavidade aberta com ventilação forçada soprando e aspirando.....	58
Tabela 12	Temperaturas máximas obtidas das situações estudadas para cavidade aberta com ventilação forçada soprando e aspirando.....	59
Tabela 13	Temperaturas máximas das calculadas para as condições de $Re$ e número de aletas propostos com ventilação forçada soprando.....	63
Tabela 14	Temperaturas máximas das calculadas para as condições de $Re$ e número de aletas propostos com ventilação forçada aspirando.....	64
Tabela 15	Temperaturas máximas calculadas para as situações com sentidos aspirando e soprando por cima. Potência dissipada de 10,00 [W] e $Re=11000$ .....	65
Tabela 16	Temperaturas máximas calculadas para as situações com sentidos aspirando e soprando por cima. Potência dissipada de 10,00 [W] e $Re=2750$ .....	66
Tabela 17	Resistências térmicas dos dissipadores em relação a velocidade.....	69

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_{\varepsilon 1}$	constante de proporcionalidade para $k$	[1]
$C_{\varepsilon 2}$	constante de proporcionalidade para $\varepsilon$	[1]
$cd$	comprimento do dissipador	[mm]
$C_{ec}$	comprimento da base da cavidade	[mm]
$C_{ic}$	comprimento interna da cavidade	[mm]
$C_{\mu}$	constante de turbulência relativa a viscosidade	[1]
$ea$	espessura da aleta	[mm]
$ebd$	espessura da base do dissipador	[mm]
$E_{pc}$	espessura da parede da cavidade	[mm]
$g$	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$Gr$	número de grashof	[1]
$h$	entalpia	[J/kg.K]
$ha$	altura da aleta	[mm]
$hd$	altura do dissipador	[mm]
$H_{ec}$	altura externa da cavidade	[mm]
$H_{ic}$	altura interna da cavidade	[mm]
$k$	condutividade térmica	[W/mK]
$L$	comprimento	[m]
$la$	largura da aleta	[mm]
$ld$	largura do dissipador	[mm]
$L_{ec}$	largura externo da cavidade	[mm]
$L_{ic}$	largura externa da cavidade	[mm]
$n$	generalização das coordenadas $x$ , $y$ e $z$	[m]
$N_a$	número de aletas	[1]
$Nu$	número de nusselt	[1]
$p$	pressão	[Pa]
$p_a$	passo entre as aletas	[1]
$Pr$	número de prandtl	[1]
$q$	taxa de transferência de calor	[W]
$q''$	fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$R$	resistência térmica	[K/W]
$Ra$	número de rayleigh	[1]
$S$	soma de forças do corpo	[N]
$T$	temperatura	[K, °C]
$t$	tempo	[s]
$U$	velocidade	[m/s]
$u$	velocidade na direção $x$	[m/s]
$v$	velocidade na direção $y$	[m/s]
$w$	velocidade na direção $z$	[m/s]

## LETRAS GREGAS

$\alpha$	difusividade térmica	$[m^2/s]$
$\beta$	coeficiente de expansão volumétrica	$[1/K]$
$\Delta$	variação	$[1]$
$\gamma$	peso específico	$[N/m^3]$
$\mu$	viscosidade dinâmica	$[Pa.s]$
$\nu$	viscosidade cinemática do fluido	$[m^2/s]$
$\rho$	massa específica	$[kg/m^3]$
$\sigma_\varepsilon$	constante de prandtl de conexão da difusividade	$[1]$
$\sigma_k$	constante de prandtl de conexão da difusividade	$[1]$
$\tau$	tensor	$[1]$

## SUBSCRITOS

amb	ambiente
efet/eff	efetivo
f	fluido
p	pressão
s	superfície
máx	máximo

## SOBRESCRITOS

T	temperatura	$[K]$
---	-------------	-------

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CPU	Central Processing Unit
GPU	Graphics Processing Unit
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer-Aided Design
SAT	Standard ACIS Text

SILVA, F. V. Estudo numérico da convecção natural e forçada em cavidades tridimensionais. 2012. 74 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

## RESUMO

O presente trabalho estuda o comportamento de cavidades fechadas e abertas com convecção natural laminar e convecção forçada em regime laminar e turbulento, respectivamente, em regime permanente, para cavidades com razão de aspecto igual a 0,25 (relação entre largura e altura). O modelo simula um sistema térmico composto por um processador e um dissipador de calor aletado limitados por uma cavidade. Para a determinação das distribuições de velocidades e temperaturas são utilizadas as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e de energia com a aproximação de Boussinesq. O aplicativo Ansys CFX versão 12 Educacional foi usado para a modelagem e a solução dos problemas, sendo utilizado o modelo de turbulência k- $\epsilon$ . Foram feitas diversas simulações variando-se as condições de contorno, dentro de limites normalmente encontrados em situações reais. Os resultados são apresentados de forma gráfica e dimensional, relacionando temperatura e potência dissipada e temperatura e número Rayleigh. São apresentadas as comparações entre os desempenhos dos dissipadores quanto à posição da cavidade na vertical e horizontal sendo ainda analisada a influência do número de aletas. Para as cavidades abertas com ventilação forçada com fluxo frontal aspirando e soprando, foram simuladas e comparadas duas condições de velocidade do ar para fluxos laminar-turbulento e turbulento.

**PALAVRAS CHAVES:** Convecção natural, Convecção forçada, Dissipador de calor, Cavidade 3D.

SILVA, F. V. Numerical study of natural and forced convection in tridimensional enclosures. 2012. 74 f. Dissertação (Master of Science in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

## ABSTRACT

The objective of this work is to study the natural convection coupled with forced convection inside an enclosure in both laminar and turbulent flow regimes. It was considered an enclosure with aspect ratio of 0,25 (relation between height and width) in which a processor and its finned heat sink is assembled. In order to calculate the velocity temperature and pressure, the mass, energy and momentum conservation equations are solved with the Boussinesq approximation. The turbulent flows are treated using a  $k-\varepsilon$  model and the ANSYS-CFX Educational version 12.0 was used to do the calculations. Some situations were simulated with the proper choice of the boundary conditions taking into account the limits found in real applications. The results are presented in a dimensional form even though the Rayleigh number for each situation is evaluated to permit comparisons with results found in the literature. The performance in terms of heat transferred is compared for vertical and horizontal orientation, for heat sinks with different numbers of fins and forced flow in different directions. For the open enclosures with forced flow, the flow direction and the flow regimes were varied.

**KEY WORDS:** Natural convection, Forced convection, Heat sink, 3-D enclosures



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação para o desenvolvimento do trabalho

Este trabalho foi motivado pelo interesse do autor em se desenvolver no campo da dinâmica dos fluidos computacional e pelo desenvolvimento das suas habilidades no uso de um software comercial de CFD.

Desta forma propõe-se o estudo da convecção em cavidades tridimensionais com componentes eletrônicos com dissipadores aletados por ser um campo bastante atual e para o qual a transferência de calor é de suma importância.

## 1.2 Objetivos do trabalho

A constante busca do aumento da velocidade de processamento de dados, eficiência e redução do tamanho dos computadores e seus componentes eletrônicos levaram a um grande interesse na realização de estudos no campo de transferência de calor por convecção natural e forçada em cavidades e em seus limites físicos e tecnológicos.

Por um lado, os processadores ganharam mais potência e capacidade de processar dados e conseqüentemente dissipam mais calor. As primeiras CPUs de computadores pessoais utilizavam dissipadores com ventilação natural, pois operavam com potência baixa mas a quantidade de dados processados eram bem menores do que as atuais. Atualmente os computadores pessoais utilizam sistemas contendo tubos de calor e ventoinhas e para fazer a tarefa de arrefecimento das CPUs e outros componentes.

Por outro lado, há diversas aplicações que se utilizam de sistemas com multiprocessamento, tais como, as GPUs, contidos em placas de vídeos, telefones móveis, *tablets*, entre outros aparelhos que estão ao nosso redor. Estes sistemas são ventilados naturalmente, pois cada GPU tem tamanho reduzido e opera com baixa potência.

Há um número vasto de publicações no campo de convecção natural, tanto na comunidade científica quanto na industrial, nas quais diversos métodos numéricos são aprimorados e aplicados à medida que estes componentes microeletrônicos e eletrônicos evoluem. Ainda é bastante comum se encontrar modelagens matemáticas feitas pelo próprio usuário, porém os pacotes de aplicativos comerciais são mais utilizados atualmente por diversas razões, tais como: baixo custo; tempo reduzido de programação devido ao programa

ser escrito à medida que se formula o modelo; e reduzido tempo de processamento devido a otimização através da paralelização dos cálculos. Os métodos dos elementos finitos (MEF) e volumes finitos (MVF) são os mais comumente utilizados, nestes pacotes.

O grande desafio com esta evolução é o de se utilizar sistemas de transferência de calor com ventilação natural, pois sistemas de troca de calor por convecção forçada além de terem maiores custos quando comparados aos de convecção natural, ocupam mais espaço físico, contém diversos componentes e requerem maior manutenção e conseqüentemente têm menor confiabilidade.

Baseados nos argumentos anteriores o objetivo deste trabalho é estudar e apresentar limites de transferência de calor para convecção natural e convecção forçada de uma cavidade tridimensional contendo quatro componentes, o ar como meio de transferência de calor entre o dissipador de calor aletado e uma cavidade feita de policarbonato e finalmente o processador como fonte de calor. Tem-se também como metas, comparar as trocas de calor e o comportamento do fluido para os seguintes casos:

- Convecção natural: posição vertical e horizontal;
- Convecção forçada: fluxo de ar entrando e fluxo de ar saindo por uma abertura oposta ao dissipador de calor.

Para estes estudos, utilizaram-se dissipadores de calor aletados com 144 aletas (12x12), 81 aletas (9x9), 36 aletas (6x6) e 16 aletas (4x4).

Outro objetivo é o de estudar e comparar a transferência de calor por convecção natural entre as configurações com dissipadores aletados de 4x4, 6x6, 9x9 e 12x12 para a posição vertical.

Fixou-se o valor da razão de aspecto da cavidade em um valor igual em 0,25 com o objetivo de simplificar a comparação e visualização dos resultados e permitir comparações com resultados apresentados por Yu e Joshi (2002) para convecção natural.

Inúmeras referências foram consultadas e citadas não somente como base deste trabalho, mas como forma de complementar seus estudos e direcionar os leitores a uma base de consulta sobre o objeto de estudo do presente trabalho.

### 1.3 Revisão bibliográfica

A seguir são mostradas algumas referências encontradas na literatura que estão relacionados com este trabalho. Alguns trabalhos que serão apresentados nesta seção, apesar de terem sido escritos há muito tempo não deixam de estar atualizados para o tema do presente trabalho, como é o caso da tese apresentada por Hogan (1987) que escreveu um código matemático para simular o comportamento do fluido e a transferência de calor em uma cavidade bidimensional fechada com convecção natural. Para realizar o estudo a parede lateral esquerda foi aquecida e a parede lateral direita foi resfriada. As paredes inferior e superior foram mantidas adiabáticas. Com o objetivo de comparar seus resultados, os apresentados por outros autores e avaliar o seu algoritmo, Hogan variou a temperatura da parede aquecida de modo a obter fluxo laminar e turbulento, expressados através da variação do número de Rayleigh.

Lee (1996) desenvolve em seu trabalho um modelo analítico para prever e aperfeiçoar o desempenho térmico de dissipadores de calor aletados sob diversos fatores, tais como: tipo de ventilação (natural e forçada), fluido de trabalho, custo, materiais e processos de construção, e pastas de interface entre processador e dissipador. São discutidos parâmetros típicos de comportamento dos dissipadores e de projeto e são geradas as curvas clássicas para projeto de dissipadores de calor, baseadas no modelo proposto.

Yu e Joshi (2002) analisaram a transferência de calor em uma cavidade fechada e aberta com ventilação natural, radiação e condução em ambos os casos. Propuseram também uma única abertura na face oposta ao dissipador de calor nas posições vertical e horizontal. Compararam dois tipos de dissipadores aletados, com 81 pinos e com 144 pinos e também propuseram a utilização de modelo de meio poroso para simplificar a modelagem das aletas. Nos resultados obtidos, a cavidade na posição vertical mostrou melhor capacidade de troca de calor e a configuração com 81 pinos se mostrou mais eficiente. Para melhorar a condição da cavidade na horizontal foi aplicada a abertura na face superior, melhorando em 20% esta condição. Para baixa potência a radiação mostrou-se bastante significativa, podendo representar até 40% do total da transferência de calor na cavidade. Os autores fizeram a validação do modelo matemático com modelo físico, de modo que este confirmou a solução analítica com grande proximidade, aproximadamente 2%.

Mamun (2003) apresentou o estudo da transferência de calor e o comportamento do fluido em cavidades cúbicas, com diferentes orientações, tais como horizontal, vertical, inclinado em um plano e inclinado em dois planos (diamante), variando-se o número de Rayleigh. Basicamente, utilizou-se a configuração com uma face fria e a outra face quente, sendo as outras paredes mantidas com temperatura constante.

Foram mostrados resultados em valores de Nusselt em função do número de Rayleigh. A configuração em “diamante” tem maior Nu para valores de Ra até  $10^5$ , comparado com as configurações com aquecimento pela lateral e pela parte superior e inclinada em uma única direção. Para valores de Rayleigh entre  $10^6$  e  $10^8$  a configuração em diamante mostrou-se menos eficiente do que a inclinada, porém mais eficiente que as outras duas configurações (aquecido pela lateral e por cima). Foram apresentadas também diversas formas e comportamento do fluido, conforme as orientações estudadas.

Com objetivos similares aos de Lee (1995) Shih e Liu (2004) apresentam um trabalho de aperfeiçoamento do projeto de dissipadores específicos para ventilação forçada comparando duas configurações, uma com o ventilador posicionado na vertical e a outra configuração com o ventilador posicionado na lateral. Os resultados obtidos foram comparados com dois modelos comerciais. Os autores propuseram alterações no número de aletas e concluíram que a configuração com ventilação pela lateral é levemente melhor do que a ventilação na posição vertical.

Kandaswamy, Lee e Hakeem (2007) apresentaram um estudo numérico de transferência de calor por convecção natural em uma cavidade quadrada bidimensional, sendo o movimento induzido por uma placa aquecida em seu interior. Neste estudo, as paredes inferiores e superiores foram consideradas adiabáticas e as paredes laterais mantidas à temperaturas constantes, porém sempre com valor inferior ao da temperatura da placa. Para valores de Grashof entre  $10^3$  e  $10^6$  e número de Prandtl 0,71 os resultados mostraram que quanto maior a razão de aspecto da placa maior é a transferência de calor. Para valores menores de Gr, o mecanismo de troca de calor predominante é a condução e para valores maiores de Gr, prevalece a transferência por convecção natural, sendo acentuada e evidente a formação de células com velocidades mais altas. A transferência de calor depende apenas da placa aquecida e é mais significativa para a configuração com placa na vertical.

Ben-Nakhi e Chamkha (2007) apresentaram um estudo numérico bidimensional em regime transiente de convecção natural em uma cavidade quadrada com lados medindo L, com a colocação de uma fina aleta de material condutivo na parede lateral esquerda da cavidade. Foram variados os comprimentos desta aleta em 0,2 L, 0,35L e 0,5L, a inclinação

destas barreiras em relação à parede de 0 a 180° e a condutividade térmica do material. A parede contendo a barreira foi aquecida e as demais mantidas com temperatura mais baixa. Foram apresentados resultados em função de Nu e Ra para as diversas posições da barreira de modo que se observou a influência e efeitos do comprimento da aleta, ângulo de inclinação da aleta e sua condutividade sobre o número de Nusselt. O pior resultado quanto ao desempenho na transferência de calor foi para as situações na qual a aleta tinha ângulo de 90° em relação a parede para todos os casos estudados.

Younis, Pallares e Grau (2007) apresentam em seu trabalho o estudo numérico da influência do número de Prandtl em uma cavidade cúbica sujeita a convecção natural laminar em regime transiente. Para tal estudo foram variados os número de Rayleigh ( $5 \cdot 10^6$  e  $5 \cdot 10^7$ ) e seis diferentes valores de Pr ( $3 \cdot 10^5$  a 50), utilizando-se três diferentes fluidos. Baseando-se nos resultados, foram feitas diversas observações qualitativas e quantitativas, tais como o número de Nusselt em relação ao comportamento dos fluidos perante estas condições e, como conclusão, determinaram que o número de Nusselt depende mais do número de Rayleigh do que do número de Prandtl.

Deng (2008) apresenta o estudo numérico bidimensional do comportamento do fluxo laminar de convecção natural em cavidades quadradas fechadas, provocada por pares de fontes de calor fria e quente, dispostos nas paredes verticais. Para valores de Rayleigh de  $10^3$  a  $10^6$  foram apresentados três casos, sendo o primeiro com fontes quentes em uma parede vertical e as fontes frias na parede oposta. O segundo caso, com fontes quentes e frias em uma parede e na parede oposta com fontes quentes e frias, sendo que as fontes quentes são colocadas opostamente às frias. O terceiro caso, com todas as fontes, quentes e frias na mesma parede, alternadamente. O foco do seu trabalho foi mostrar os fluxos, células formadas, e transferência de calor causado pelas disposições das fontes de calor. Seus resultados mostraram que quanto maior o número de células, maior é a transferência de calor na cavidade.

Bilgen e Muftuoglu (2008) investigaram a transferência de calor por convecção natural em uma cavidade aberta com fluxo de calor uniforme na parede lateral esquerda e com configurações variando de 2 a 8 aberturas na parede lateral oposta, permitindo a entrada de ar ambiente por estas aberturas. As paredes inferior e superior eram adiabáticas. Para o estudo foram utilizados valores de Rayleigh de  $10^3$  a  $10^6$ , Prandtl igual a 0,7 e razão de aspecto igual a 1, variando-se a razão de abertura de 0,1 a 0,6. Foi encontrado que o número de Nusselt e a vazão volumétrica são funções crescentes do número de Rayleigh e da razão de abertura e são funções decrescentes do número de paredes laterais restantes. Com o aumento do número de

aberturas ocorre a diminuição da circulação, do gradiente de temperatura e transferência de calor comparado a cavidades com abertura total.

Cordeiro Junior (2010), analisou a transferência de calor em cavidades fechadas e abertas, considerando várias razões de aspectos, variando as posições das aberturas na cavidade estudada. Os resultados encontrados foram apresentados na forma de função corrente, perfil de temperatura e número de Grashof, evidenciando que com o aumento da razão de aspecto a taxa de transferência de calor por convecção diminui. A condutividade térmica e a viscosidade dinâmica são as propriedades mais sensíveis à variação da temperatura e influenciam diretamente no fluxo de calor. Também foi utilizada a modelagem do dissipador aletado como meio poroso para simplificação do modelo numérico.

## 2 CONFIGURAÇÕES ESTUDADAS

As configurações estudadas no presente trabalho são similares às dos trabalhos apresentados por Yu e Joshi (2002) e por Cordeiro Junior (2010), porém adicionalmente são realizadas simulações em cavidades tridimensionais com convecção forçada de baixa e média turbulência. O presente trabalho é uma sequência destes citados anteriormente e vem como atendimento às suas sugestões.

### 2.1 Modelo para convecção natural

A Figura 1 representa esquematicamente a geometria simulada quando se considera o problema de transferência de calor por convecção natural. Foi considerada uma cavidade fechada com um dissipador aletado, fixado a um elemento aquecedor, montado em uma de suas paredes. Fluxo de calor é imposto pelo aquecedor e este calor é dissipado pelo conjunto aletado, por convecção natural para o ar dentro da cavidade. A temperatura das paredes externas da cavidade é considerada constante e igual a temperatura ambiente, exceto a parede na qual o dissipador está montado que é considerada adiabática. Para reduzir o domínio computacional, devido à simetria do problema, foi considerada somente metade da cavidade e definido portanto um plano de simetria.

Com esta configuração fechada, é estudada a transferência de calor e o escoamento do fluido por convecção natural. A simulação do escoamento e transferência de calor considerando a cavidade horizontal e vertical é possível de ser realizada somente alterando-se a direção do vetor aceleração da gravidade. Uma vez que se pretende simular estas duas posições, optou-se por não se utilizar a simetria em um plano perpendicular ao plano de simetria mostrado na Figura 1, passando pelo centro do dissipador, que ocorre para a configuração horizontal.

O dissipador de calor é composto por aletas de alumínio de seção quadrada, o processador fixado na base da cavidade é a fonte de calor e o material utilizado para sua confecção é o cobre. O motivo de se utilizar cobre como material no processador é sua grande condutividade térmica, de modo que todo o calor seja conduzido para o dissipador de calor e para dentro da cavidade, que é a região de interesse deste trabalho. Uma forma simplificada de modelar o problema no aplicativo CFX foi considerar uma abertura na parte inferior da

cavidade e deixar o processador exposto, de modo a se aplicar um fluxo de calor na face exposta (base inferior).

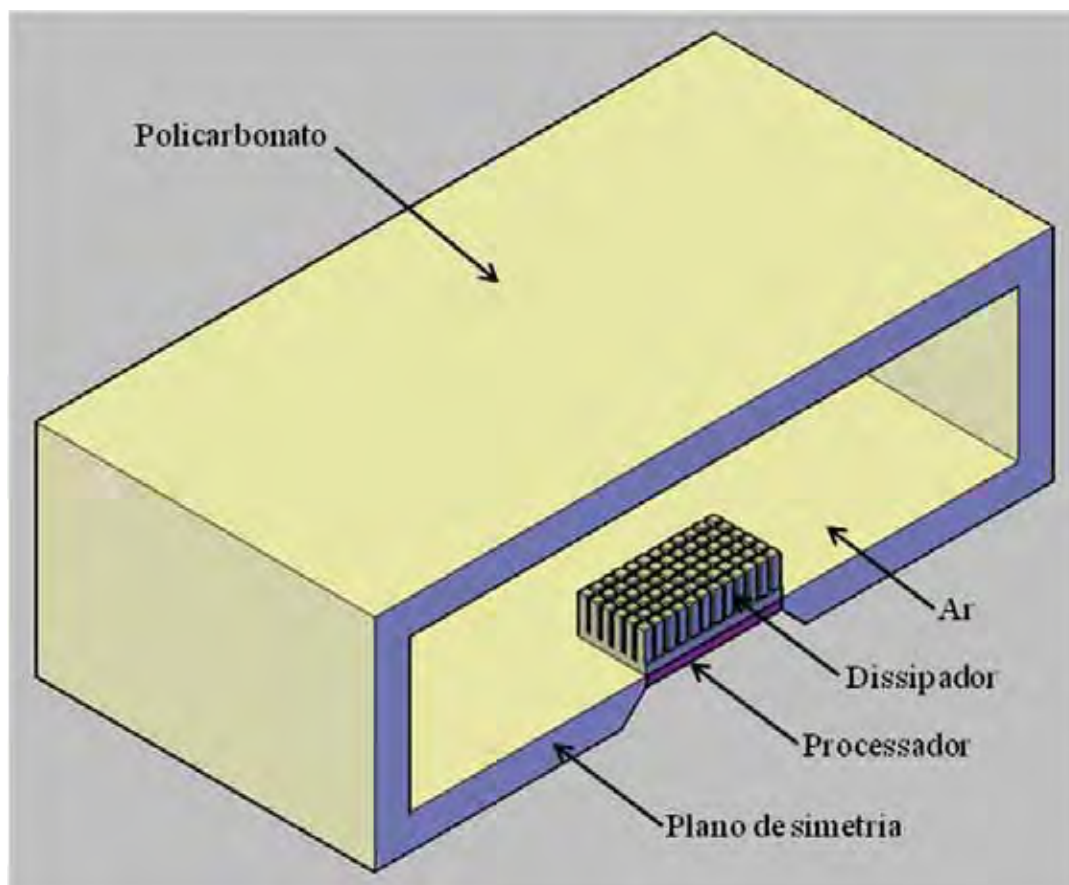


Figura 1 – Esquema da cavidade fechada com convecção natural

Em casos reais ocorre a geração interna de calor devido ao processamento de dados no processador, sendo que a alimentação do mesmo é elétrica. Esta aproximação não interfere na quantidade de energia que chega até o dissipador, quando a condutividade térmica do aquecedor é elevada.

## 2.2 Modelo para convecção forçada

A Figura 2 apresenta uma cavidade com as mesmas dimensões da cavidade apresentada na Figura 1, porém com abertura de seção quadrada de 80x80 [mm] na parte superior da cavidade e aberturas de seção retangular nas duas laterais com dimensões 114,3 x 14,3 [mm]. As dimensões da abertura são definidas pelas características geométricas de um ventilador da linha microeletrônica específico para



computadores com vazões compatíveis com as utilizadas nos modelos em estudo. Com esta configuração é possível fazer dois tipos de modelos, um com ventilação forçada entrando ou soprando pela parte superior e o outro modelo com a ventilação forçada pela aspiração do ar pela parte superior. Em ambos os casos serão variadas as vazões de ar, de modo a se obter fluxos na região de transição laminar-turbulenta e fluxo turbulento.

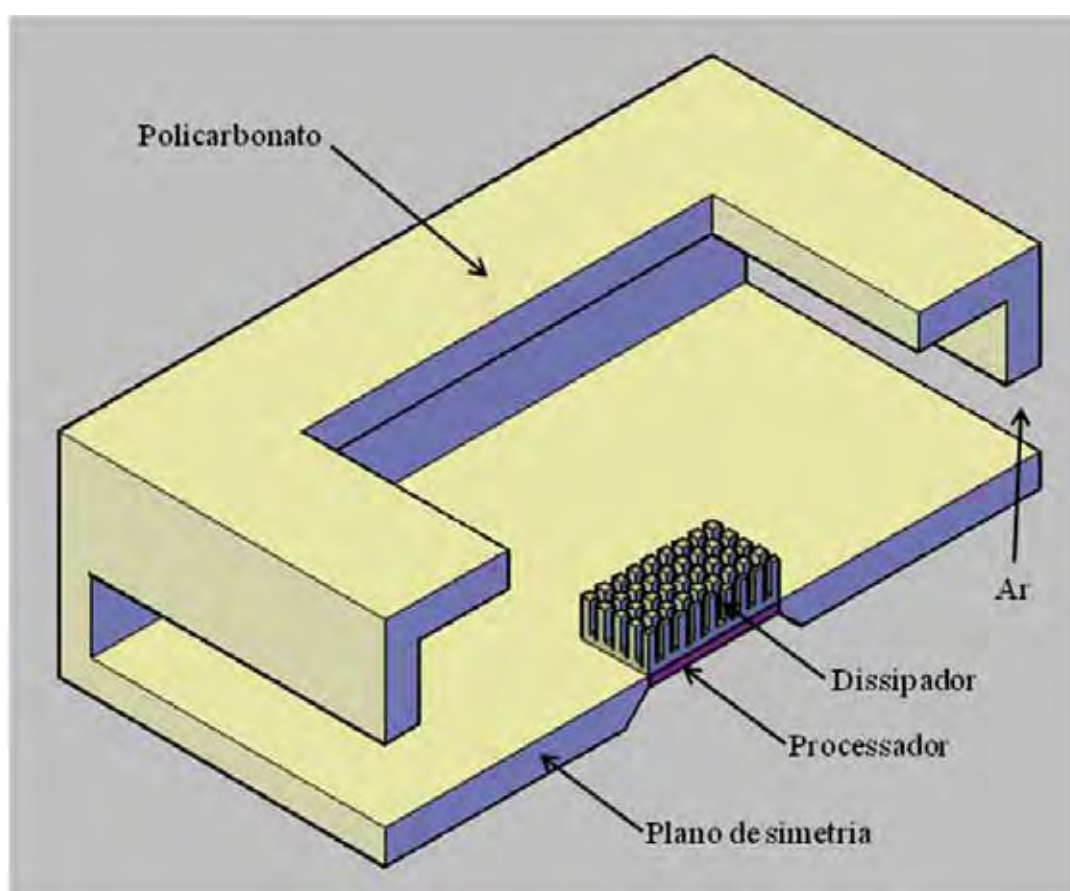


Figura 2 – Esquema da cavidade aberta com ventilação forçada na abertura da parte superior

Um fator importante no estudo de convecção natural em cavidade tridimensional é o da geometria do dissipador de calor. A Figura 3 ilustra as dimensões do dissipador de calor aletado. As dimensões do dissipador de calor aletado são iguais para todas as configurações estudadas neste trabalho, exceto a medida “p”, que representa o passo entre as aletas, que varia conforme a quantidade de aletas utilizadas, neste caso 4x4, 6x6, 9x9 e 12x12 aletas.

Estão sendo utilizadas as dimensões da cavidade e da seção das aletas iguais aos dos modelos estudados por Yu e Joshi (2001), de modo que se possam comparar os resultados obtidos.

As medidas básicas da configuração de 81 pinos, 9x9, podem ser observadas na Figura 3. Estas medidas são dadas por:

- largura do dissipador ( $ld$ );
- comprimento do dissipador ( $cd$ );
- altura do dissipador ( $hd$ );
- espessura da base do dissipador ( $ebd$ );
- espessura da aleta ( $ea$ );
- largura da aleta ( $la$ );
- altura da aleta ( $ha$ );
- passo entre as aletas ( $p$ ).

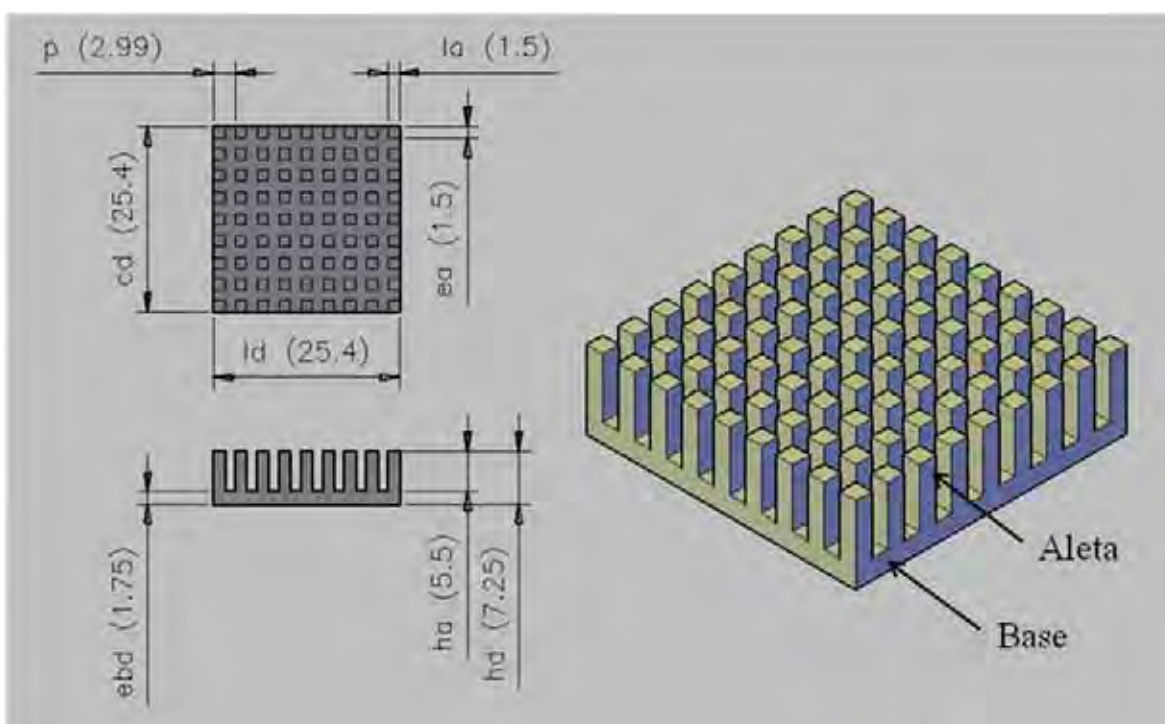


Figura 3 – Dimensões do dissipador de calor com 81 pinos (9x9) de seção quadrada.

A Figura 4 apresenta as dimensões da cavidade, que são iguais para todas as configurações estudadas neste trabalho, cuja razão de aspecto é 0,25 (relação entre a altura e a largura da cavidade, ou seja,  $H_{ic}$  dividido por  $L_{ic}$ ). Esta razão de aspecto é a mesma utilizada por Yu e Joshi (2001). As medidas da cavidade não são padronizadas, nem fornecidas por

fabricantes, pois dependem de cada estudo ou projeto. Para este estudo foram consideradas as dimensões conforme relação abaixo:

- largura externa da cavidade (Lic);
- largura interno da cavidade (Lec)
- comprimento interna da cavidade (Cic);
- comprimento da base da cavidade (Cec);
- altura interna da cavidade (Hic);
- altura externa da cavidade (Hec);
- espessura da parede da cavidade (Epc);

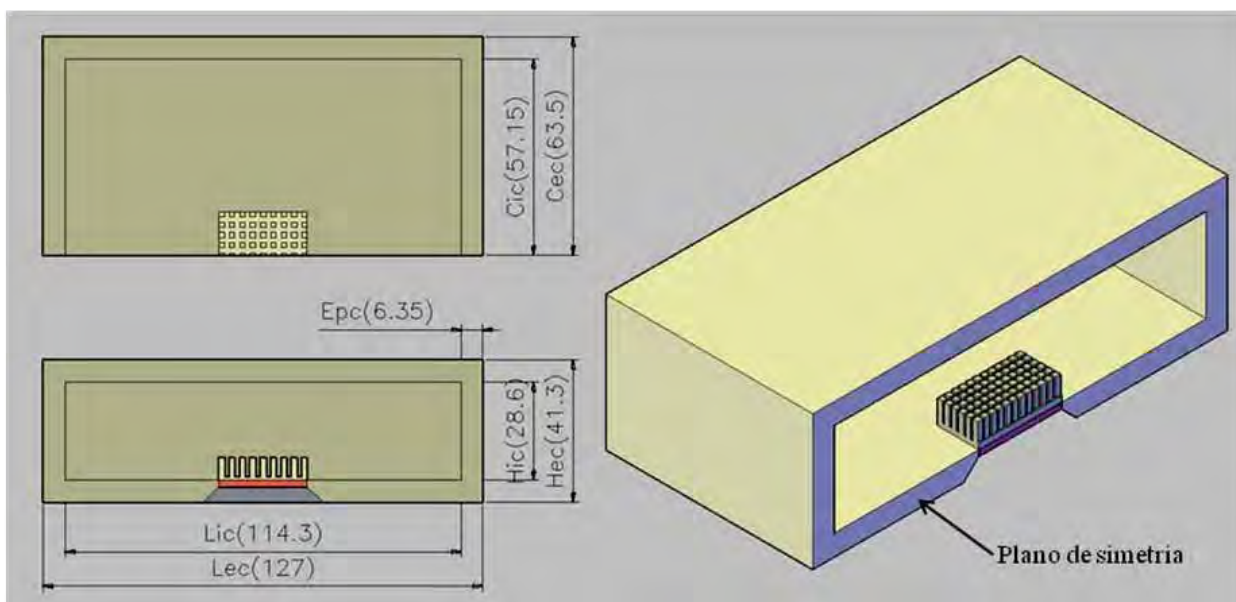


Figura 4 – Dimensões da cavidade fechada

### 3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DOS MODELOS

#### 3.1 Equações governantes

As equações de conservação são utilizadas como base para a modelagem de problemas de dinâmica dos fluidos, tais quais as equações de continuidade, a equação de conservação da quantidade de movimento linear e a equação de conservação de energia. Conforme Versteeg (2007) as equações (1), (2) e (4) são definidas nas suas formas completas e nas seções posteriores aparecem de forma simplificada, apresentando apenas os termos não nulos em estudo.

Equação geral de conservação de massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U}] = 0 \quad (1)$$

Equação geral de conservação de quantidade de movimento

$$\frac{\partial [\rho \vec{U}]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} \times \vec{U}] = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (2)$$

sendo que o termo  $\tau$  representa o tensor de tensão viscosa, conforme equação (3).

$$\tau = \mu \left[ \nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{U} \right] \quad (3)$$

Equação geral de conservação de energia:

$$\frac{\partial [\rho h_{tot}]}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} h] = \nabla \cdot [\lambda \nabla T] + \nabla \cdot [\vec{U} \cdot \tau] + \vec{U} \cdot S_M + S_E \quad (4)$$

O termo  $h$ , na equação (4) representa a entalpia, definida na equação (5),

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \vec{U}^2, \quad (5)$$

o termo  $\nabla \cdot [\vec{U} \cdot \tau]$  representa o trabalho devido às tensões viscosas e o termo  $\vec{U} \cdot S_M$  representa o trabalho das forças externas.

### 3.2 Cavity fechada com convecção natural

Para os estudos de convecção natural propostos é considerado que as propriedades do fluido são constantes, exceto a massa específica no termo de flutuação, que varia linearmente com a temperatura, de acordo com a proposta de Boussinesq (1897).

A cavidade fechada, apresentada na Figura 5, objeto do estudo de convecção natural é dividida em quatro regiões tridimensionais, onde serão mostradas as equações governantes em cada uma delas.

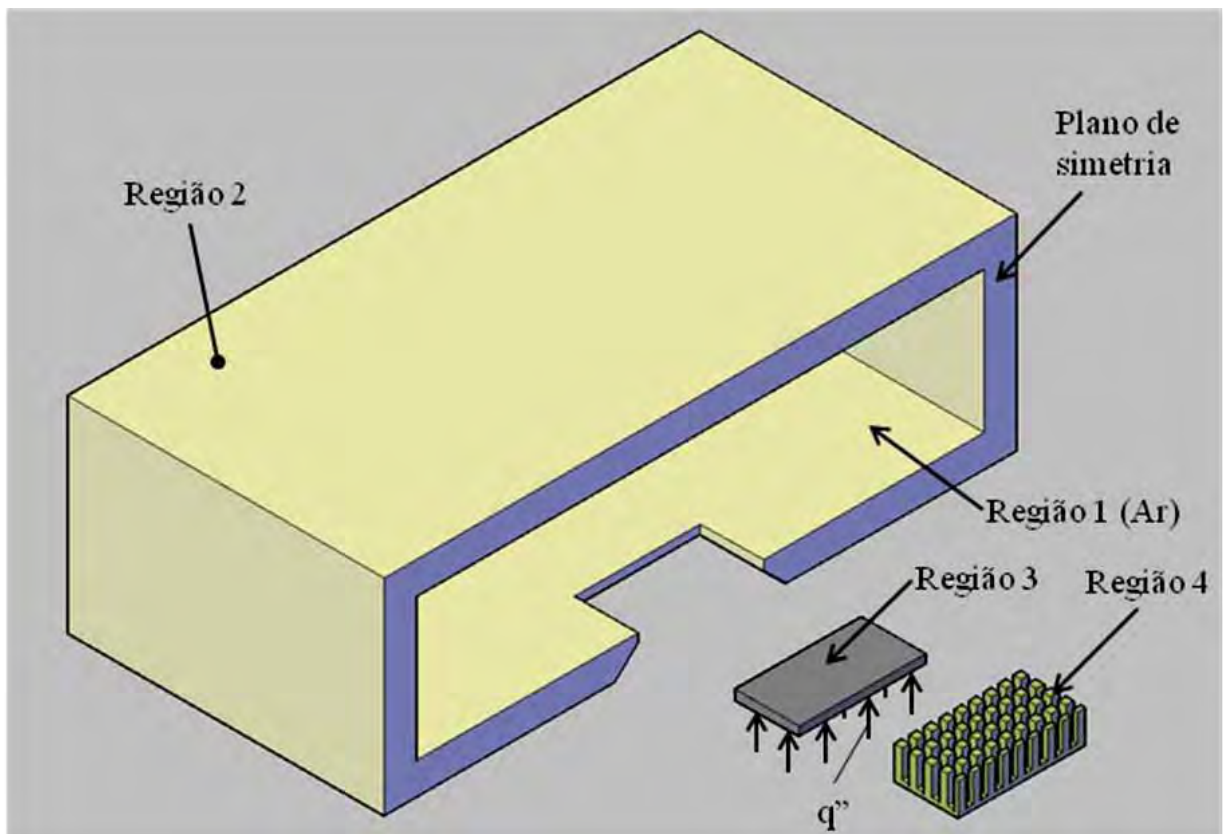


Figura 5 – Esquema da cavidade fechada e seus componentes separados em regiões e as indicações de condições de contorno.

Na sequência são escritas as equações de conservação em regime permanente para as diferentes regiões de estudo.

### 3.2.1 Região 1 (Ar)

Esta região é constituída pelo fluido, que no caso é o ar a temperatura ambiente, e as equações (6) a (10) de conservação descrevem o fenômeno.

Equação da conservação de massa

$$\nabla \cdot \vec{U} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

Equação da conservação da quantidade de movimento na direção x

$$\rho_f \left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_f \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (7)$$

Equação da conservação da quantidade de movimento na direção y

$$\rho_f \left[ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_f \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (8)$$

Equação da conservação da quantidade de movimento na direção z

$$\rho_f \left[ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_f \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - \rho_f g \beta (T - T_c) \quad (9)$$

Equação da conservação da energia

$$\rho_f c_p \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k_f \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (10)$$

### 3.2.2 Região 2 (Invólucro)

Esta região é constituída pelo sólido que delimita a cavidade, formada por policarbonato, sendo representada pela equação (11). A transferência de calor nesta região é através da condução neste material.

### 3.2.3 Região 3 (Processador)

Esta região é constituída pelo processador, cujo material é sólido, neste caso o cobre, no qual foi aplicado um fluxo de calor na sua base inferior. A energia atravessa o processador e por contato a mesma passa para o dissipador aletado. Esta aproximação deve-se ao fato do cobre ser um excelente condutor, de modo a praticamente não haver diferença de temperatura entre as duas faces. Para este caso, a equação (11) também descreve o comportamento nesta região.

### 3.2.4 Região 4 (Dissipador aletado)

Esta região é constituída pelo dissipador aletado, cujo material é sólido, neste caso o alumínio, muito utilizado comercialmente neste tipo de aplicação. O fluxo de energia é transmitido do processador para o dissipador através do contato entre os dois sólidos. Para este caso, a equação (11) também descreve o comportamento nesta região.

$$0 = k_s \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (11)$$

### 3.2.5 Condições de contorno da região 2 (Invólucro)

Na região 2 a temperatura é constante nas superfícies laterais e na superfície superior, representada pela equação (12). Na base inferior da região 2 a superfície é adiabática.

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (12)$$

### 3.2.6 Condições de contorno da região 3 (Processador)

Na face inferior região 4 é inserido um fluxo de calor de modo que o mesmo seja conduzido para o interior da cavidade, expresso pela equação (13).

$$q'' = q_c'' = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (13)$$

### 3.2.7 Interface entre as região 1 (Ar) e a região 2 (Invólucro) e Interface entre a região 1 (Ar) e região 4 (Dissipador)

As interfaces entre as regiões 1 e 2 são iguais a interface entre as regiões 1 e 4, pois o ar circula entre as aletas do dissipador e também passando próximo à superfície interna do invólucro da cavidade. Para este caso as equações (14), (15), (16) e (17) expressam as condições nestas interfaces.

$$u = 0 \quad (14)$$

$$v = 0 \quad (15)$$

$$T_f = T_s \quad (16)$$

$$k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n}, \quad (17)$$

sendo  $n$  a direção normal à considerada

### 3.2.8 Interface entre a região 3 (Dissipador) e a região 4 (Processador) e Interface entre a região 2 (Invólucro) e região 3 (Processador)

Apesar de haver diferenças entre os materiais, as interfaces entre as regiões 3 e 4 são iguais a interface entre as regiões 2 e 3, pois são sólidos colocados em contato entre si. Para tais situações as equações (18), (19), (20) e (21) descrevem as condições nestas interfaces.

$$T_{s3} = T_{s4} \quad (18)$$

$$T_{s2} = T_{s3} \quad (19)$$



e

$$k_{s3} \frac{\partial T_{s3}}{\partial n} = k_{s4} \frac{\partial T_{s4}}{\partial n} \quad (20)$$

$$k_{s3} \frac{\partial T_{s3}}{\partial n} = k_{s4} \frac{\partial T_{s4}}{\partial n} \quad (21)$$

### 3.3 Formulações gerais para convecção forçada turbulenta e modelo de turbulência k-ε

Em princípio, segundo Versteeg (2007) com as equações de Navier-Stokes é possível solucionar ou descrever todos os fenômenos de escoamento, tanto para sistemas com fluxo laminar quanto para os que têm fluxo turbulento, porém isso não é possível em casos reais de análise numérica, utilizando a Simulação Numérica Direta (em inglês DNS – *Direct Numerical Simulation*), devido à turbulência no fluido variar muito em um curto período de tempo e em pequena escala. O tamanho do volume finito da malha necessário para representar estas variações deve ser muito menor que os tamanhos dos volumes finitos das malhas utilizadas atualmente. Para utilizar a Simulação Numérica Direta é preciso reduzir muito o tamanho da malha, porém à medida que se geram malhas cada vez menores, o tempo e o custo de processamento tornam-se inviáveis com os recursos computacionais atuais.

#### 3.3.1 Modelo RANS

O modelo de turbulência RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), segundo Versteeg (2007), foi o primeiro método iterativo e estatístico utilizado para resolver os problemas de turbulência, baseado nas equações de Navier-Stokes com a inserção de uma velocidade modificada que é constituída por um termo médio e o outro de flutuação da turbulência, expressa pelas equações (22) e (23).

$$\vec{U} = \overline{\vec{U}} + \vec{u}, \text{ sendo } \vec{u} \text{ o termo de flutuação} \quad (22)$$

$$\overline{\vec{U}} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \vec{U} dt \quad (23)$$

Nas equações de conservação de momento de Navier-Stokes para o método RANS, são acrescentados os termos de fluxo turbulento  $\overline{\rho \vec{u} \times \vec{u}}$  e o fluxo molecular difusivo  $\overline{\rho \vec{u} \times \phi}$ , ambos devidos às flutuações da velocidade e variações térmicas em escala molecular. A equação (24) apresenta a equação de conservação de quantidade de movimento.

$$\frac{\partial[\rho \vec{U}]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} \times \vec{U}] = \nabla \cdot [\tau - \overline{\rho \vec{u} \times \vec{u}}] + S_M \quad (24)$$

Para a equação da conservação da energia, é inserido o termo de fluxo turbulento  $\overline{\rho u h}$ , conforme equação (25).

$$\frac{\partial[\rho h_{tot}]}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} h_{tot}] = \nabla \cdot [\lambda \nabla \tau - \overline{\rho u h}] + \nabla \cdot [\vec{U} \cdot \tau] + S_E \quad (25)$$

A entalpia total apresentada na equação (25), faz uso do termo de energia cinética turbulenta  $k$  que é dado pela equação (26).

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \vec{U}^2 + k, \quad (26)$$

sendo  $k$  expresso pela equação (27).

$$k = \frac{1}{2} \vec{u}^2 \quad (27)$$

### 3.3.2 Modelo k-ε

O modelo k-ε, que também é um método iterativo e estatístico baseado na proposta do método RANS, se dá pela utilização das equações de Navier-Stokes com a inserção de duas novas variáveis, a primeira variável é o  $k$  que representa a energia cinética turbulenta e é definida fisicamente como a variância das flutuações da velocidade durante o escoamento. A segunda variável é o  $\epsilon$ , definida como o termo de dissipação de um vórtice turbulento. As equações que sofrem modificações são as de conservação de quantidade de movimento. Este é

o método mais utilizado na maioria dos pacotes de aplicativos comerciais ou educacionais, desde os mais complexos até os mais simplificados. Este modelo atende às necessidades da maioria dos problemas de engenharia como as do presente trabalho e foi o escolhido devido às limitações de máquinas disponíveis.

Neste modelo a equação de conservação de massa é expressa pela equação (28).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U}] = 0, \quad (28)$$

e a equação de conservação de quantidade de movimento linear é expressa pela equação (29),

$$\frac{\partial [\rho \vec{U}]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} \times \vec{U}] = -\nabla p' + \nabla \cdot \left[ \mu_{eff} \left( \nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T \right) \right] + S_M, \quad (29)$$

sendo:

$S_M$  é a soma das forças do corpo.

$\mu_{eff}$  é a viscosidade efetiva devido a turbulência.

$p'$  é definido como a pressão modificada considerando os efeitos viscosos de turbulência conforme a equação (30).

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \vec{U} \quad (30)$$

Geralmente, na maioria das aplicações têm-se  $p = p'$ .

A viscosidade efetiva é obtida conforme equação (31).

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (31)$$

sendo  $\mu_t$  a viscosidade turbulenta, expressa pela equação (32), que é relacionada à viscosidade da energia cinética gerada pela turbulência.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (32)$$

sendo  $C_\mu$  a constante de turbulência k- $\epsilon$  adimensional de valor igual a 0,09 conforme Ansys CFX-Solver Theory Guide (2006) e Versteeg (2007).

A partir da equação de conservação de quantidade de movimento mostrada na equação (29) é introduzido o modelo de duas equações, que são duas equações diferenciais parciais envolvendo duas escalas de velocidade turbulenta. A equação (33) representa a conservação da energia cinética de turbulência e a equação (34) representa a dissipação. O aplicativo Ansys CFX resolve numericamente as equações (33) e (34), utilizando-se das constantes presentes na Tabela 1.

$$\frac{\partial[\rho k]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} k] = -\nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} + \rho \epsilon \quad (33)$$

$$\frac{\partial[\rho \epsilon]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{U} \epsilon] = -\nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} (P_k + P_{kb}) + C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \quad (34)$$

sendo  $P_k$  a força gerada pela viscosidade turbulenta, apresentada na equação (35).

$$P_k = \mu_t \nabla \vec{U} \cdot (\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \vec{U} (3\mu_t \nabla \cdot \vec{U} + \rho k) \quad (35)$$

e  $P_{kb}$  a força turbulenta gerada pela convecção natural. Quando se considera convecção natural total, utiliza-se a equação (36):

$$P_{kb} = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} g \cdot \nabla \rho \quad (36)$$

Se a consideração de Boussinesq está sendo utilizada, que é o caso do presente trabalho, aplica-se a equação (37).

$$P_{kb} = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \rho \beta g \cdot \nabla T \quad (37)$$

No modelo de duas equações mostrado anteriormente existem as constantes de ajuste e fechamento das equações, que foram obtidas experimentalmente através da observação em casos clássicos onde os resultados são conhecidos. A Tabela 1 apresenta as tais constantes, suas denominações e seus respectivos valores.

Tabela 1 – Constante de ajuste e fechamento das equações  $k$  e  $\varepsilon$

Constante	Valor	Denominação
$C_\mu$	0,09	Constante de turbulência relativa a viscosidade
$\sigma_k$	1,00	Constante de Prandtl de conexão da difusividade de $k$ com $\mu_t$
$\sigma_\varepsilon$	1,30	Constante de Prandtl de conexão da difusividade de $\varepsilon$ com $\mu_t$
$C_{\varepsilon 1}$	1,44	Constante de proporcionalidade para $k$
$C_{\varepsilon 2}$	1,92	Constante de proporcionalidade para $\varepsilon$

### 3.4 Cavidade aberta com convecção forçada e natural

Para ambas as cavidades abertas sob condições de convecção forçada e natural propostas é considerado que as propriedades do fluido são constantes exceto a sua massa específica que varia em função da temperatura. Além disso, está sendo considerado que o fluxo é turbulento e que há um fluxo de calor entrando na cavidade através da região 3 (processador). As equações que governam o modelo são as equações de conservação descritas na seção 3.4, totalizando sete equações, que representam a conservação de massa, quantidade de movimento linear nas três direções, a equação de conservação de energia e as duas equações diferenciais parciais de turbulência para  $k$  e para  $\varepsilon$ .

A cavidade aberta, apresentada na Figura 6, com convecção forçada e natural é dividida em quatro regiões tridimensionais. A região 1 representa o fluido que atravessa a cavidade, a região 2 representa o invólucro ou a cavidade, a região 3 representa o processador e a região 4 representa o dissipador de calor aletado. As subseções 3.5.1 a 3.5.9 descrevem detalhadamente cada região do modelo e suas respectivas interfaces e condições de contorno.

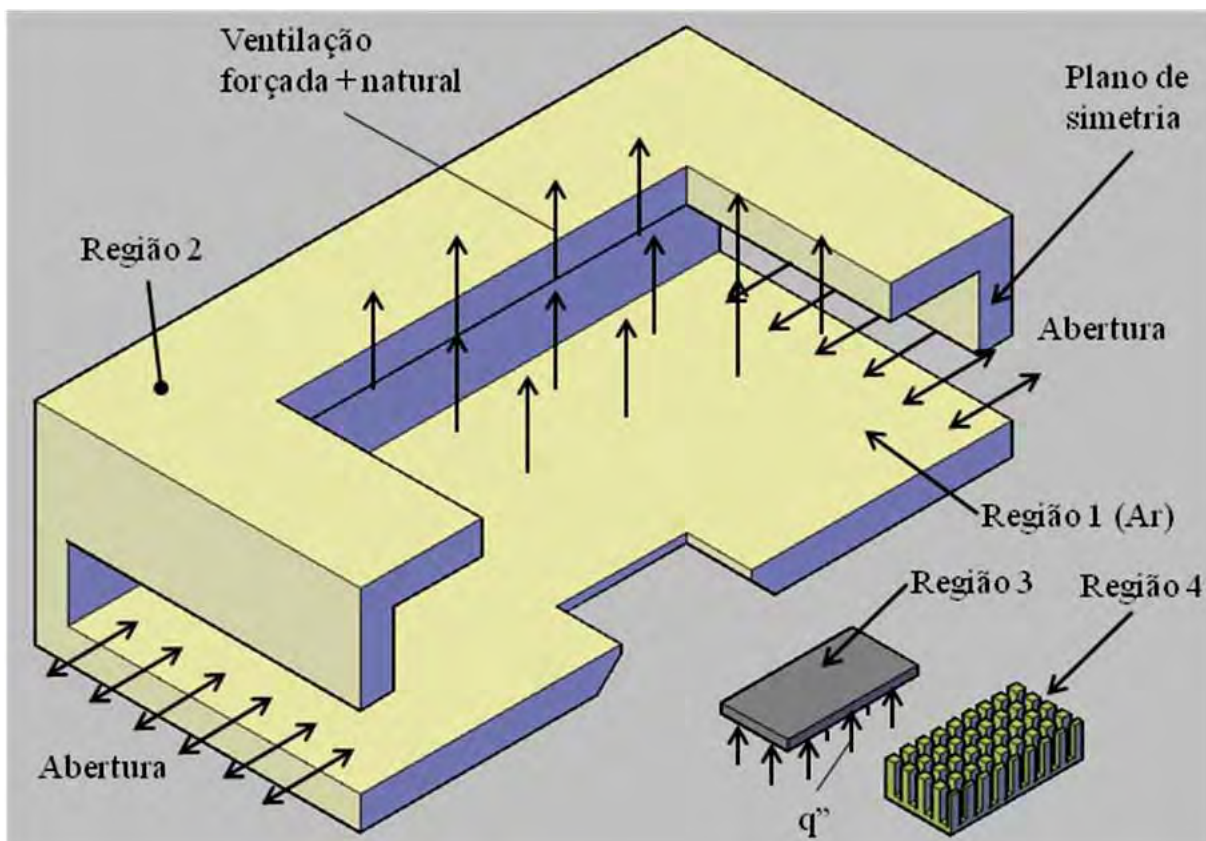


Figura 6 – Esquema da cavidade aberta e seus componentes separados em regiões e as indicações de condições de contorno.

### 3.4.1 Região 1 (Ar)

Como no modelo de convecção natural apresentado na seção 3.2.1, a região 1 é constituída pelo fluido, que no caso é o ar a temperatura ambiente, que entra por abertura laterais e é aspirado ou soprado pela abertura superior, dependendo da situação estudada. As equações que governam nesta região são as equações (6) a (10), para turbulência, apresentadas anteriormente excluindo-se os termos de variação no tempo, pois os modelos estudados estão em regime permanente.

### 3.4.2 Região 2 (Invólucro)

Esta região é constituída pelo sólido que delimita a cavidade, formada por policarbonato, sendo representada pela equação (11) conforme o modelo de convecção natural. A transferência de calor nesta região é através da condução neste material, com condições iguais às apresentadas na seção 3.2.2.

### 3.4.3 Região 3 (Processador)

Neste modelo de convecção forçada o processador tem a mesma configuração do apresentado na seção 2.2.3. Para este caso a equação (11) também descreve seu comportamento.

### 3.4.4 Região 4 (Dissipador aletado)

A função e as condições neste caso são as mesmas apresentadas na seção 3.2.4, onde a equação (11) também descreve o comportamento nesta região.

### 3.4.5 Condições de contorno da região 1 (Ar)

- a. Abertura, sendo as condições são expressas pelas equações (38) e (39).

$$T = T_c \quad (38)$$

$$p = p_c \quad (39)$$

e direção normal à superfície

- b. Entrada superior, sendo as condições são expressas pelas equações (40), (41) e (42).

$$\vec{W} = \vec{W}_c \quad (40)$$

$$T = T_c \quad (41)$$

$$p = p_c \quad (42)$$

Direção normal à superfície

- c. Saída superior, sendo a condição é expressa pela equação (43).

$$\vec{W} = \vec{W}_c \quad (43)$$

Direção normal à superfície

- d. Entrada lateral, sendo a condição expressa pela equação (44).

$$\vec{U} = \vec{U}_c \quad (44)$$

### **3.4.6 Condições de contorno da região 2 (Invólucro)**

Na região 2 a temperatura é constante nas superfícies laterais e na superfície superior. Na base inferior da região 2 a superfície é adiabática. Esta condição é a mesma apresentada pela equação (12) na seção 3.2.5.

### **3.4.7 Condições de contorno da região 3 (Processador)**

Na face inferior de região 4 é inserido um fluxo de calor de modo que o mesmo seja conduzido para o interior da cavidade. Esta condição é mesma apresentada pela equação (13) na seção 3.2.6

### **3.4.8 Interface entre a região 1 (Ar) e a região 2 (Invólucro) e Interface entre a região 1 (Ar) e região 4 (Dissipador)**

As interfaces entre as regiões 1 e 2 são iguais a interface entre as regiões 1 e 4, pois o ar circula entre as aletas do dissipador e também passando próximo à superfície interna do invólucro da cavidade. Para este caso as equações (12), (14), (15) e (16) descrevem as condições de interfaces, conforme apresentado na seção 3.2.7.

### **3.4.9 Interface entre a região 3 (Dissipador) e a região 4 (Processador) e Interface entre as região 2 (Invólucro) e região 3 (Processador)**

Conforme mostrado na seção 3.2.8, neste caso as condições de interface são as mesmas, ou seja, há diferenças entre os materiais, as interfaces entre as regiões 3 e 4 são iguais a interface entre as regiões 2 e 3, pois são sólidos colocados em contato entre si. Para tais situações as equações (45) e (46) descrevem o comportamento nestas interfaces.

$$T_{s3} = T_{s4} \quad (45)$$

$$T_{s2} = T_{s3} \quad (46)$$



## 4 MODELAGEM NO APLICATIVO ANSYS CFX

O presente trabalho não tem o objetivo de detalhar o funcionamento do software utilizado nem apresentar todos os seus recursos, pois o fabricante do mesmo fornece informações específicas completas e de fácil acesso. Cabe aqui apresentar algumas informações relevantes e alguns cuidados tomados na elaboração dos modelos.

Todos os modelos matemáticos foram construídos no aplicativo CAE (*Computer-aided Engineering*) Ansys CFX 12 versão educacional. O desenho em formato tridimensional foi desenvolvido no aplicativo CAD (*Computer-aided Design*) Autodesk AutoCad 2004 versão educacional. O CFX não reconhece o formato padrão de arquivo gerado pelo AutoCad 2004 (extensão do programa .dwg) e por isso o desenho foi convertido para o formato SAT (extensão .sat) para que o aplicativo CFX pudesse reconhecê-lo.

O aplicativo Ansys CFX é composto por cinco programas integrados entre si ou módulos, conforme descrito abaixo, resumidamente:

- a. *Design Modeler (Geometry)*- é o aplicativo no qual são criados os desenhos do modelo matemático. Este aplicativo não é tão amigável quanto um CAD dedicado; porém consegue converter diversos formatos CAD feitos em outros aplicativos, tal como o formato SAT (.sat);
- b. *Mesh* - é o módulo que permite gerar as malhas e configurá-las de acordo com as necessidades. O presente trabalho utilizou malhas geradas automaticamente, de modo que o próprio aplicativo gera as malhas de acordo com as geometrias e seus fechamentos.
- c. *CFX-Pre (Setup)* é o módulo no qual são colocadas as interfaces, condições de contorno, condições iniciais, tipos de modelo. É possível encontrar neste módulo uma biblioteca para materiais em aplicação, sendo possível, de modo alternativo, a criação de novos materiais que não estão presentes na biblioteca;
- d. *CFX-Solver Manager (Solution)* - é o módulo que compila o programa gerado, interliga os comandos com todas as variáveis envolvidas no modelo e realiza os cálculos. Esta etapa permite configurar número de iterações, partições do processamento do cálculo, variações dos resultados ou erro da aproximação dos processos iterativos, dentre outros parâmetros.
- e. *CFX-Post (Results)* é o aplicativo integrado de visualização dos resultados. Nesta etapa é possível gerar inúmeras imagens com diversas variáveis de forma que é

possível girar o modelo nos três eixos facilitando a visualização. É possível gerar relatórios, vídeos e comparações entre os modelos;

Uma etapa importante do modelo é a criação do desenho tridimensional. O cuidado com as dimensões e a preocupação com a simetria são fundamentais para obtenção de resultados desejados e confiáveis. Versteeg e Malalasekera (2007) atribuem 50% do tempo de modelagem à elaboração do desenho e geração da malha. A maioria dos fabricantes desses aplicativos CAE/CFD não tem grande preocupação em desenvolver a parte CAD da mesma forma com que fazem com a parte CFD, de modo que caminham no sentido de fazer com que o aplicativo reconheça diversos formatos de CAD. Por outro lado, o que se percebe é a grande dificuldade que os usuários têm na elaboração do desenho tridimensional, tornando ainda mais demorada esta etapa.

No presente trabalho foram realizados vários testes para validar e verificar as dificuldades de aplicação do software para os modelos desenvolvidos. Assim, foram testados modelos simples e consagrados na literatura.

Foram realizados testes de independência de malhas para certificar-se de que a malha não interfere nos resultados. Isto foi feito através de vários testes alterando tamanho de elementos e refinando as malhas das geometrias do presente trabalho. O que se pôde notar é que nem sempre o refinamento total da malha leva a resultados melhores, sendo normalmente mais adequado o refinamento das regiões com maiores gradientes das propriedades. A Figura 7 apresenta um gráfico com vetores de velocidade gerados para as mesmas condições de contorno e interfaces, porém com configurações de malhas diferentes e o que se obtém como resultado é a influência do tamanho e refinamento da malha no comportamento do fluido. Neste caso o fluxo deve ser simétrico, pois ocorre sucção na abertura superior com duas entradas posicionadas simetricamente, o que não ocorre na Figura 7(a). Para obter resultados coerentes é necessário compreender o fenômeno e como devem ser os resultados para poder escolher e configurar a melhor malha.

A Figura 8 apresenta a malha gerada automaticamente com refinamento manual na face superior que corresponde à abertura onde ocorre a sucção do ar dentro da cavidade, sendo que esta apresentou maior coerência com o sistema em estudo, gerando o fluxo conforme mostrado na Figura 7 (b). Os números totais são: 46936 nós, 215714 elementos (214418 tetraédricos e 1296 hexaédricos) e 34750 faces.

Para este mesmo modelo, foram testadas as malhas sem refinamento que gerou um vórtice em apenas um lado da cavidade, mostrado na Figura 7(a) e a malha com refinamento

em todas as aberturas, que apresentou resultados incoerentes com o fenômeno, ou seja, gerando temperaturas e velocidades muito acima do esperado em posições inesperadas. Para alcançar resultados coerentes foi necessário realizar esta sequência de geração de malha – cálculo – geração de malha até que os resultados fossem coerentes com o fenômeno.

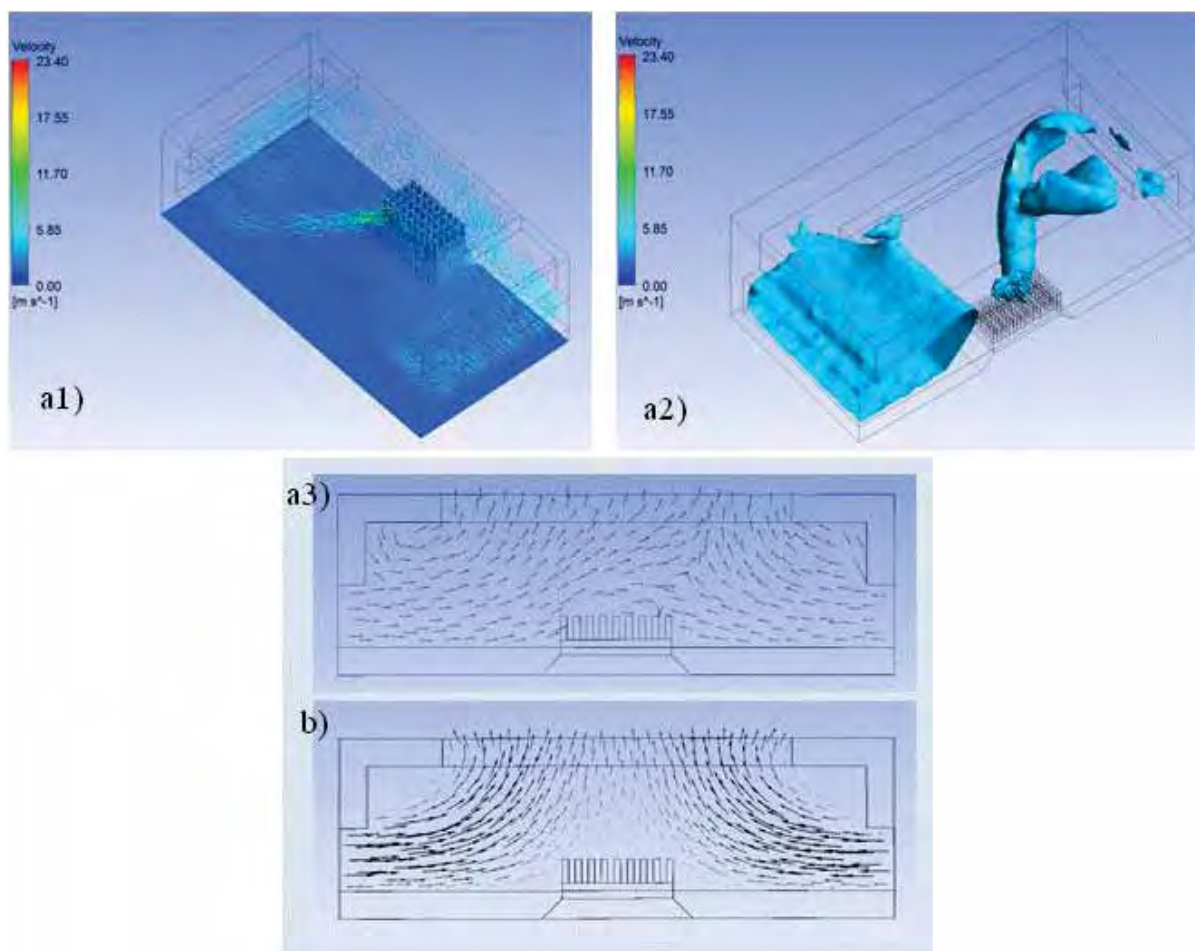


Figura 7 – Vetor velocidade para convecção forçada. a1 e a3) Formação de vórtices acima do dissipador devido ao fechamento inadequado dos elementos da malha. a2) Isosuperfície de velocidade. Assimetria e vórtice formado do lado esquerdo. b) Fluxo de ar coerente com o fenômeno, obtido com a correção da malha através do refinamento manual na abertura de saída.

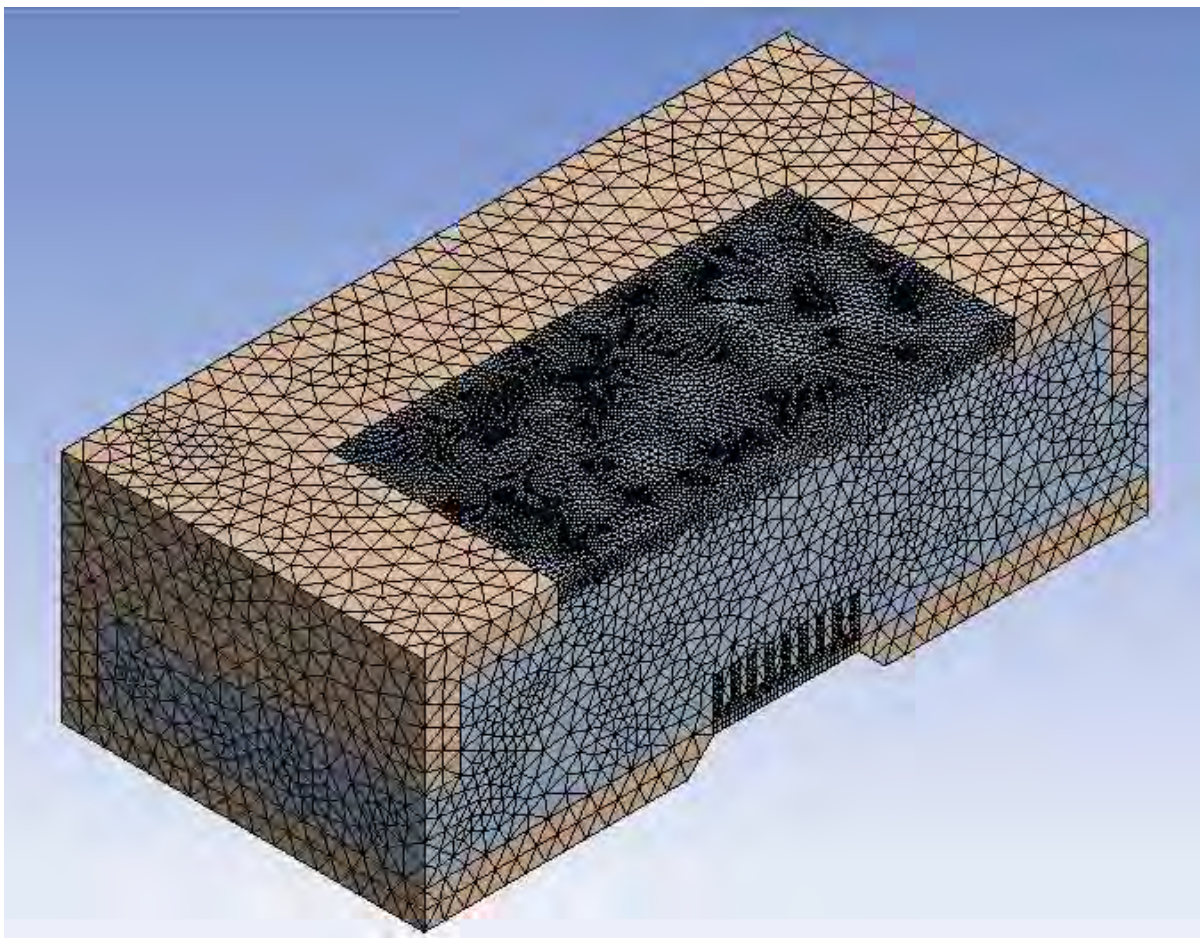


Figura 8 – Geração de malha. Malha gerada no módulo *Mesh* para o modelo de cavidade aberta com sucção na parte superior e aberturas nas laterais. Malha refinada na abertura superior.

No módulo CFX-Pre também é fundamental que as variáveis sejam dispostas de maneira que se representem as condições do fenômeno. A definição das condições de contorno corretas é fundamental para a qualidade dos resultados, sendo necessário um estudo dos fenômenos físicos inerentes ao problema para que se faça a escolha correta das mesmas dentro das opções oferecidas pelo software.

Esta etapa é a mais demorada, pois exige maior estudo do método e do fenômeno que se está modelando, independentemente do aplicativo. A Figura 9 apresenta a forma com que o aplicativo Ansys CFX representa o modelo na etapa de inserção de dados e condições para o modelo com convecção forçada com as aberturas laterais e aspirando pela abertura superior com as indicações das condições de contorno.

Para alguns modelos estudados no presente trabalho foi feita a paralelização dos cálculos em quatro núcleos de processamento, através da paralelização local, na qual se utiliza apenas a paralelização presente no computador. Esta opção se revelou necessária devido ao número de elementos gerados e pelas dimensões do problema. Pelo processo convencional,

serial, ocorreram erros de processamentos por excesso de variáveis por núcleo de processamento.

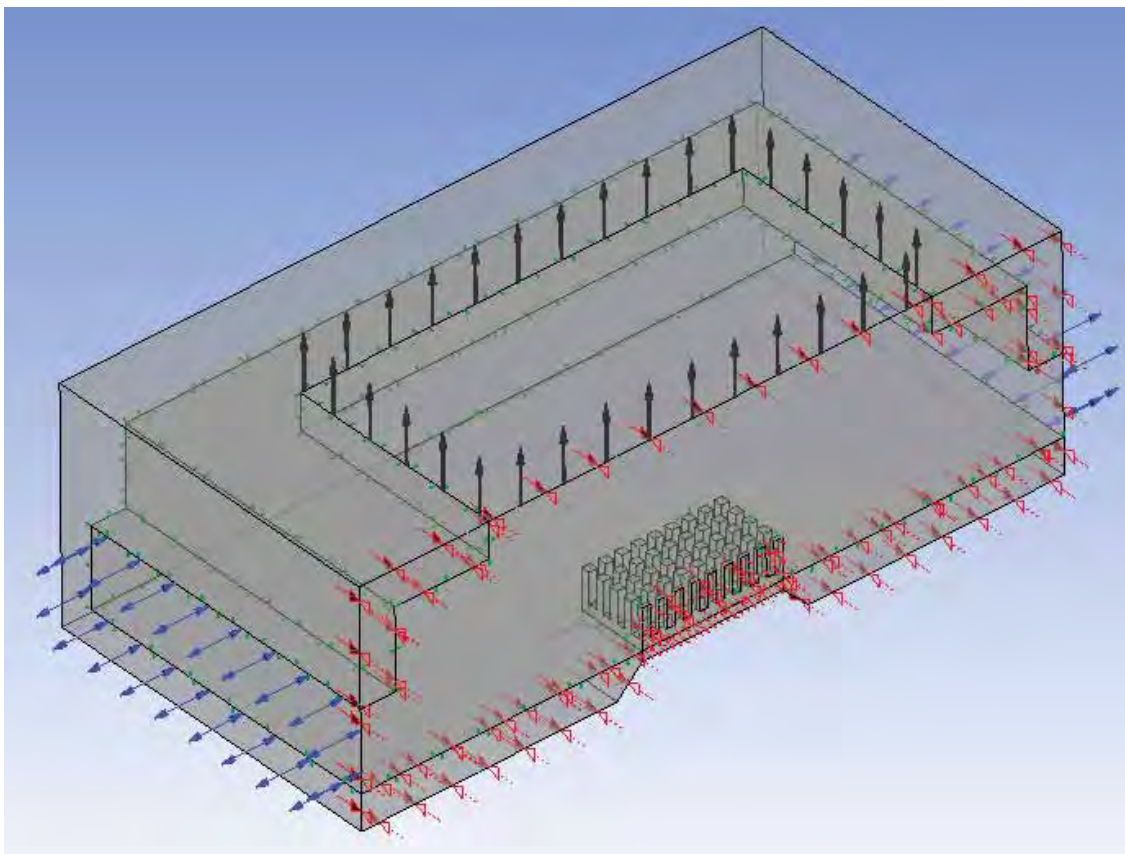


Figura 9 – Representação das condições de contorno (abertura, simetria e saída) módulo *CFX-Pre* .

As figuras apresentadas na seção 5 são as formas que o aplicativo *CFX Post* apresenta os resultados dos modelos.

## 5 RESULTADOS, COMPARAÇÕES E COMENTÁRIOS.

Os resultados das simulações são apresentados primeiramente para convecção natural, comparando-se as duas configurações, horizontal e vertical, partindo-se da inserção de valores de fluxo de calor entre 15,5 e 15500 [W/m<sup>2</sup>] de modo que os mesmos proporcionassem a alteração na temperatura e consequentemente obter valores do número de Rayleigh variando entre 10<sup>4</sup> e 10<sup>7</sup>, com razão de aspecto fixada em 0,25, e número de Prandtl igual 0,7. Estes valores foram utilizados de modo que não se ultrapassasse valores aplicados em situações reais. Para valores de Rayleigh na ordem de 10<sup>7</sup> as temperaturas ultrapassam os limites aceitáveis em processadores comerciais.

Para as cavidades abertas foram feitas diversas comparações variando-se os valores de fluxo de calor conforme o proposto nos experimentos de cavidade fechada. Neste caso, a faixa de número de Rayleigh utilizada foi de 10<sup>4</sup> a 10<sup>7</sup>, sendo que para valores de 10<sup>8</sup> as temperaturas ultrapassam os limites físicos do componente.

Para as cavidades abertas foram utilizados valores de velocidade de 0,5 e 2,0 [m/s], o que corresponde à faixa de número de Reynolds a 2750 e 11000. Poderiam ser utilizados valores de velocidade maiores na ventilação forçada, porém houve a preocupação em utilizar ventiladores comerciais na modelagem.

### 5.1 Cavidades fechadas

Para as cavidades fechadas foram modeladas as condições que estão apresentadas na Tabela 2, expressas pela letra “x”, total de sessenta e quatro casos. Para obter os valores de Ra desejados foram inseridos os valores de quantidade de calor conforme mostrado na tabela. O cálculo do Ra é apresentado na equação (47). As variáveis desta equação dependem da geometria e das propriedades dos meios.

$$Ra = \frac{\rho \cdot \beta \cdot q \cdot L^2}{\alpha \cdot \eta \cdot k_f} \quad (47)$$

Tabela 2 – Situações estudadas para cavidade fechada

Descrição dos modelos estudados. Situações estudadas estão marcadas com a letra “x”		Quantidade de calor [W]			
		0,01	0,10	1,00	10,00
		Número de Rayleigh			
		$2,0 \cdot 10^4$	$2,0 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^6$	$2,0 \cdot 10^7$
01	Horizontal 12x12 aletas	x	x	x	x
02	Horizontal 9x9 aletas	x	x	x	x
03	Horizontal 6x6 aletas	x	x	x	x
04	Horizontal 4x4 aletas	x	x	x	x
05	Vertical 12x12 aletas	x	x	x	x
06	Vertical 9x9 aletas	x	x	x	x
07	Vertical 6x6 aletas	x	x	x	x
08	Vertical 4x4 aletas	x	x	x	x

### 5.1.1 Influência do número de Rayleigh

A primeira observação a ser feita é sobre os efeitos de condução e convecção natural em função do número de Rayleigh. Diferenças significativas no comportamento dos fluidos podem ser notadas a partir de valores de Rayleigh na ordem de  $10^6$ .

Para as cavidades horizontais estudadas existe a formação de uma circulação tridimensional em forma aproximada de um toróide para toda a faixa de Rayleigh estudada, porém para valores iguais a  $2 \cdot 10^4$  a velocidade é bastante baixa, a ponto de não haver uma troca de calor considerável por efeito convectivo. Isto faz com que a troca de calor seja quase totalmente através da condução dentro da cavidade.

Para demonstrar a relação de velocidade e temperatura com o Ra a Figura 10 e a Figura 11 apresentam a evolução do gradiente de temperatura em função do número de Rayleigh sendo apresentadas as isotermas no plano de simetria das cavidades horizontal e vertical para valores de número de Rayleigh entre  $2 \cdot 10^4$  e  $2 \cdot 10^7$ . Como exemplo, na Figura 10 e 11, a cavidade apresentada é a que contém dissipador de calor com 9x9 aletas nas duas posições, horizontal e vertical.

Nota-se que à medida que se aumenta a energia dissipada no processador, ocorre o aumento do gradiente de temperaturas no dissipador. Para valores baixos a transferência de

calor é predominantemente por condução. Como a condutividade térmica do dissipador é elevada este tende a ficar praticamente isotérmico. No ar as isotermas são características de transferência de calor por condução. Quando se aumenta a energia dissipada, inicia-se a movimentação do ar por diferença de massa específica, e o fluxo do ar no interior do conjunto de aletas faz com que a transferência de calor seja mais efetiva, notando-se a formação de células convectivas com velocidades mais elevadas. Desta forma, a distribuição de temperatura no dissipador passa a apresentar um gradiente de temperatura evidenciando uma melhor transferência de calor.

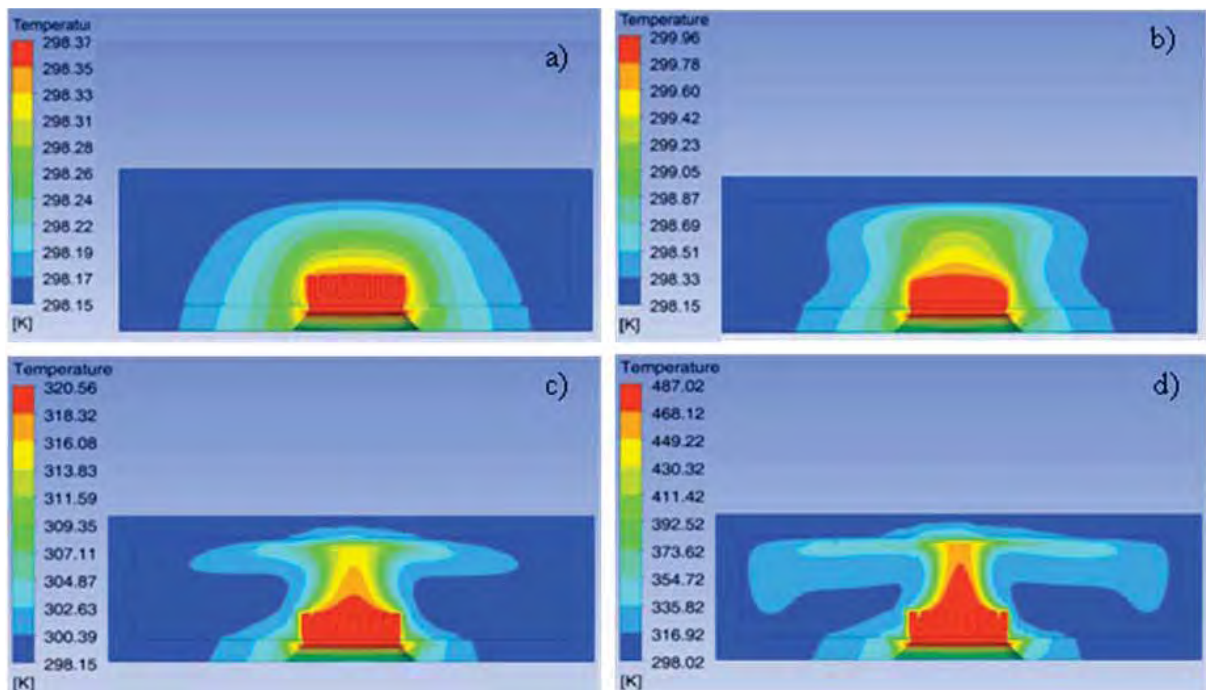


Figura 10 – Perfis de temperatura para das cavidades horizontais fechadas com 9x9 pinos, com Ra variando conforme indicado pelas letras: a)  $Ra = 2,0 \cdot 10^4$  (Temperatura máxima: 298,37 K). b)  $Ra = 2,0 \cdot 10^5$  (Temperatura máxima: 299,96 K). c)  $Ra = 2,0 \cdot 10^6$  (Temperatura máxima: 320,56 K). d)  $Ra = 2,0 \cdot 10^7$  (Temperatura máxima: 487,02 K)



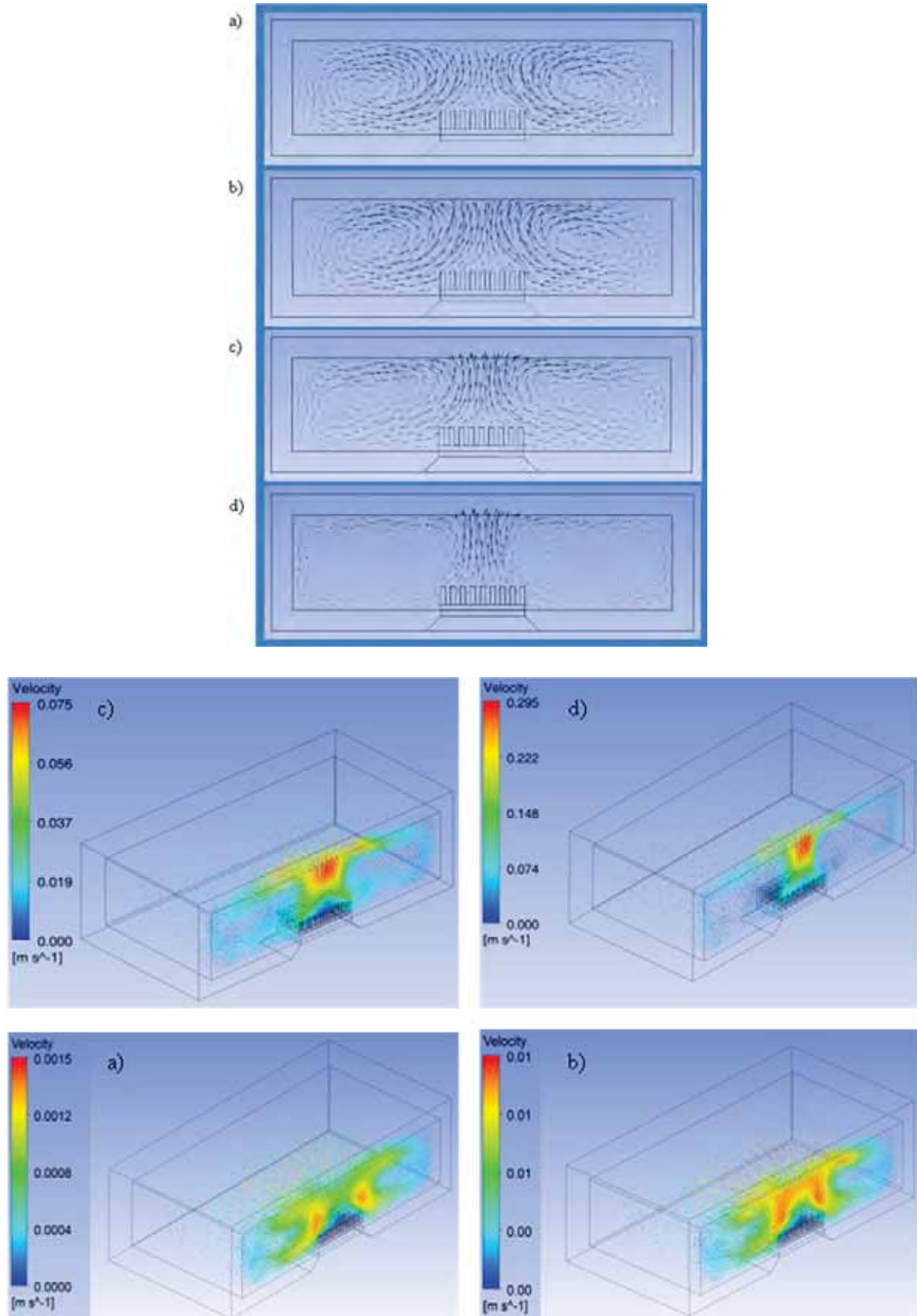


Figura 11 – Vetor velocidade para as cavidades horizontais fechadas com 9x9 aletas. a)  $Ra = 2.10^4$  ( $v=0,002$  [m/s]) b)  $Ra = 2,0.10^5$  ( $v=0,011$  [m/s]) c)  $Ra = 2,0.10^6$  ( $v=0,065$  [m/s]); d)  $Ra = 2,0.10^7$  ( $v=0,342$  [m/s])

Para as cavidades verticais, ocorre também a troca de calor predominantemente por condução para valores de Rayleigh, abaixo de  $10^4$ . Para valores acima, ocorre aumento de velocidade do fluido e conseqüentemente aumento da troca de calor por convecção natural.

A Figura 12 apresenta a evolução do gradiente de temperatura em função do aumento do número de Rayleigh, acompanhando o sentido do fluxo de ar dentro da cavidade.

Ocorre a formação de uma célula de fluxo ao lado e acima do dissipador aletado, conforme apresentado na Figura 13. Nota-se que à medida que o efeito convectivo aumenta, ocorre o deslocamento da concentração de vetores velocidade, inicialmente localizados frontalmente aos pinos do dissipador e posteriormente deslocados acima do dissipador.

No início, com baixo fluxo de calor, conforme apresentado na Figura 13(a), os valores de velocidade são muito baixos, conseqüentemente o efeito convectivo é quase nulo. À medida que se aumenta o fluxo de calor no processador, ocorre o aumento da velocidade do ar no interior da cavidade e conseqüentemente ocorre o aumento do efeito convectivo.

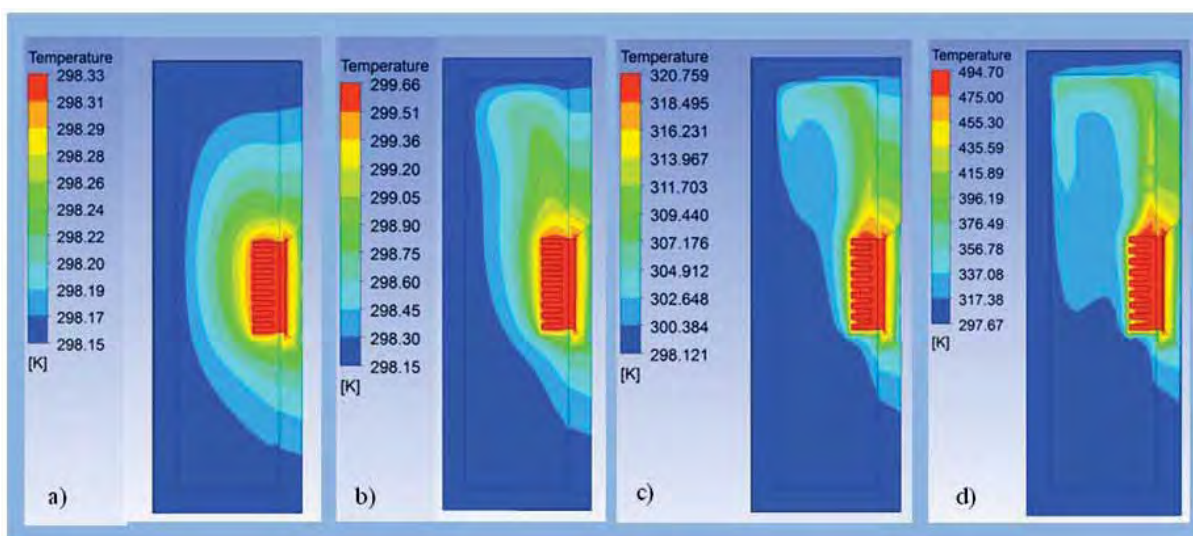


Figura 12 – Perfis de temperatura das cavidades fechadas na vertical com 9x9 aletas. Valores de temperatura para as quatro faixas de número de Rayleigh: a)  $Ra = 2.10^4$  (Temperatura máxima: 298,37 K). b)  $Ra = 2.10^5$  (Temperatura máxima: 299,96 K). c)  $Ra = 2.10^6$  (Temperatura máxima: 316,71 K). d)  $Ra = 2.10^7$  (Temperatura máxima: 444,26 K)

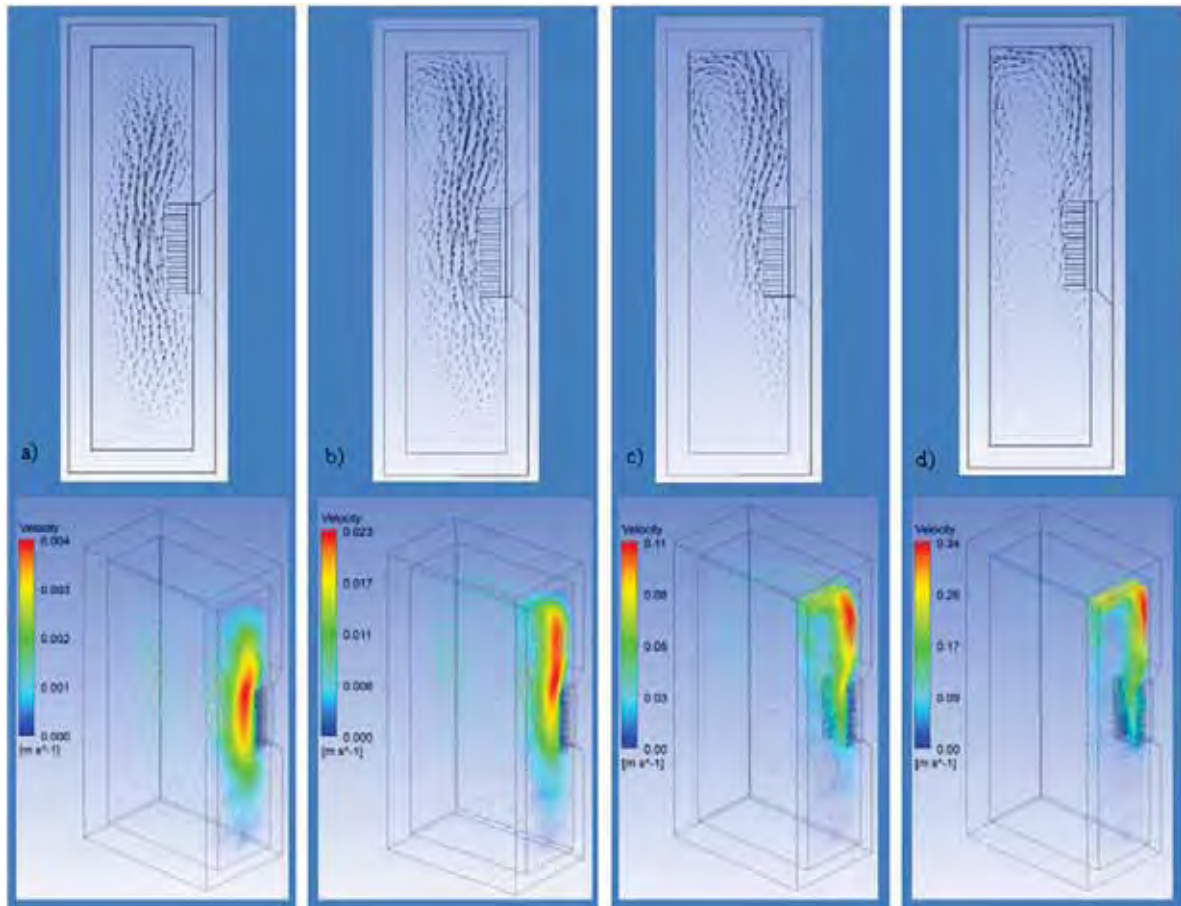


Figura 13 – Vetores velocidades para as cavidades fechadas na vertical com 9x9 aletas. a)  $Ra = 2.10^4$  ( $v=0,004$  [m/s]) b)  $Ra = 2.10^5$  ( $v=0,023$  [m/s]) c)  $Ra = 2.10^6$  ( $v=0,110$  [m/s]); d)  $Ra = 2.10^7$  ( $v=0,340$  [m/s])

Pode-se observar, baseando-se nos resultados que há uma mudança considerável nos valores de temperaturas para a faixa de  $Ra$  entre  $2.10^6$  e  $2.10^7$ , pois o calor dissipado é bastante elevado. Nestes casos, se excede os limites normais de temperatura compatíveis com os processadores comerciais. Assim, existe uma limitação bastante clara de utilização de resfriamento por convecção natural.

A Tabela 3 apresenta os valores de temperaturas máximas para todas as cavidades fechadas na posição horizontal (12x12 aletas, 9x9 aletas, 6x6 aletas e 4x4 aletas) e a Tabela 4 apresenta os valores de temperatura máxima calculada para todas as cavidades fechadas na posição vertical. É possível notar que os valores de temperatura aumentam diretamente com o aumento do  $Ra$ , ocorre também o aumento da velocidade do fluido em função do aumento do  $Ra$ .

Tabela 3 – Temperaturas máximas calculadas para todas as cavidades na posição horizontal.

q [W]	Ra [1]	Temperatura máxima [K]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,32	298,37	298,33	298,40
0,10	$2,0 \cdot 10^5$	299,96	299,96	299,92	300,03
1,00	$2,0 \cdot 10^6$	321,10	320,56	321,08	322,14
10,00	$2,0 \cdot 10^7$	520,87	487,02	507,65	524,66

Tabela 4 – Temperaturas máximas calculadas para todas as cavidades na posição vertical.

q [W]	Ra [1]	Temperatura máxima [K]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,33	298,33	298,31	298,30
0,10	$2,0 \cdot 10^5$	299,83	299,66	299,58	299,61
1,00	$2,0 \cdot 10^6$	321,00	320,75	320,94	321,88
10,00	$2,0 \cdot 10^7$	516,70	494,70	507,34	522,48

### 5.1.2 Influência da posição da cavidade

Um fator que tende a alterar o desempenho na troca de calor é a posição da cavidade, horizontal ou vertical. Esta influência já foi amplamente estudada por outros autores, como os citados na seção 2 do presente trabalho, porém em apenas duas dimensões.

Baseado nos resultados das simulações, para baixo número de Rayleigh, faixa de  $10^4$  a  $10^6$ , não ocorrem diferenças significativas nos valores de temperaturas calculadas entre as posições da cavidade comparando caso a caso.

No entanto, para Ra na ordem de  $10^7$  ocorrem pequenas mudanças nos valores de temperatura para as cavidades contendo 12x12 aletas, 9x9 aletas e 4x4 aletas, o que não ocorre com as configurações de 6x6 aletas. As Tabelas 5, 6, 7 e 8 apresentam os valores de temperatura para as quatro comparações.

Tabela 5 – Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 12x12 pinos)

Q [W]	Ra [1]	T máx. horizontal [K]	T máx. vertical [K]
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,32	298,33
0,1	$2,0 \cdot 10^5$	299,96	299,83
1	$2,0 \cdot 10^6$	321,10	321,00
10	$2,0 \cdot 10^7$	<b>520,87</b>	<b>516,70</b>

Tabela 6 – Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 9x9 pinos)

Q [W]	Ra [1]	T máx. horizontal [K]	T máx. vertical [K]
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,37	298,33
0,1	$2,0 \cdot 10^5$	299,96	299,66
1	$2,0 \cdot 10^6$	320,56	320,75
10	$2,0 \cdot 10^7$	<b>487,02</b>	<b>494,70</b>

Tabela 7 – Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 6x6 pinos)

Q [W]	Ra [1]	T máx. horizontal [K]	T máx. vertical [K]
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,33	298,31
0,1	$2,0 \cdot 10^5$	299,92	299,58
1	$2,0 \cdot 10^6$	321,08	320,94
10	$2,0 \cdot 10^7$	507,65	507,34

Tabela 8 – Temperatura calculada nas cavidades horizontal e vertical (dissipadores 4x4 pinos)

Q [W]	Ra [1]	T máx. horizontal [K]	T máx. vertical [K]
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,40	298,30
0,1	$2,0 \cdot 10^5$	300,03	299,61
1	$2,0 \cdot 10^6$	322,14	321,88
10	$2,0 \cdot 10^7$	524,66	522,48

Nas configurações com 12x12 aletas a posição vertical apresentou resultado pouco melhor comparado com a posição horizontal e nas configurações com 9x9 aletas a posição horizontal apresentou resultado pouco melhor comparado com a posição vertical.

Para os casos contendo 6x6 aletas não houve diferenças entre as posições, sendo que para os casos contendo 9x9 aletas a posição vertical teve melhor resultado comparado com a posição horizontal.

Nos estudos realizados por outros autores, com cavidade de geometria bidimensional, a cavidade na posição vertical tem melhor desempenho quanto à troca de calor, o que não foi confirmado no presente trabalho. Em estudos com geometrias bidimensionais é considerado que o dissipador tem extensão infinita e esta consideração supõe que todo o fluido que está na cavidade passa pelas aletas, tanto no caso da posição horizontal quanto no caso da posição vertical. No caso de geometrias em três dimensões, a largura do dissipador é finita. Para as cavidades tridimensionais na posição vertical apenas parte do fluido contido na cavidade passa pelas aletas do dissipador e a outra parte do fluido passa pelos lados do dissipador, ou seja, parte do fluido troca mais calor com o dissipador do que outra parte. Para as cavidades tridimensionais na posição horizontal uma parte maior do fluido contido na cavidade troca calor de forma mais homogênea com o dissipador, pois a circulação ocorre de forma radial em torno do dissipador (forma uma única célula tridimensional com formato similar a de um toróide).

Não é possível afirmar que para todos os dissipadores na posição vertical o seu desempenho será maior em relação a respectiva posição horizontal.

### **5.1.3 Influência do número de aletas**

Outro fator que influencia fortemente o desempenho na troca de calor é a quantidade de aletas ou pinos existentes no dissipador de calor. Tal fato é evidenciado nos cálculos e simulações do presente trabalho e ocorre para todas as situações. As Tabelas 3 e 4 apresentadas anteriormente contêm os valores de temperatura máxima para cada configuração estudada.

A configuração contendo o dissipador de calor de 9x9 aletas é o que apresenta melhor desempenho térmico, seguido pelos dissipadores 6x6 aletas, 12x12 aletas e 4x4 aletas respectivamente. A diferença no desempenho térmico é mais evidente para a Ra na ordem de  $2,0 \cdot 10^7$ , no qual ocorre troca de calor predominantemente convectiva. Este melhor comportamento está relacionado com a melhor distribuição do fluxo de massa no interior do dissipador devido ao espaçamento entre as aletas. Dissipadores com poucas aletas apresentam escoamentos mais bem distribuídos, porém com áreas de transferência de calor menores.

O aumento do número de aletas faz com que a área de troca aumente, porém o escoamento no interior é dificultado reduzindo-se o coeficiente convectivo de troca de calor. Desta forma é esperada uma relação ótima relacionada ao número de aletas. A Tabela 9 apresenta os valores de temperatura dos dissipadores estudados no presente trabalho, para valores correspondentes de quantidade de calor e número de Rayleigh. A Figura 14 apresenta o gráfico da relação entre a temperatura máxima e o número de aletas, levando-se em consideração a temperatura média entre posições vertical e horizontal. A Figura 15 e 16 apresentam de forma gráfica a evolução dos gradientes de temperaturas de cada cavidade estudada, na horizontal e vertical, respectivamente.

Tabela 9 – Temperatura máxima média calculada nas cavidades por configurações de dissipadores.

q [W]	Ra [1]	Temperatura máxima média por dissipadores [K]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	298,33	298,34	298,32	298,30
0,10	$2,0 \cdot 10^5$	299,87	299,74	299,29	299,82
1,00	$2,0 \cdot 10^6$	321,05	320,66	321,01	322,01
10,00	$2,0 \cdot 10^7$	<b>518,79</b>	<b>490,86</b>	<b>507,50</b>	<b>523,57</b>

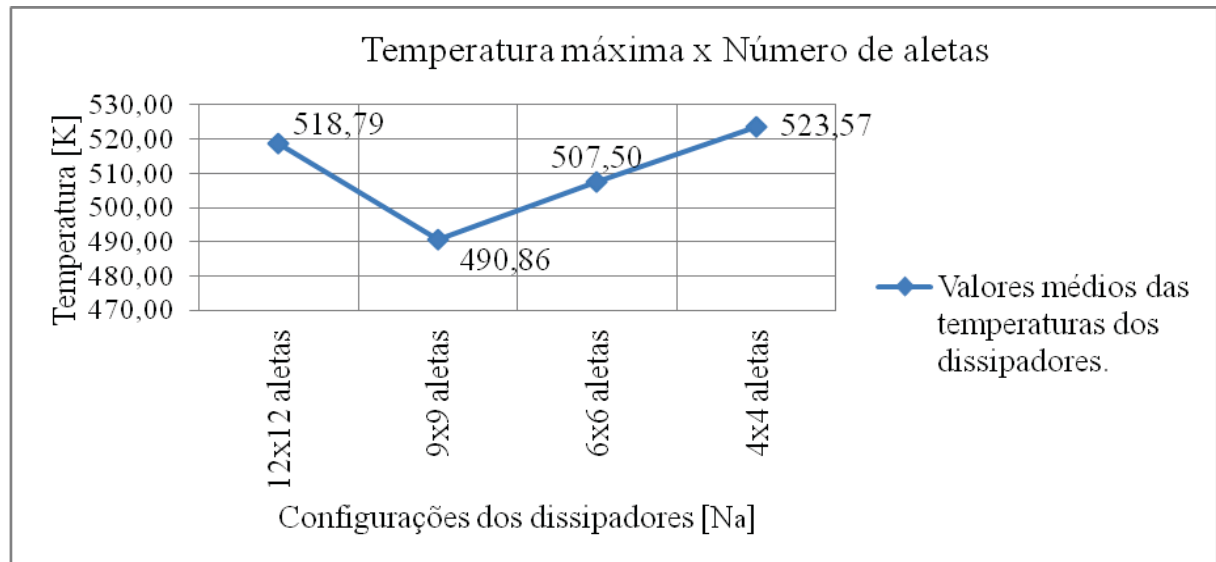


Figura 14 – Comparação entre os dissipadores quanto a temperatura e seu número de aletas. Valor de temperatura máxima levando em consideração a média entre a cavidade vertical e horizontal.

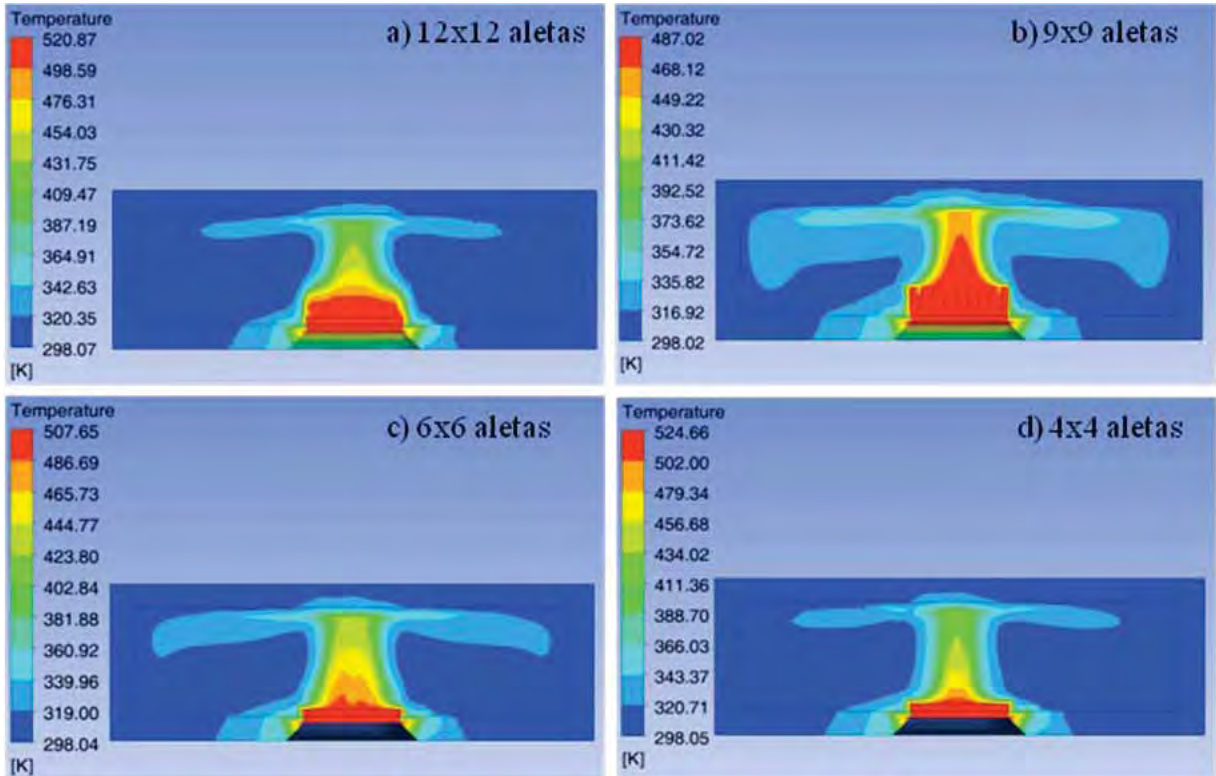


Figura 15 – Perfil de temperatura das cavidades horizontais para  $Ra=2,0 \cdot 10^7$  a) 12x12 aletas; b) 9x9 aletas; c) 6x6 aletas; d) 4x4 aletas.

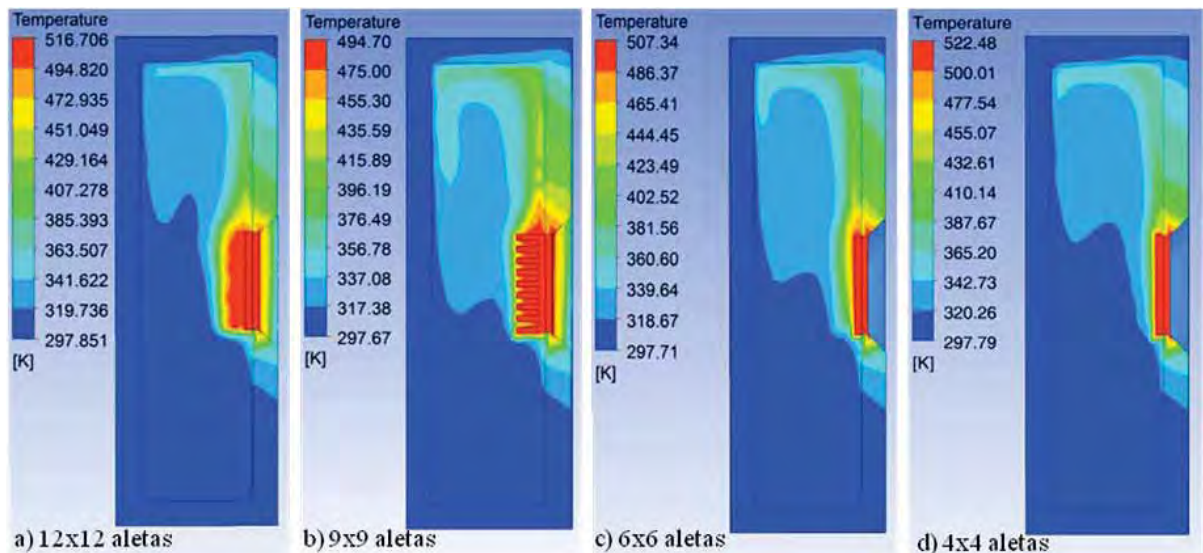


Figura 16 – Perfil de temperatura das cavidades verticais para  $Ra=2,0 \cdot 10^7$  a) 12x12 aletas; b) 9x9 aletas; c) 6x6 aletas; d) 4x4 aletas.

Uma forma de avaliar o projeto das aletas é através da eficiência da mesma, que é medida através do gráfico de *performance* térmica do dissipador. Lee (1995) descreve em seu trabalho os formatos de curvas características para um bom projeto de dissipador aletado e ressalta que os mesmos devem ser testados fisicamente para a comprovação do modelo



matemático. A Figura 17 traz as duas curvas utilizadas em projeto de dissipadores comerciais indicados para convecção natural.

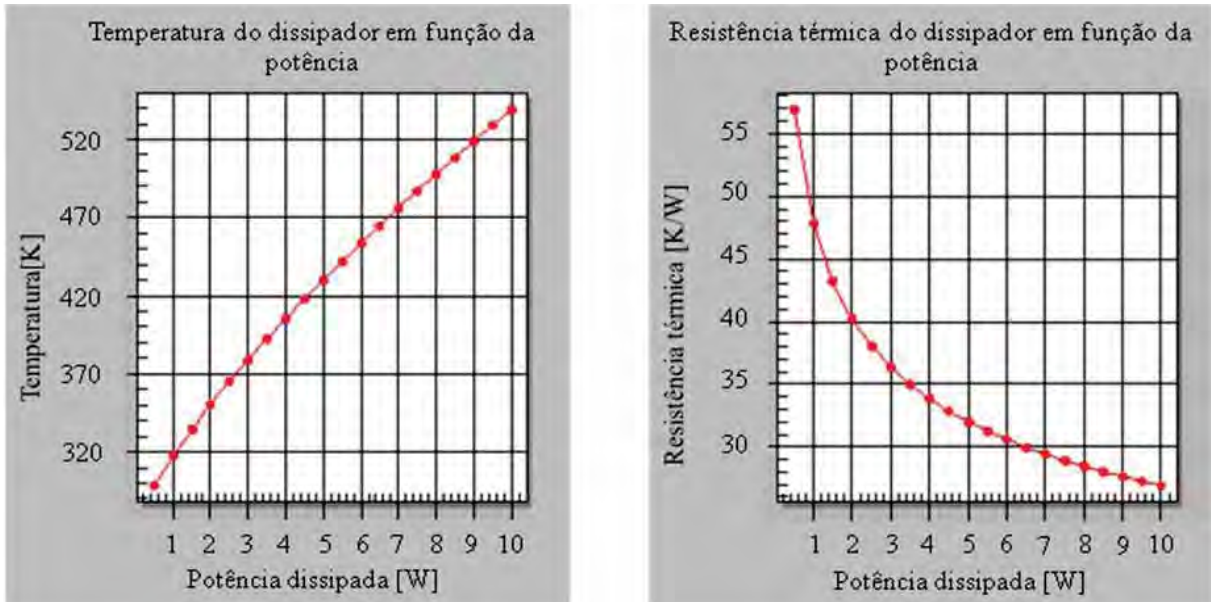


Figura 17 – Curvas de desempenho de dissipadores de calor aletados para convecção natural utilizadas em aplicações comerciais. Curvas adaptadas do fabricante de dissipadores de calor e sistemas térmicos para computação Aavid Thermalloy LLC.

No presente trabalho foram geradas as curvas de desempenho para as situações estudadas, no qual como resultado o dissipador com 9x9 aletas tem desempenho com comportamento mais próximo ao das curvas mostradas na Figura 17. A Figura 18 apresenta o gráfico com as curvas de resistência térmica de forma comparativa para as situações estudadas e a Tabela 10 apresenta os resultados dos cálculos de resistência térmica dos dissipadores estudados no presente trabalho, baseados nos valores médios da temperatura máxima das posições vertical e horizontal.

Tabela 10 – Resistência térmica dos dissipadores.

q [W]	Ra [1]	Resistência térmica dos dissipadores[K/W]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
0,01	$2,0 \cdot 10^4$	24,50	35,00	32,00	35,00
0,10	$2,0 \cdot 10^5$	18,95	18,10	17,50	18,20
1,00	$2,0 \cdot 10^6$	11,53	11,33	11,51	12,01
10,00	$2,0 \cdot 10^7$	11,04	9,64	10,47	11,28

O cálculo de resistência térmica do dissipador pode ser obtido através da equação (48).

$$R = \frac{(T_{\max} - T_{\text{filme}})}{q} \quad (48)$$

Sobretudo, nota-se pelos resultados obtidos, que todos os dissipadores de calor estudados têm curvas de resistências térmicas similares às mostradas na Figura 17, anteriormente apresentada. O dissipador com 9x9 aletas têm melhor comportamento térmico, pois é o que apresentou maior similaridade com a curva comercial e tem menor resistência térmica para valores de potências mais altos, conforme pode ser observado na Tabela 10 e na Figura 18.

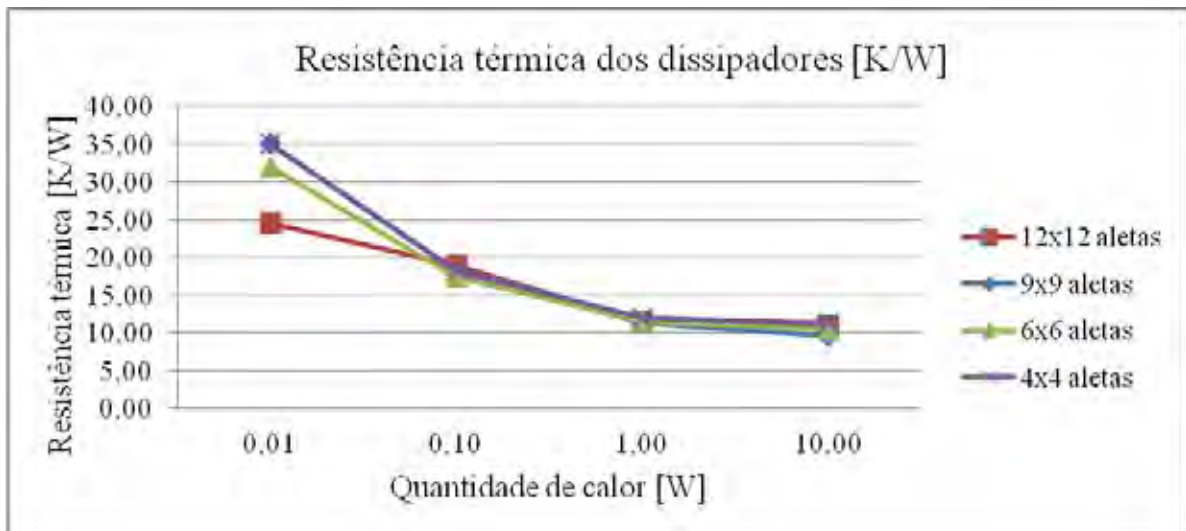


Figura 18 – Curvas de desempenho para as cavidades fechadas nas posições horizontal e vertical estudadas.

## 5.2 Cavidades abertas com ventilação forçada

Para as cavidades abertas foram feitos modelos utilizando-se dois valores de número de Reynolds, um de baixa turbulência,  $Re$  igual a 2750 (próximo à região de transição laminar-turbulento) e outro de turbulência,  $Re$  igual a 11000, para as duas situações estudadas, aspirando e soprando pela abertura superior. Para este caso de convecção forçada foram feitas variações de potencia de 1,00 [W] e 10,00 [W], diferentemente dos modelos de cavidade fechada, submetidos à convecção natural estudados anteriormente no presente trabalho, que se utilizaram 0,01 [W], 0,10 [W], 1,00[W] e 10,00 [W]. O motivo de se utilizar apenas potências maiores é a significância dos resultados, já que para faixas mais baixas de potência não ocorrem variações significativas nos valores de temperatura. Para a realização do presente trabalho foram feitos alguns testes com os mesmos modelos utilizando valores iguais a 0,01 [W] e 0,10 [W] e os resultados mostraram variações muito pequenas, o que dificulta uma comparação de desempenho. Para as situações simuladas com ventilação forçada, a Tabela 11 apresenta as situações estudadas, expressas pela letra “x”, totalizando sessenta e quatro casos.

Tabela 11 – Situações estudadas para cavidade aberta com ventilação forçada soprando e aspirando

Descrição dos modelos estudados. Situações estudadas estão marcadas com a letra “x”		Número de Reynolds [1]			
		2750		11000	
		Quantidade de calor [W]			
		1,00	10,00	1,00	10,00
01	Soprando 12x12 aletas	x	x	x	x
02	Soprando 9x9 aletas	x	x	x	x
03	Soprando 6x6 aletas	x	x	x	x
04	Soprando 4x4 aletas	x	x	x	x
05	Aspirando 12x12 aletas	x	x	x	x
06	Aspirando 9x9 aletas	x	x	x	x
07	Aspirando 6x6 aletas	x	x	x	x
08	Aspirando 4x4 aletas	x	x	x	x

Para as situações apresentadas anteriormente na Tabela 11 obteve-se os resultados apresentados na Tabela 12 que apresentam os valores máximos de temperatura calculados em função dos números de Reynolds citados.

Tabela 12 – Temperaturas máximas obtidas das situações estudadas para cavidade aberta com ventilação forçada soprando e aspirando

Valores de temperatura máxima calculada em função de Re e Potência		Número de Reynolds [1]			
		2750		11000	
		Quantidade de calor [W]			
		1,00	10,00	1,00	10,00
		Temperatura máxima [K]			
01	Soprando 12x12 aletas	315,6	472,6	309,4	410,5
02	Soprando 9x9 aletas	317,1	487,9	311,9	436,1
03	Soprando 6x6 aletas	319,3	509,6	315,2	468,9
04	Soprando 4x4 aletas	320,7	523,3	317,0	486,9
05	Aspirando 12x12 aletas	316,6	481,3	313,2	448,2
06	Aspirando 9x9 aletas	318,4	496,1	314,9	465,2
07	Aspirando 6x6 aletas	320,8	524,9	317,3	489,9
08	Aspirando 4x4 aletas	321,3	529,5	319,2	508,6

### 5.2.1 Influência do número de Reynolds

Como mostrado na Tabela 12 anteriormente, para velocidades mais altas ocorre maior transferência de calor, ou seja, para valores de Re maiores os valores de temperaturas são mais baixos, como já era esperado.

A Figura 19 apresenta as isotermas para as configurações com 12x12 aletas, 9x9 aletas, 6x6 aletas e 4x4 aletas com ventilação forçada soprando pela parte superior da cavidade, para Re igual a 2750 e 11000 de forma a explicitar a influência do número de Reynolds quanto a dissipação de calor. É possível observar caso a caso, por exemplo, a Figura 19 (a) que apresenta que o mesmo dissipador de calor contendo 12x12 aletas tem temperatura igual a 472,6 [K] para Reynolds igual a 2750 e tem temperatura de 410,5 [K] para Reynolds igual a 11000. Este decréscimo de temperatura se repete para os demais dissipadores.

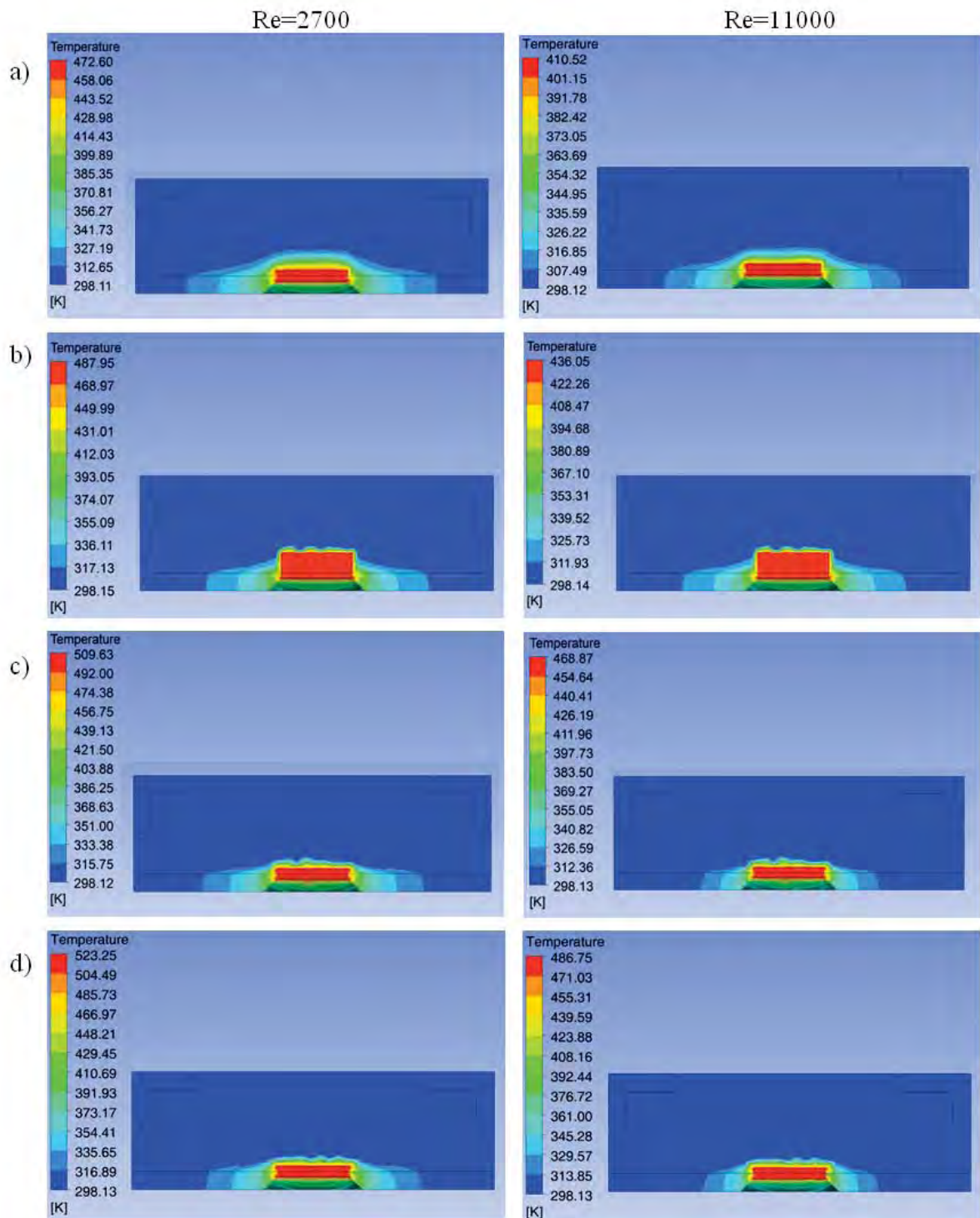


Figura 19 – Gradientes de temperatura em função do número de Reynolds para a ventilação forçada soprando pela abertura superior. a) 12x12 aletas; b) 9x9 aletas; c) 6x6 aletas d) 4x4 aletas.

A Figura 20, semelhante à Figura 19, apresenta os resultados de temperatura, porém com fluxo de ar sendo aspirado pela parte superior.

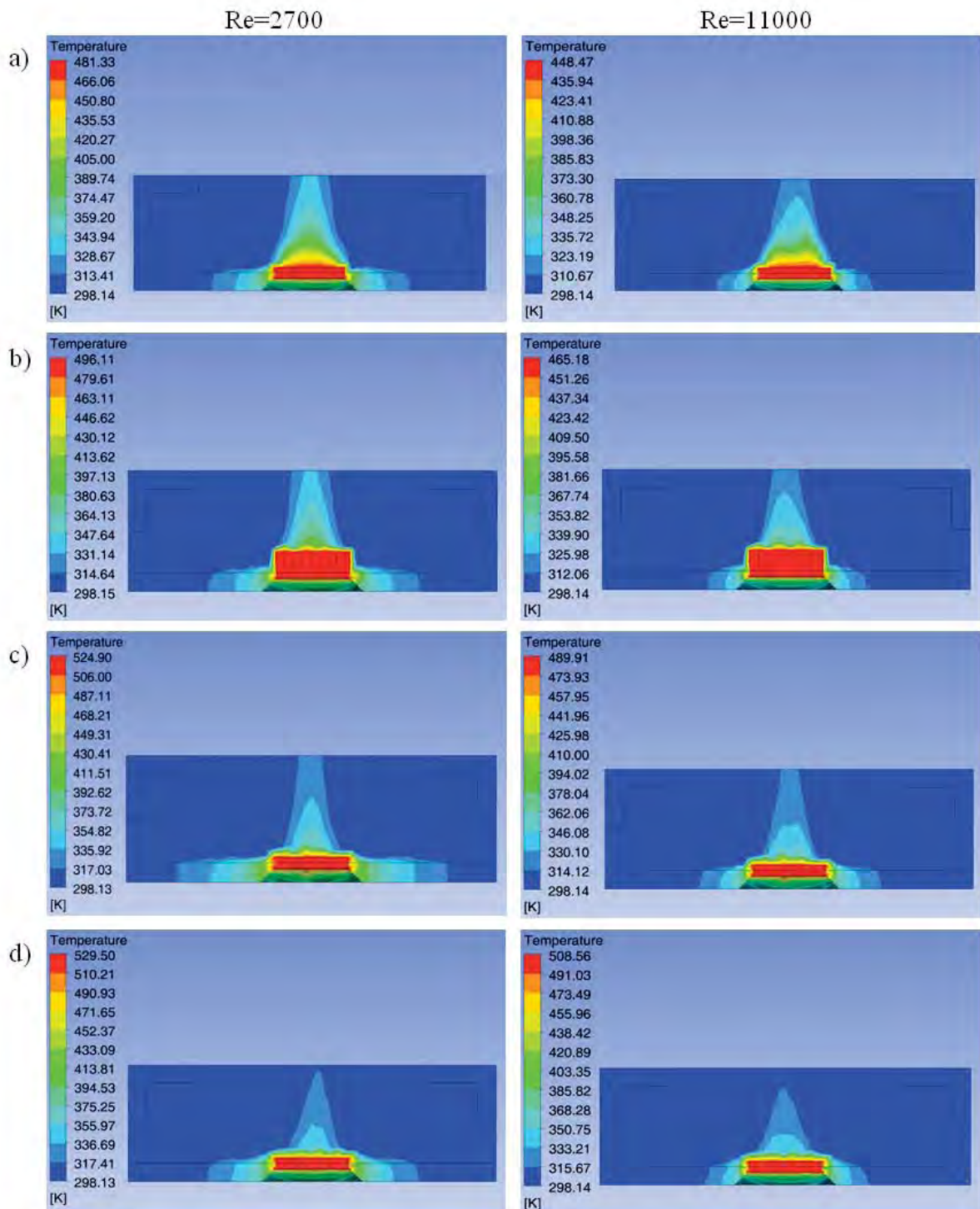


Figura 20 – Gradientes de temperatura em função do número de Reynolds para a ventilação forçada aspirando pela abertura superior. a) 12x12 aletas; b) 9x9 aletas; c) 6x6 aletas d) 4x4 aletas.

A Figura 21 apresenta gráficos de comportamento do fluido para as cavidades abertas com dissipador com 12x12 aletas, para fluxos em ambos os sentidos, soprando e aspirando.

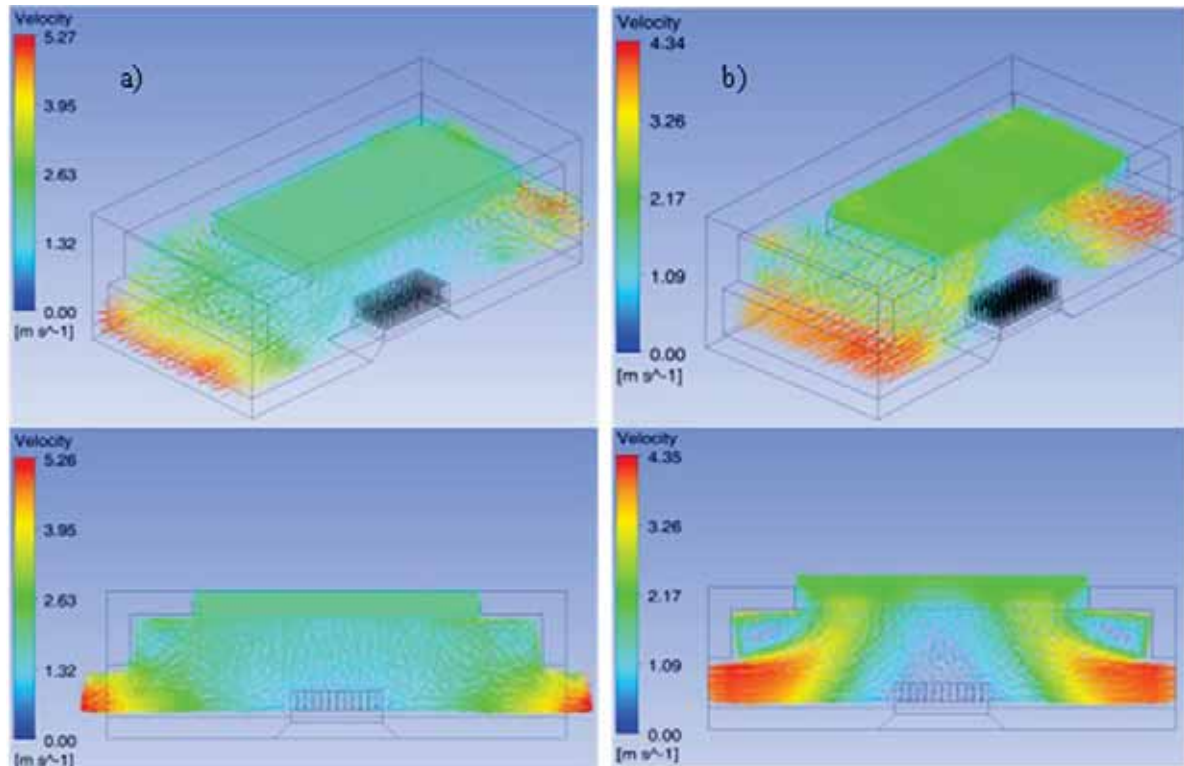


Figura 21 – Vetores de velocidades bidimensional e tridimensional para cavidades abertas com ventilação forçada com  $Re = 11000$ . a) Soprando por cima. b) Aspirando por cima.

### 5.2.2 Influência do número de aletas

Para configurações de sistemas térmicos de microeletrônica arrefecidos por ventilação forçada é comum encontrar dissipadores com alta densidade de aletas. Lee (1995) em seu trabalho relaciona a troca de calor com a quantidade de aletas e observa que quanto maior a densidade de aletas, maior será a transferência de calor, respeitando os limites físicos de circulação de fluido entre as aletas e também sob a pena de se aumentar a perda de carga e necessitar de ventiladores mais potentes. O presente trabalho, utilizando-se dos resultados obtidos, confirma as afirmações de trabalhos já realizados com propósitos similares. É possível notar através da Tabela 13 e da Figura 22, que a configuração do dissipador com 12x12 aletas tem temperatura mais baixas para a mesma potência dissipada comparando com os outros dissipadores, com ventilação sendo soprada pela parte superior. Portanto, de forma decrescente os dissipadores com melhor desempenho são: 12x12 aletas, 9x9 aletas, 6x6 aletas e por último o dissipador com 4x4 aletas.

Tabela 13 – Temperaturas máximas das calculadas para as condições de Re e número de aletas propostos com ventilação forçada soprando.

q [W]	Re [1]	Temperatura máxima dos dissipadores [K]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
1,00	2750	315,6	317,1	319,3	320,7
10,00	2750	472,6	487,9	509,6	523,3
1,00	11000	309,4	311,9	315,2	317,0
10,00	11000	410,5	436,1	468,9	486,8

A Figura 22 apresenta o gráfico relacionando a temperatura máxima calculada com o número de aletas apenas para potência dissipada de 10,00 [W].

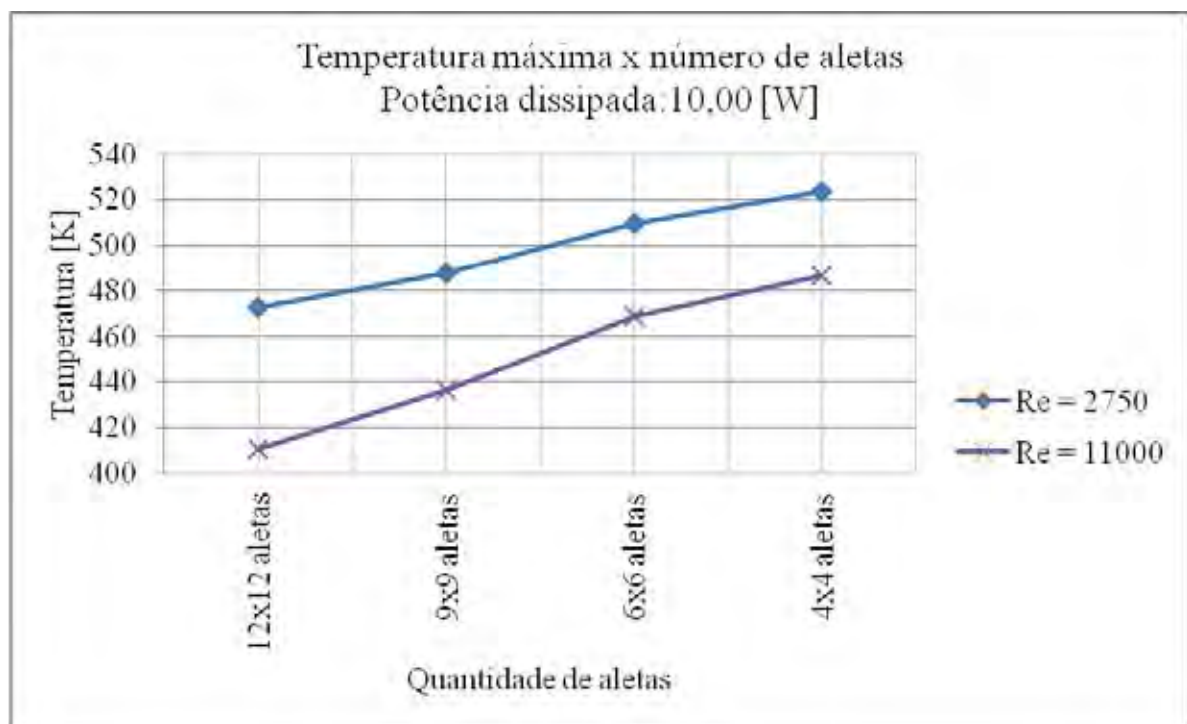


Figura 22 – Curvas de crescimento de temperatura no processador em função da diminuição do número de aletas para dois valores de Re. Ventilação forçada soprando pela abertura superior.

A Tabela 14 e a Figura 23 apresentam os resultados e comparações para a configuração de ventilação forçada aspirando por cima. Através dos resultados obtidos, nesta configuração também fica evidente que a maior quantidade de aletas proporciona maior troca de calor da mesma forma que ocorre com a configuração apresentada anteriormente nesta seção (ventilação forçada soprando). A justificativa para o fato do dissipador com 12x12 aletas trocar mais calor do que as outras configurações é o deste ter maior área exposta trocando



calor com o fluido. Neste caso vale ressaltar que a movimentação do fluido se dá por ação externa e ao se fixar o fluxo de massa de saída se está aumentando a potência do ventilador à medida que se aumenta o número de aletas

Tabela 14 – Temperaturas máximas das calculadas para as condições de Re e número de aletas propostos com ventilação forçada aspirando.

q [W]	Re [1]	Temperatura máxima dos dissipadores [K]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
1,00	2750	316,6	318,4	320,8	321,3
10,00	2750	481,3	496,1	524,9	529,5
1,00	11000	313,2	314,9	317,3	319,2
10,00	11000	448,2	465,2	489,9	508,6

A Figura 23 apresenta o gráfico relacionando a temperatura máxima calculada com o número de aletas apenas para potência dissipada de 10,00 [W].

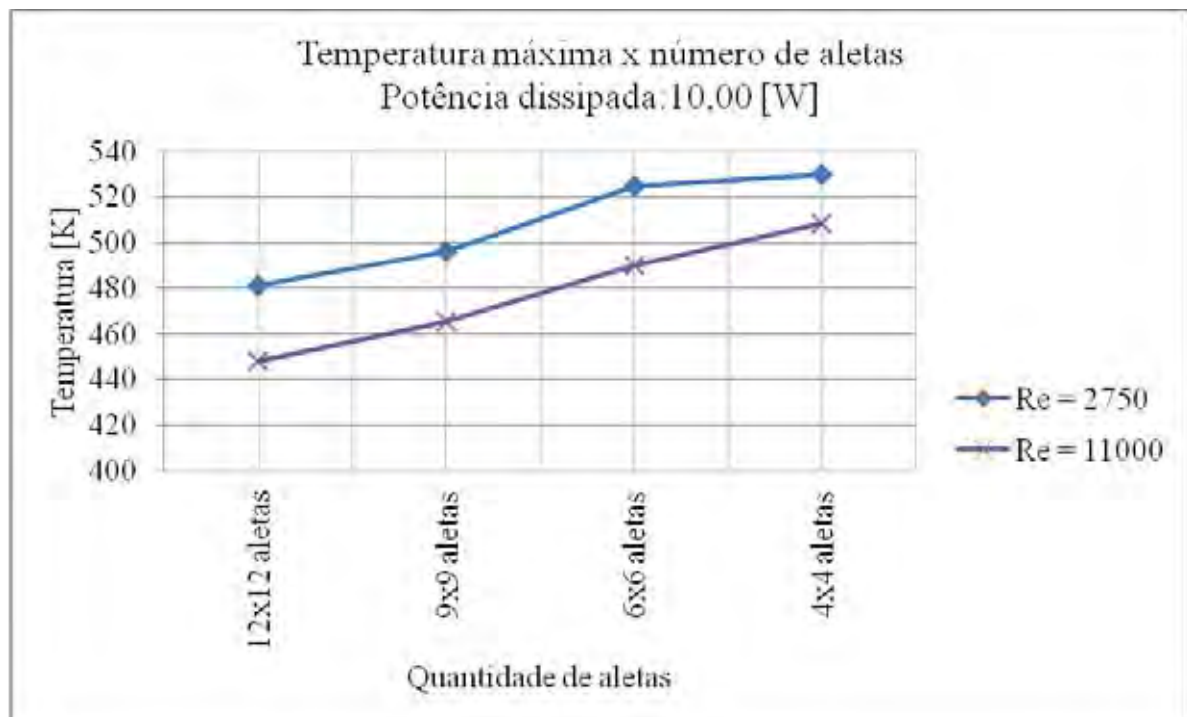


Figura 23 – Curvas de crescimento de temperatura no processador em função da diminuição do número de aletas para dois valores de Re. Ventilação forçada aspirando pela abertura superior.

Em contrapartida, se houver uma densidade de aletas muito alta, a resistência ao escoamento no interior do dissipador aumentará, fazendo com que o fluido desvie do

dissipador, havendo uma diminuição na circulação do mesmo entre as aletas e consequentemente diminuindo a eficiência da troca de calor.

### 5.2.3 Influência do sentido do fluxo de ar

Baseado nos resultados calculados no presente trabalho houve diferenças significativas nos valores de temperaturas máximas para todos os casos devido ao sentido do fluxo de ar que entra pela abertura superior e passa pelas aletas. A Tabela 15 apresenta os resultados de temperaturas máximas calculadas para potência de 10,00 [W] e Re igual a 11000. Observa-se que nas configurações com fluxo de ar no sentido para baixo (soprando) as temperaturas são mais baixas comparadas com as configurações com fluxo de ar no sentido para cima (aspirando) e isto ocorre para todos os casos. Da mesma forma a Tabela 16 apresenta resultados de temperaturas máximas calculadas para potência de 10,00 [W] e número de Reynolds igual a 2750. Do mesmo modo, observa-se também nas configurações com fluxo de ar no sentido para baixo (soprando) as temperaturas são mais baixas quando comparadas com as configurações com fluxo de ar no sentido para cima (aspirando). Este comportamento ocorre para todos os dissipadores.

Tabela 15 – Temperaturas máximas calculadas para as situações com sentidos aspirando e soprando por cima. Potência dissipada de 10,00 [W] e Re=11000.

Q [W]	Re [1]	Sentido	Temperatura máxima dos dissipadores [K]			
			12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
10	11000	Soprando	410,50	436,10	468,90	486,90
		Aspirando	448,20	465,20	489,90	508,60

A Figura 24 apresenta de forma gráfica duas curvas de temperatura para cada dissipador estudado considerando o fluxo no sentido para cima e com potência dissipada igual a 10,00 [W] e Re=11000. Escolheu-se representar as curvas para esta potência devido às diferença de temperatura ser maior do que no caso da situação com potência dissipada de 1,00 [W].

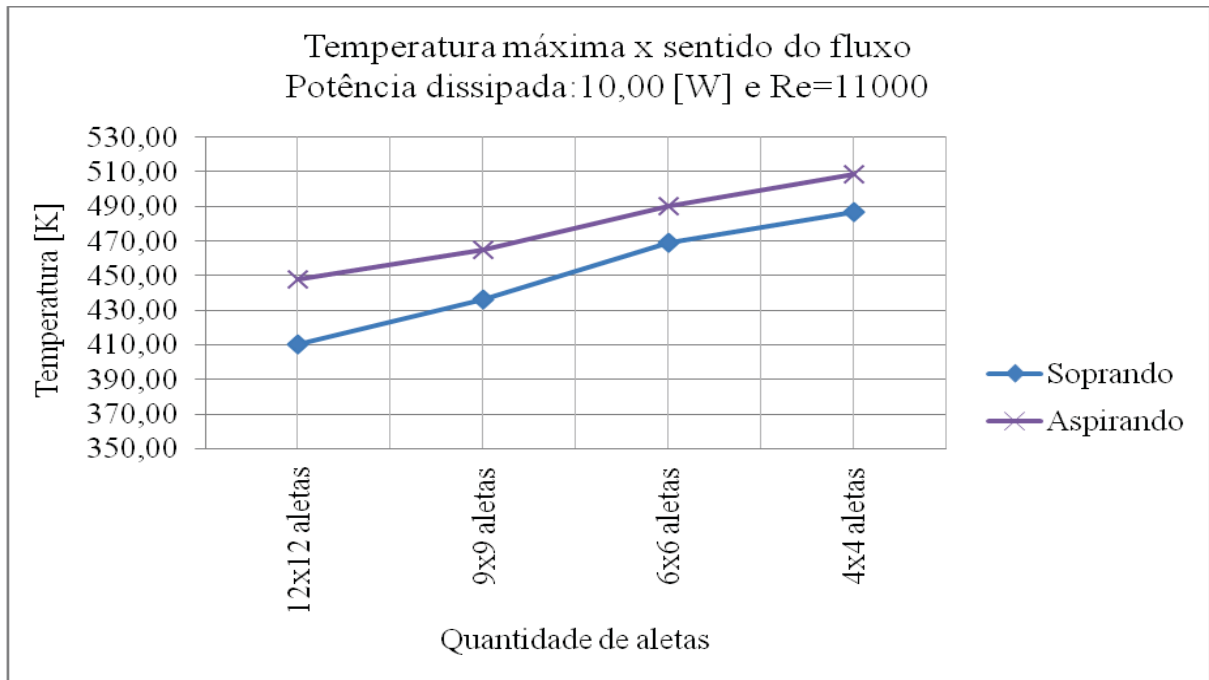


Figura 24 – Curvas comparativas da temperatura em função do sentido do fluxo de ar para potência dissipada de 10,00 [W] e Re=11000.

Tabela 16 – Temperaturas máximas calculadas para as situações com sentidos aspirando e soprando por cima. Potência dissipada de 10,00 [W] e Re=2750.

Q [W]	Re [1]	Sentido	Temperatura máxima dos dissipadores [K]			
			12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
10	2750	Soprando	472,60	487,90	509,60	523,30
		Aspirando	481,30	496,10	524,90	529,50

A Figura 25 apresenta de forma gráfica as duas curvas de temperatura para cada dissipador estudado considerando o fluxo no sentido para cima, com potência dissipada igual a 10,00 [W] e Re=11000.

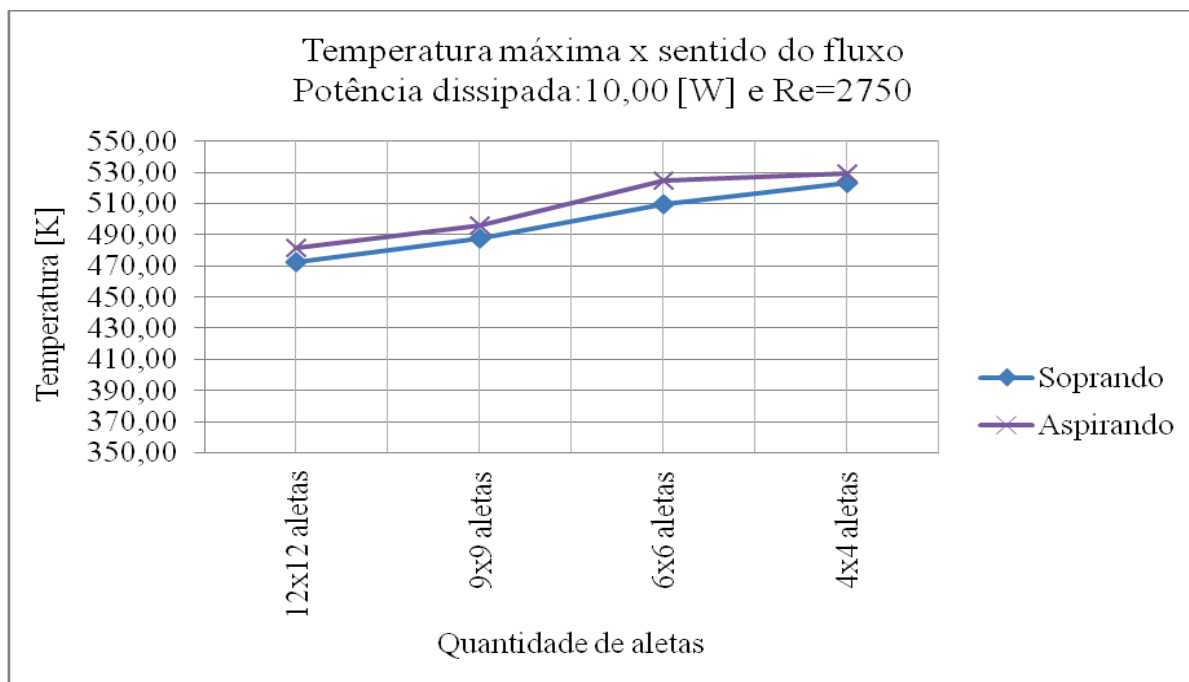


Figura 25 – Curvas comparativas da temperatura em função do sentido do fluxo de ar para potência dissipada de 10,00 [W] e  $Re=2750$ .

O fato que justifica estas diferenças é que no fluxo com sentido para baixo (soprando) o ar entra em contato com o dissipador frontalmente, passando entre as aletas e depois caminha para as duas saídas laterais. Este comportamento para a geometria da cavidade do presente trabalho faz com que a troca seja mais eficiente quando comparado com a que tem o fluxo de ar no sentido para cima (aspirando). Neste segundo caso, aspirando, o fluxo de ar não passa completamente pelas aletas devido à perda de carga imposta pelo próprio dissipador de calor. A Figura 26 apresenta de forma gráfica os perfis de velocidade gerados para as duas situações, sob mesmas condições de  $Re$  (11000) e Potência (10,00 [W]). Observando a Figura 26 (a) nota-se que na região próxima ao dissipador os valores de velocidade são maiores do os valores de velocidade apresentados na Figura 26 (b).

Na Figura 26 (a) o valor da velocidade na região próxima ao dissipador está na faixa de 0,00 a 0,53 [m/s], e em uma segunda região acima o valor está na faixa de 0,53 a 1,05 [m/s]. Na Figura 26 (b) esta região é um pouco maior, porém tem faixa de velocidade com valores mais baixos, que é entre 0,0 e 0,44 [m/s] e a segunda região imediatamente acima também tem faixa de valores de velocidade mais baixo, que é de 0,44 a 0,87 [m/s]. Isto proporciona diferenças nas condições de troca de calor.

Uma forma de minimizar ou até mesmo anular estas diferenças é colocando o ventilador imediatamente acima do dissipador, como é feito na maioria dos casos envolvendo CPUs.

Porém o presente trabalho não realiza estes testes devido a condição de comparação com os casos de cavidade fechada estudados na seção anterior 5.2.

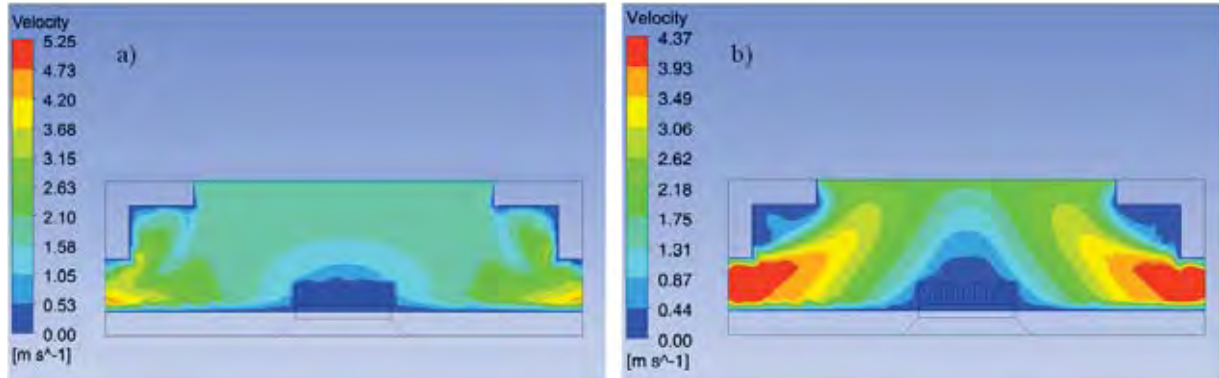


Figura 26 – Perfis de velocidades para dissipadores de calor com 9x9 aletas, Potencia dissipada de 10,00 [W] e  $Re=11000$ . a) Fluxo de ar no sentido para baixo (soprando). b) Fluxo de ar no sentido para cima (aspirando)

A Figura 27 traz as duas curvas utilizadas em projeto de dissipadores comerciais indicados para convecção forçada. No presente trabalho,  $Re$  igual a 2750 é obtido através da velocidade correspondente a 0,5 [m/s] e para  $Re$  igual a 11000 a velocidade correspondente é de 2,0 [m/s].

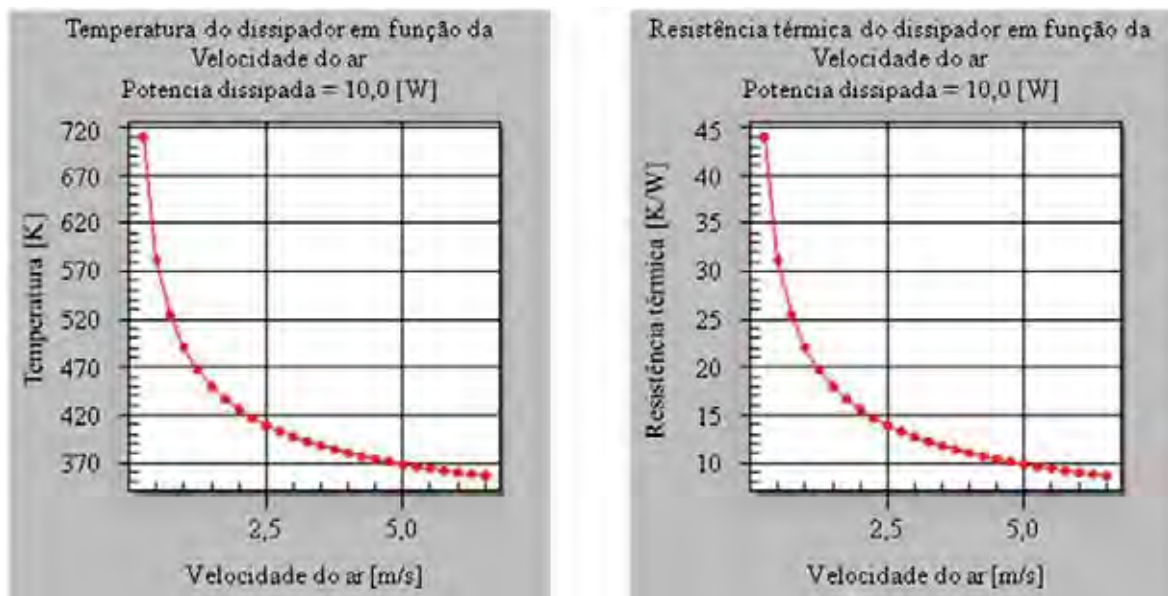


Figura 27 – Curvas de desempenho de dissipadores de calor aletados para convecção forçada utilizadas em aplicações comerciais. Curvas adaptadas do fabricante de dissipadores de calor e sistemas térmicos para computação Aavid Thermalloy LLC.

A Tabela 17 e a Figura 28 apresentam os resultados e curvas de resistência térmica obtidos para potência dissipada de 10,00 [W] para o caso do fluxo de ar no sentido para baixo por ser mais eficiente.

Tabela 17 – Resistências térmicas dos dissipadores em relação a velocidade

Q [W]	Velocidade [m/s]	Temperatura máxima dos dissipadores [K/W]			
		12x12 aletas	9x9 aletas	6x6 aletas	4x4 aletas
10,00	0,5	7,51	8,36	8,55	10,53
	2,0	5,63	6,91	9,60	9,45

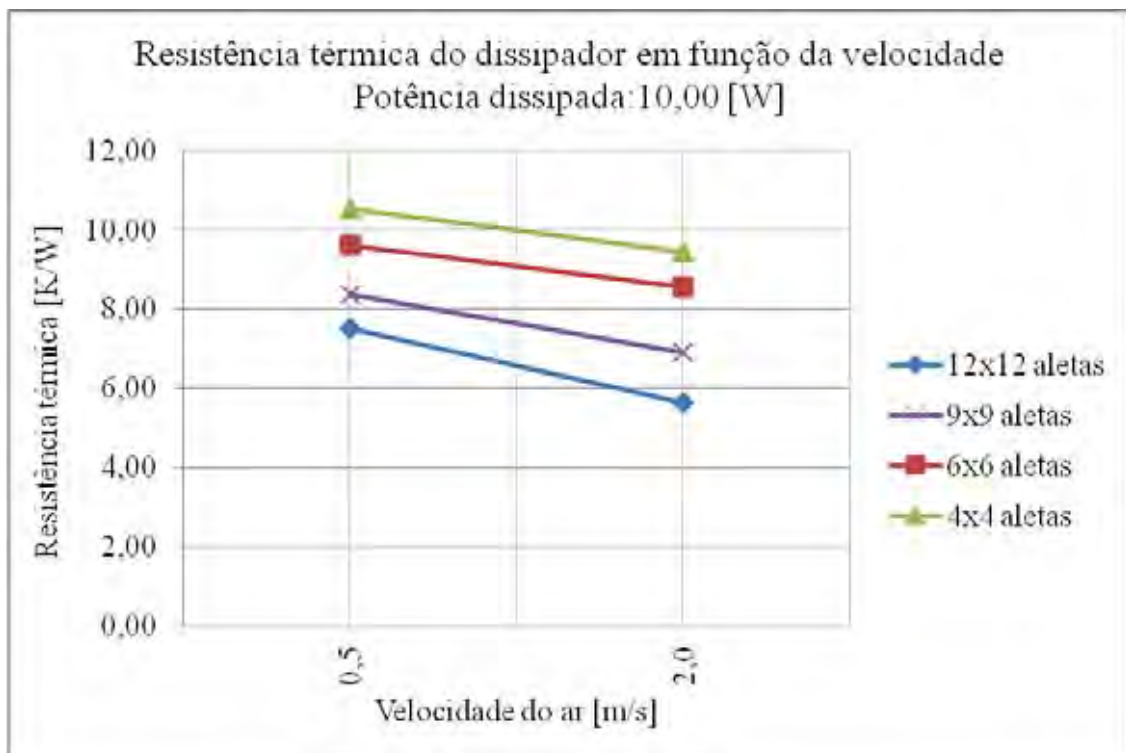


Figura 28 – Curvas de desempenho para os dissipadores de calor aletados sob convecção forçada com fluxo de ar soprando e potência dissipada de 10,00 [W].

O que pode ser notado é que a curva respeita a forma de curva indicada por fabricantes de dissipadores, conforme a Figura 27, porém com valores acima do recomendado para dissipadores destinados para convecção forçada. O motivo desta diferença é que, os dissipadores utilizados nas simulações do presente trabalho são comumente utilizados em aplicações com ventilação natural.

Para melhorar estes resultados deve-se aumentar a densidade de aletas, ou seja, deve-se aumentar o número de aletas do dissipador.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

### 6.1 Conclusões

Neste trabalho se estudou a transferência de calor e os escoamentos em uma cavidade com uma fonte de calor acoplada a um dissipador de calor aletado.

Para o estudo de desempenho do sistema foram desenvolvidos modelos matemáticos para uma cavidade considerando inicialmente convecção natural e posteriormente foram introduzidas aberturas e fluxos forçados de massa para análise de desempenho sob o regime de convecção forçada turbulenta.

Após a análise considerando somente convecção natural, verificou-se que o número de aletas influencia no desempenho da transferência de calor e existe uma distribuição ótima de pinos no dissipador que torna a relação área total de troca e coeficiente de transferência de calor por convecção a melhor possível para esta cavidade. Para as dimensões utilizadas, esta distribuição está próxima de uma configuração de 9x9 aletas. Verificou-se que a posição da cavidade, horizontal ou vertical, não influencia significativamente a transferência de calor e que o número de Rayleigh influencia na transferência de calor.

O sistema estudado, convecção natural, limitou-se a dissipar baixa potência, correspondendo a um número de Rayleigh da ordem de  $10^7$ . Os valores de temperatura máxima e resistência equivalente do dissipador, quando comparado com valores obtidos experimentalmente por fabricantes se mostraram bastante coerentes, ajudando a validar os modelos desenvolvidos.

Quanto à comparação com os modelos estudados por Yu e Joshi (2002), os resultados são bastante similares, exceto na influência da posição sobre a transferência de calor.

Para convecção forçada, os resultados obtidos demonstram também coerência com os resultados experimentais de fabricantes embora as configurações de aletas escolhidas não sejam as mais adequadas para esta finalidade.

Verificou-se que o sentido de fluxo imposto é determinante no desempenho do dissipador e que, por não ter sido colocado limites na potência do ventilador e que um maior número de aletas leva a uma melhoria substancial na transferência de calor, ou seja, o número de aletas influencia sensivelmente na transferência de calor, justificado pela maior área de troca. O número de Reynolds também influencia na transferência de calor, como esperado.

## 6.2 Sugestões

Como sugestões para trabalhos futuros, propõe-se a introdução da transferência de calor por radiação nos estudos com convecção natural e variações nas razões de aspecto e distribuição de pinos no dissipador.

Nas cavidades com convecção forçada, a mudança na forma dos dissipadores é essencial para se obter resultados mais aplicáveis e também devem-se explorar injeção e sucção de massa na faixa de convecção mista onde o sentido do escoamento passa a ser determinante na transferência de calor.



## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAVID THERMALLOY LLC. **Reading a Thermal Performance Graph**  
Disponível em: < <http://www.aavid.com/thermal-tools/thermal-graph-reading> >  
Acesso em: 08 ago. 2011.
- ANSYS CFX RELEASE 12.0. **Solver theory guide**. Canonsburg PA, 2009. 274 p.
- BAHARI, A. M.; HEJAZI, K. **Investigation of buoyant parameters of k-ε turbulence model in gravity stratified flows**, World Academy of Science, Engineering and Technology 45 (2009).
- BASAK, T.; ROY, S.; PAUL, T.; POP, I. **Natural convection in a square cavity filled with a porous medium: Effects of various thermal boundary conditions**. International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 1430-1441.
- BASAK, T.; ROY, S.; BALAKRISHNAN, A. R. **Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity**. International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 4525-4535.
- BEJAN, A.; CHADDOCK, J. B.; HALL, J. D. **Transient natural convection in a rectangular enclosure with one heated side wall**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 9 (1988) 396-404..
- BEN-NAKHI, A.; CHAMKHA A. J.; **Conjugate natural convection in square enclosure with inclined thin fin of arbitrary length**. International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2007) 467-478.
- BEYA, B. B.; LILI, T. **Transient natural convection in 3D tilted enclosure heated from two opposite sides**. International communications in Heat and Mass Transfer, 36 (2009) 604-613..
- BILGEN, E.; MUFTUOGLU, A. **Natural convection in an open square cavity with slots**. International Communications Heat and Mass Transfer 35 (2008) 896-900.
- BOUSSINESQ, M. J. **L'écoulement tourbillonnant et tumultueux des liquids**. Paris. Gauthier-Villiers et fils, Imprimeurs-Libraires. 1897. 90p.
- BOUSSINESQ, J. **L'écoulement tourbillonnant et tumultueux des liquids**.  
<http://gallica.bnf.fr/ark:/12148/bpt6k56>  
Acesso em 12 jul. 2012
- CHAPMAN, C. L.; LEE, S.; SCHMIDT, B. L. **Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink**, Tenth IEEE Semi Therm. Symposium (1994).

CHAPMAN, C. L.; LEE, S.; SCHMIDT, B. L. **Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink**, Tenth IEEE Semi Therm. Symposium (1994).

CORDEIRO JUNIOR, L. C. **Convecção mista em cavidades com fontes de calor aletadas**. (Tese de Doutorado), Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2010.

DENG, Q.; TANG, G.; LI, Y. **A combined temperature scale for analyzing natural convection in rectangular enclosures with discrete wall heat sources**. International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 3437-3446.

FLETCHER, C. A. J. **Computational techniques for fluid dynamics 1 – fundamental and general techniques**. 2 ed. New York. Springer-Verlag, 1991. 401 p.

FLETCHER, C. A. J. **Computational techniques for fluid dynamics 2 – specific techniques for different flow categories**. 2 ed. New York. Springer-Verlag, 1991. 484 p.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução a mecânica dos fluidos**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798 p.

GUO, Y.; BATHE, K-J. **A numerical study of a natural convection flow in a cavity**, International Journal for Numerical Methods in Fluids. 40 (2002) 1045-1057.

HIRSCH, C. **Numerical computation of internal & external flows – the fundamentals of computational fluid dynamics – Volume 1**. 2 ed. Burlington. John Wiley & Sons, 2007. 656 p.

HOGAN, R. E. **Finite control volume modeling of the turbulent motion of air in an enclosure**. (Doctor of Philosophy), Texas A&M University, 1987

INCROPERA, F.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4 ed. Rio de Janeiro . LTC. 1996. 494 p.

KANDASWAMY, P.; LEE, J.; HAKEEM, A.K.A. **Natural convection in a square cavity in the presence of heated plate**. Nonlinear Analysis: Modelling and Control 12 No. 2 (2007) 203-212.

LEE, S. **Optimum design and selection of heat sinks**. Eleventh IEEE Semi Therm. Symposium (1996).

MAMUD, S.; POP, I. **Mixed convection in a square vented enclosure filled with a porous medium**. International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 2190-2206.

MAMUN, M. A. H.; **Natural convection heat transfer and flow field inside a cubical cavity.** (Doctor of Philosophy), University of Waterloo, 2003.

NICOLETTE, V. F.; YANG, K. T. **Transient cooling by natural convection in a two-dimensional square enclosure.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 28 (1985) 1721-1732.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** Hemisphere, New York. 1980. 197p.

SATHIYAMORTY, M.; BASAK, T.; ROY, S.; PAUL, T.; POP, I., **Steady natural convection flows in a square cavity with linearly heated side wall(s).** International Journal of Heat and Mass Transfer 50 (2007) 766-775.

SHIH, C. J., LIU, G.C. **Optimal design methodology of plate-fin heat sinks for electronic cooling using entropy generation strategy.** IEEE Transactions on components and packaging technologies, Vol. 27, No. 3. (2004).

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics - the finite volume method.** 2 ed. London. Pearson Education Limited, 2007. 503 p.

WONG, K-C.; SAEID, N. H. **Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer under local thermal non-equilibrium conditions.** International Journal of Thermal Sciences 48 (2009) 860-870.

YOUNIS, O.; PALLARES, J.; GRAU, F.X . **Numerical study of transient laminar natural convection cooling of high Prandtl number fluids in a cubical cavity: Influence of the Prandtl number.** World Academy of Science, Engineering and Technology 36 (2007) 116-121.

YU, E.; JOSHI, Y. **A numerical study of three-dimensional laminar natural convection in a vented enclosure.** International Journal of Heat and Fluid Flow 18 (1997) 600-612.

YU, E.; JOSHI, Y. **Heat transfer enhancement from enclosed discrete components using pin-fin heat sinks,** International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 4957-4966.