

ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVA EM PLACAS ELETRÔNICAS

Marcelo C. Silva - mcsilva@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP/Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM

Departamento de Energia - DE

Campinas - SP - Brasil

Caixa Postal 6122 CEP 13088-970

Carlos A. A. Vilela - carlosav@fem.unicamp.br

Resumo Neste trabalho apresenta-se um estudo numérico da transferência de calor convectiva em placas de circuitos eletrônicos impressos, onde os componentes eletrônicos são uma fonte de calor. É feito o estudo para uma faixa de número de Reynolds $50 \leq Re \leq 1000$ número de Grashof $10^3 \leq Gr \leq 10^6$. São obtidos os perfis de velocidade, temperatura, linhas de corrente e número de Nusselt. As equações que descrevem o comportamento do fluido são resolvidas utilizando-se os métodos de volumes finitos com esquema Power-Law, e o método dos elementos finitos com método SUPG. Os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos foram conseguidos utilizando-se o software ANSYS.

Palavras chave: Volumes finitos, Convecção mista, Circuitos eletrônicos

1. INTRODUÇÃO

O estudo do resfriamento de canais compostos por circuitos eletrônicos tem sido amplamente encontrado na literatura, tanto em trabalhos utilizando simulação numérica como utilizando aparatos experimentais. Este estudo se torna mais importante atualmente, porque cada vez mais os elementos eletrônicos estão produzindo mais calor e diminuindo a sua dimensão. Torna-se, então, necessário um estudo que possa indicar diretrizes para que seja garantida a temperatura de trabalho especificada em projeto e com isso o bom funcionamento do componente eletrônico, evitando assim a sua falha. Uma das alternativas para resfriamento de componentes eletrônicos é através da convecção (forçada, natural ou mista), utilizando escoamento laminar, que se aplica em várias situações encontradas em problemas práticos.

Bejan e Sciubba (1992) realizaram um estudo para determinar o espaçamento ótimo para a transferência de calor máxima entre placas paralelas resfriadas por convecção forçada. Choi *et al.* (1994) analisaram o efeito da condução acoplada à convecção forçada em um canal horizontal numericamente investigado com o intuito de analisar o efeito da condutividade do substrato. Wang e Saulnier (1993) analisaram, também, o efeito da condutividade em placas de circuito impresso compostas de quatro circuitos integrados. O canal é vertical e o escoamento, como no caso de Choi *et al.* (1994), é de convecção forçada e o regime laminar. Hall *et al.* (1999) analisaram canais verticais formados por placas verticais aquecidas uniformes e simétricas, resfriadas por condução, radiação e convecção natural utilizando como fluido o ar, e apresentam dados numéricos e experimentais.

Vários exemplos de estudos minuciosos relativos a esfriamento de elementos eletrônicos podem ser encontrados na home-page da Flomerics, que desenvolve pacotes

computacionais para análise térmica destes elementos. Um exemplo atual da importância de um estudo desta natureza é o desenvolvimento do sistema de resfriamento do processador 1GHz Alpha 21264, que antes necessitaria de um sistema de refrigeração com fluido refrigerante, tubos, etc, e que agora já pode operar à temperatura ambiente.

O presente trabalho apresenta uma comparação numérica da simulação de um canal vertical aquecido discretamente com elementos protuberantes utilizando-se os métodos de volumes finitos e elementos finitos. O fluido utilizado é o ar, o escoamento é de convecção mista e a hipótese de regime laminar é adotada porque as temperaturas envolvidas, as dimensões do problema e a faixa de números de Reynolds no presente caso estudado são compatíveis com os casos reais encontrados frequentemente.

2. EQUAÇÕES GOVERNANTES

O escoamento tratado como um caso bidimensional em coordenadas retangulares e utilizando as aproximações de Boussinesq é governado pelas equações seguintes, escritas na forma adimensional:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial p}{\partial X} + \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial p}{\partial Y} + Gr\theta + \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

onde Gr é o número de Grashof e Pr é o número de Prandtl que são definidos da forma:

$$Gr = \frac{\beta g H^3 \Delta T}{\nu^2} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

e os parâmetros de adimensionalização são definidos da forma:

$$U = \frac{uH}{\nu}; \quad V = \frac{vH}{\nu}; \quad \theta = \frac{(T - T_c)}{(T_h - T_c)}; \quad Re = \frac{UH}{\nu}; \quad X = \frac{x}{H}; \quad Y = \frac{y}{H} \quad (6)$$

As condições de contorno, domínios de cálculo e geometria do problema estão descritas nas Figuras 1a e 1b, onde

T_c ≡ temperatura do fluido na entrada

T_h ≡ temperatura dos aquecedores

H ≡ altura do canal

L ≡ distância entre as placas

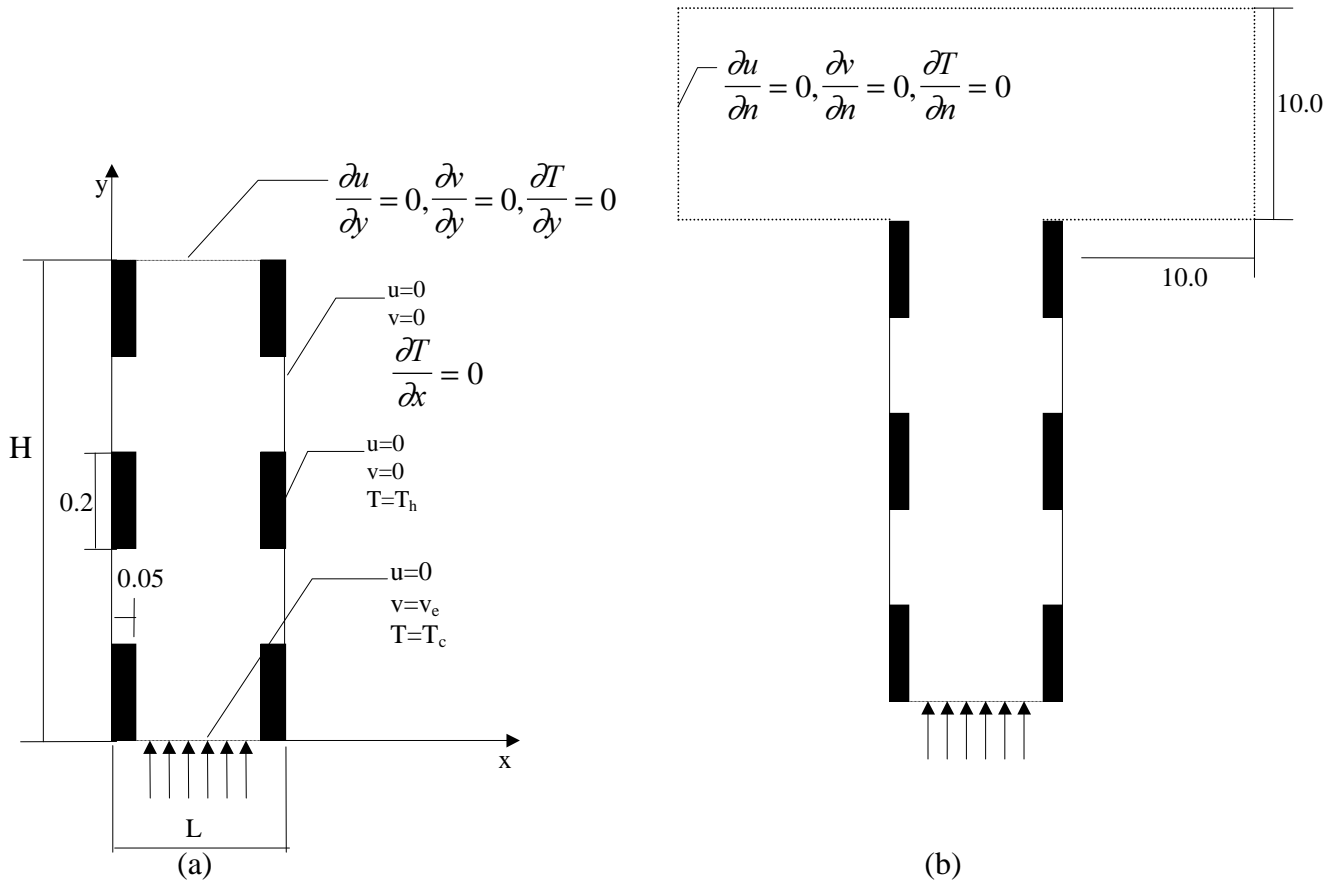


Figura 1: Domínios utilizados para simulação: (a)volumes finitos, (b)elementos finitos

Foram consideradas duas configurações de domínios, mostrados nas figuras 1a e 1b. O domínio mostrado em 1a foi utilizado na discretização em volumes finitos e o domínio mostrado em 1b, na discretização em elementos finitos. A justificativa das diferentes formas de tratamento do domínio de cálculo é a investigação da influência da escolha do domínio na saída livre da cavidade na qualidade dos resultados obtidos na simulação numérica, como já investigado em outros casos por LeQuere *et al*(1981), Penot(1982) e Chan and Tien(1985).

3. TRATAMENTO NUMÉRICO

As equações governantes são resolvidas numericamente utilizando os métodos do volumes finitos com malhas regulares deslocadas para u , v , e p , e o método dos elementos finitos, com malha não estruturada com elementos triangulares. O acoplamento das equações de velocidade e pressão no método dos volumes finitos é feito através do algoritmo SIMPLE, e é utilizado o esquema Power-Law como perfil interpolante para as variáveis independentes.

As equações Eq.(2), Eq.(3) e Eq.(4) após discretização numérica utilizando o método dos volumes finitos, são escritas da forma geral:

$$A_p \phi_p = \sum_{nb} A_{nb} \phi_{nb} + B_p + L[P_p^\phi] \Delta V \quad (7)$$

onde $\phi = u, v$ ou T

$$A_p = \sum_{nb} A_{nb}$$

B_p , representa o termo fonte

$L[P_p^\phi]\Delta V$, representa a integração numérica do termo de derivada de pressão

O sistema linear resultante é resolvido utilizando-se o algoritmo TDMA linha-linha, e o critério de convergência adotado foi:

$$\left| \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\phi^{n+1}} \right|_{MAX} \leq 10^{-4} \quad (8)$$

onde n - iteração anterior
 $n+1$ - iteração atual

4. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados apresentados a seguir, foram obtidos a partir da simulação numérica utilizando-se os dois métodos de tratamento das equações referidos anteriormente. O objetivo da simulação foi o de estudar o fenômeno da transferência de calor convectiva nos elementos impressos da placa eletrônica. Como resultados das simulações, são apresentados os gráficos de distribuição de temperatura, distribuição do número de Nusselt nas paredes e linhas de corrente (Figuras 2-8). Pela simetria do problema, foi considerado como domínio de cálculo apenas a metade do domínio original, proporcionando economia de tempo e armazenagem computacional. A malha utilizada para cálculo foi de 80x80 volumes, espaçados uniformemente.

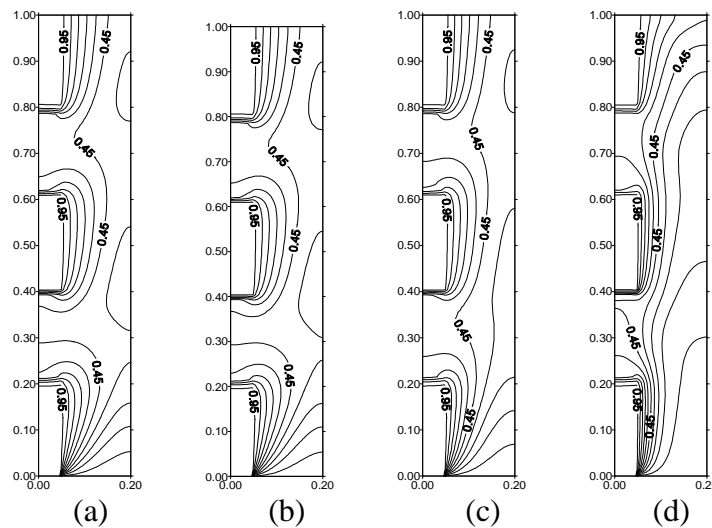


Figura 2: Isotermas para $Re=50$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

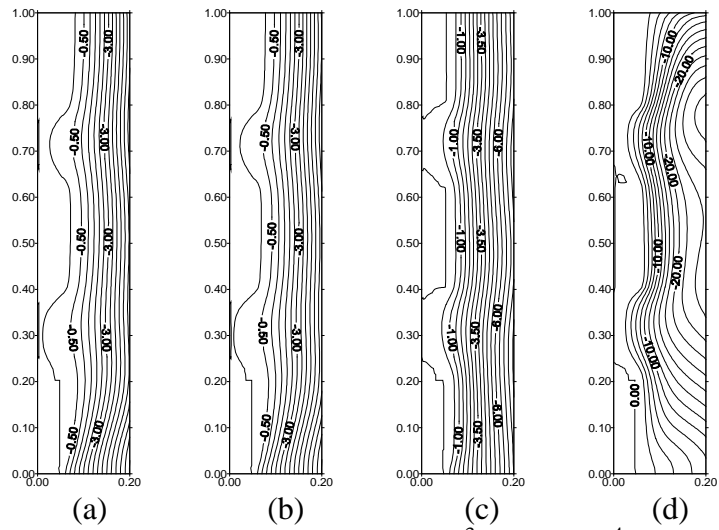


Figura 3: Linhas de corrente para $Re=50$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

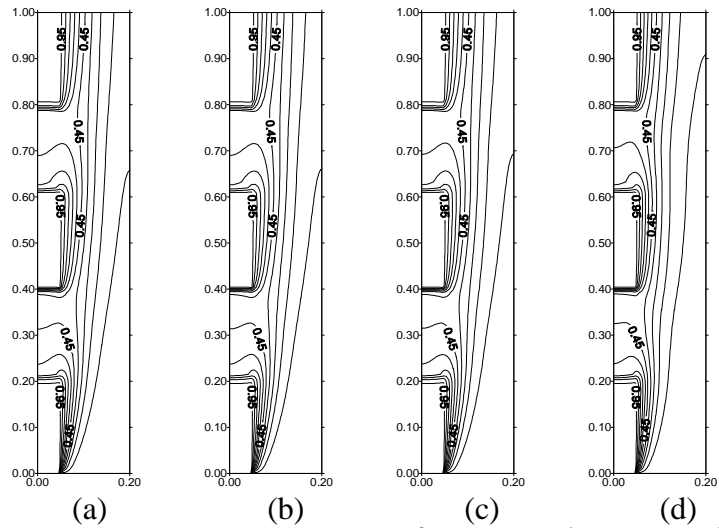


Figura 4: Isotermas para $Re=500$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

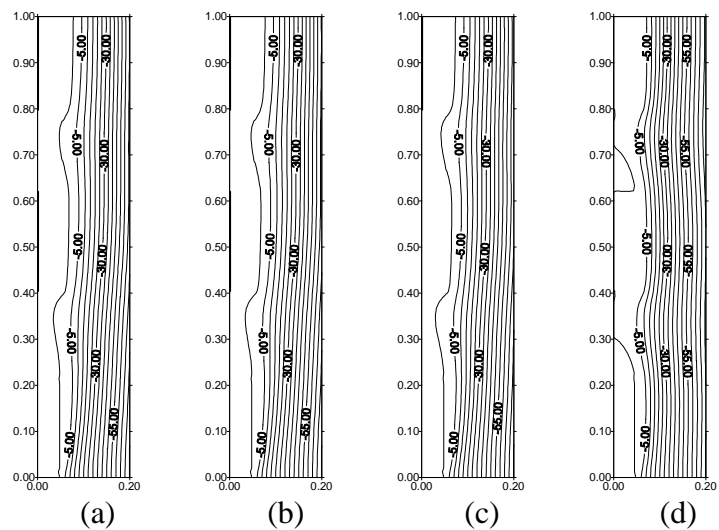


Figura 5: Linhas de corrente para $Re=500$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

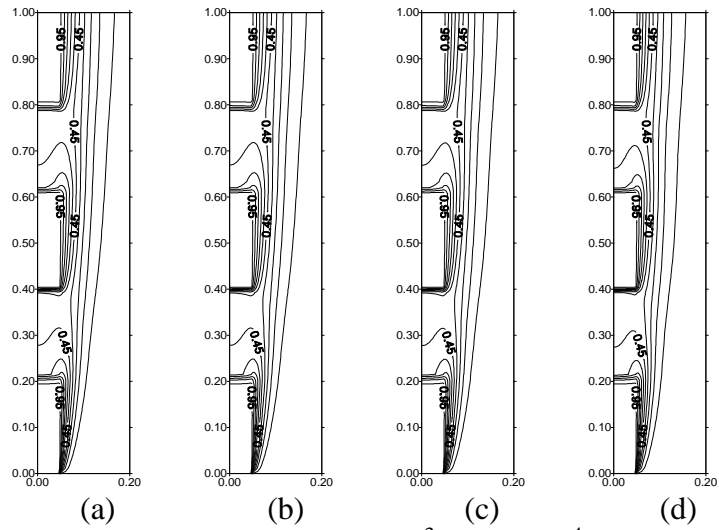


Figura 6: Isotermas para $Re=1000$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

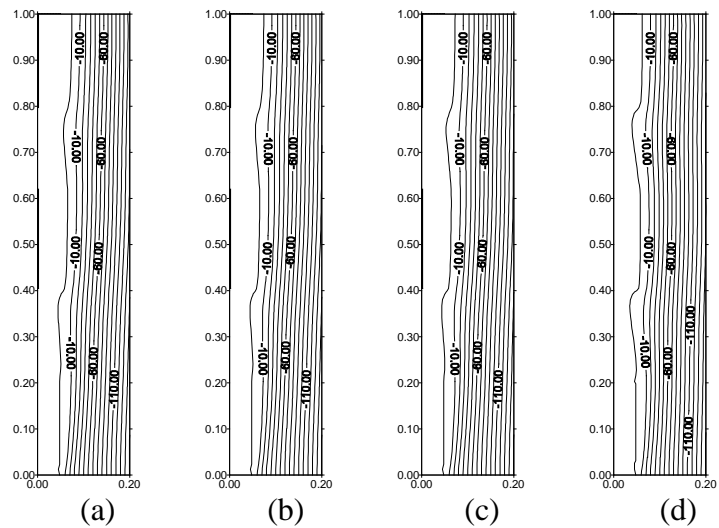


Figura 7: Linhas de corrente para $Re=1000$, (a) $Gr=10^3$, (b) $Gr=10^4$, (c) $Gr=10^5$, (d) $Gr=10^6$

O número de Nusselt local é calculado da seguinte forma:

$$Nu_y = \frac{\partial \theta}{\partial X} Y$$

θ - temperatura adimensional
 X, Y - dimensões adimensionais

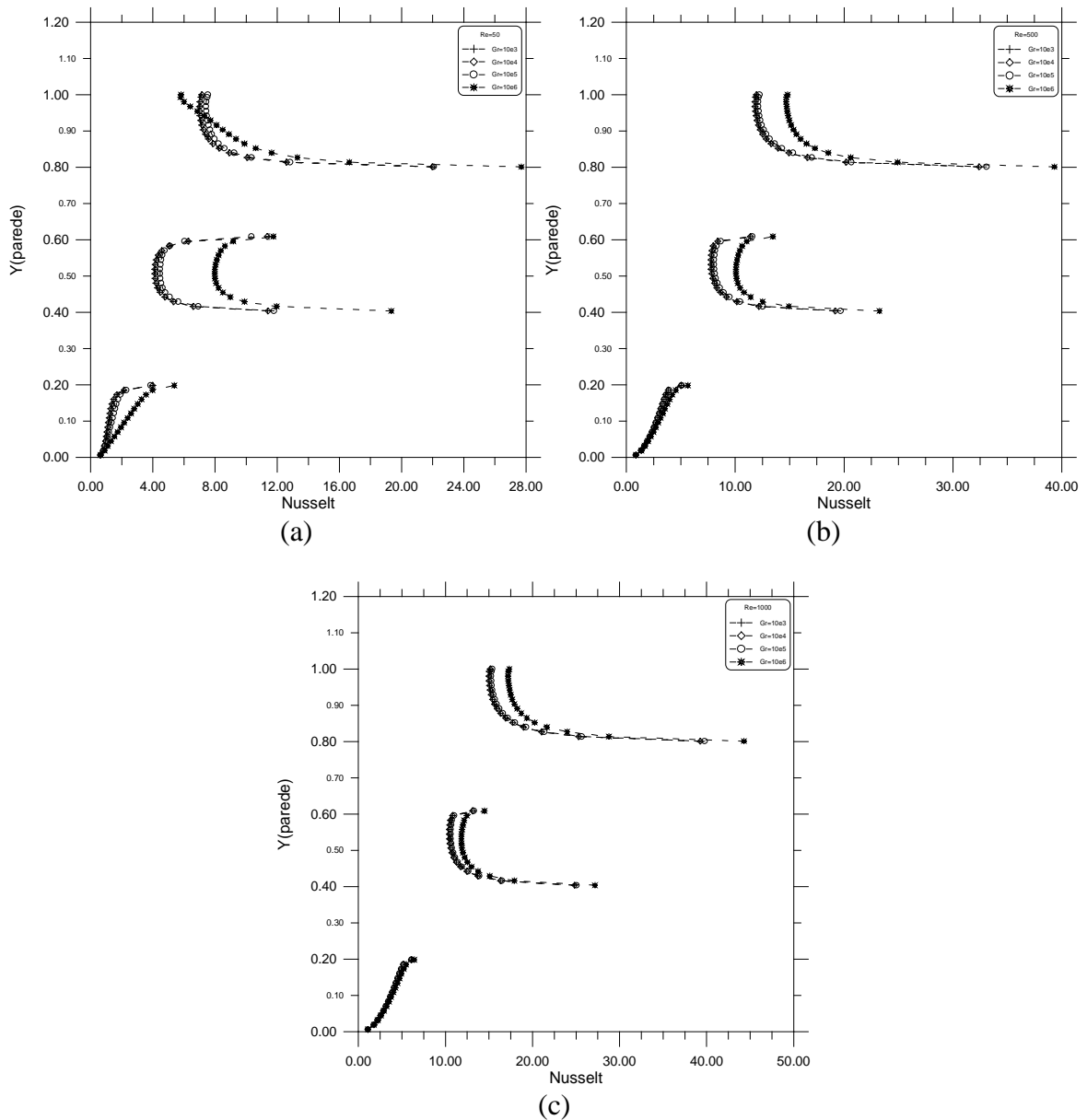


Figura 8: Números de Nusselt local

A Figura 9 a seguir mostra uma comparação entre as duas formas de tratamento do domínio de cálculo apresentados nas Figuras 1a e 1b. São comparados os valores da componente de velocidade v e de temperatura na saída da cavidade, em $Y = 1.0$. Os pontos ligados por linhas cheias, são os resultados obtidos pelo método dos volumes finitos, e os pontos isolados são os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos.

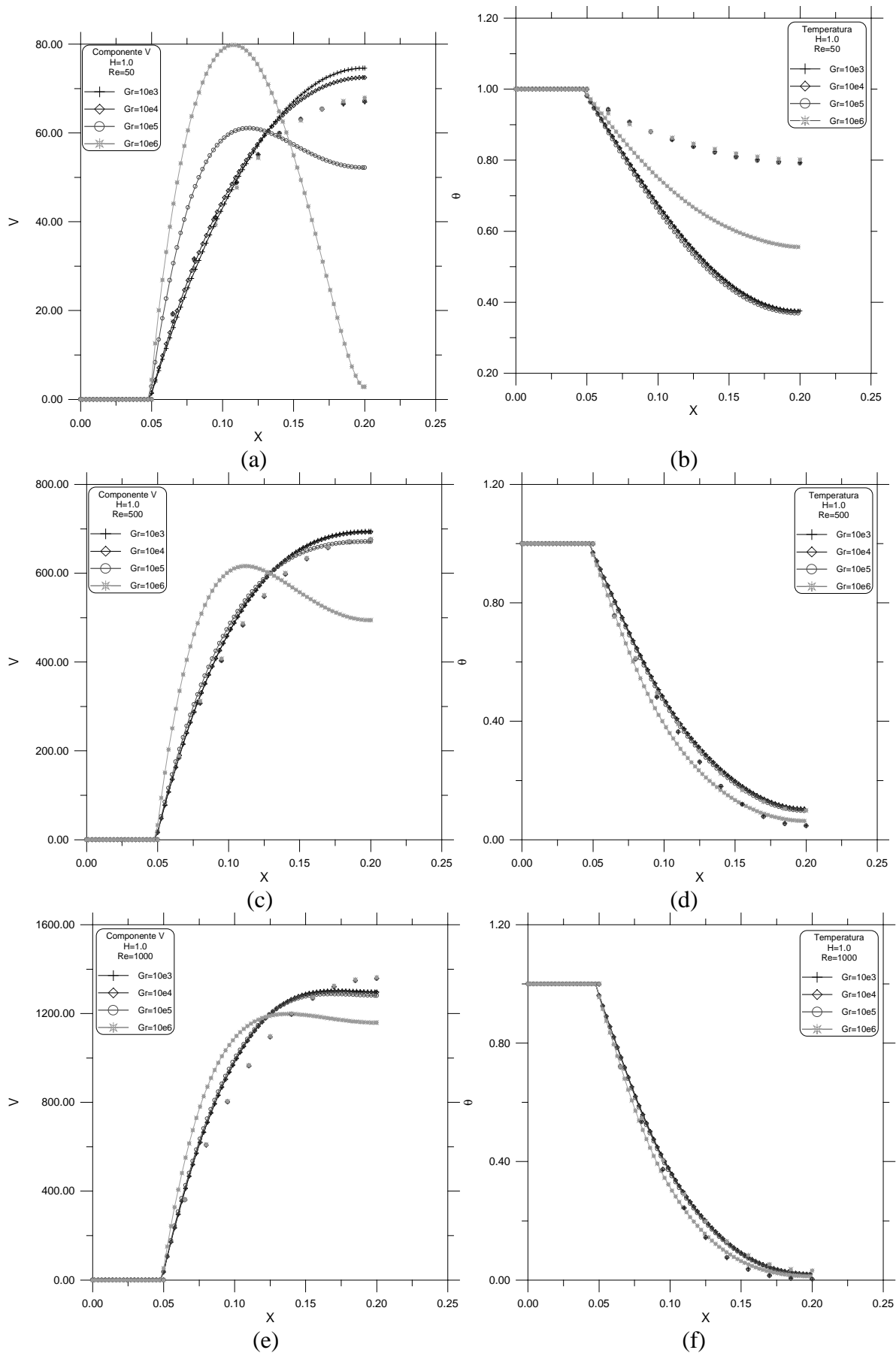


Figura 9: Perfil da componente V da velocidade e temperatura na saída da cavidade

Re / Gr	10^3	10^4	10^5	10^6
50	0.4	4	40	400
500	0.004	0.04	0.4	4
1000	0.001	0.01	0.1	1

Tabela 1: Número de Richardson (Gr/Re^2)

Os gráficos apresentados nas Figuras (2)-(7) mostram a influência da diferença de temperatura entre os circuitos eletrônicos e a temperatura de entrada do ar, bem como sua velocidade, na transferência de calor que ocorre na cavidade. Analisando os gráficos, nota-se que para uma variação do número de Grashof de 10^3 para 10^4 , os perfis de velocidade e temperatura são bem próximos, comparando os resultados para mesmo valores de número de Reynolds. O campo de velocidade e temperatura se mostram mais dependente do número de Reynolds para os casos de baixo Gr, e mais dependente da diferença de temperatura para os casos de Gr mais altos.

Os gráficos da Figura (8), mostram as variações do Nusselt local em função da altura da cavidade. O Nusselt local se mostra mais sensível à variação do número de Reynolds quando estes são mais baixos, quando o número de Reynolds já é elevado, a variação no número de Nusselt em relação ao número Reynolds diminui, o que sugere uma faixa ótima para variação do número de Reynolds, para se obter a maior transferência de calor, a partir desta faixa, seria necessário elevar-se muito o Reynolds para que consiga um aumento considerável.

Os resultados comparativos entre os métodos dos volumes finitos e elementos finitos, são apresentados nos gráficos da Figura (9). Os valores do número de Richardson, apresentados na Tabela (1), mostram a relação entre os termos de empuxo e de inércia no escoamento convectivo. Para os casos de número de Reynolds baixo, fica bem claro na Figura (9a), analisando o perfil de velocidade próximo à parede aquecida do circuito, o quanto o escoamento se torna predominantemente convectivo quando o valor do número de Grashof se eleva, pois a velocidade é mais alta justamente na região próxima da parede, mostrando que os termos de empuxo são mais predominantes. No caso mais severo, Figura (9e), nota-se que o perfil é quase todo tipo parabólico, tornando-se mais achatado quando o número de Grashof é 10^6 , isto é, quando o número de Richardson vale 1. Neste caso os termos de empuxo e inércia se equivalem.

5. CONCLUSÃO

Os resultados apresentados mostram que o programa desenvolvido utilizando o método dos volumes finitos apresentou resultados mais coerentes para o campo de velocidades do que utilizando o software ANSYS. Esta diferença nos resultados pode ser devido à malha utilizada, que no programa desenvolvido foi muito mais refinada, 80×80 , do que na simulação por elementos finitos, 20×20 , e também pela diferença nos domínios de cálculos utilizados. Para todos os casos estudados, o programa desenvolvido, utilizando o algoritmo SIMPLE, a convergência foi obtida em aproximadamente 4000 iterações. Observou-se também que o efeito do número de Richardson é determinante sobre qual força motriz domina o escoamento. Assim sendo, para valores elevados de número de Richardson, as forças de empuxo são predominantes sobre as forças de inércia, para valores de ordem de grandeza igual a um estas forças se equilibram e para valores muito inferiores a unidade a força de inércia é predominantes em relação a força de empuxo.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A.; Sciubba, E.; 1992; "The Optimal Spacing of Parallel Plates cooled by Forced Convection", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 3259-3264.
- Chan, Y. L.; Tien, C. L.,1985; "Numerical Study of Two Dimensional Laminar Natural Convection in Shallow Open Cavities", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 612-630.
- Choi, C. Y.; Kim, S. J.; Ortega, A.; 1994; "Effects of Substrate Conductivity on Convective Cooling of Electronic Components", *ASME Journal of Electronic Packaging*, vol. 116, pp. 198-205.
- Flomerics - <http://www.flomerics.com>
- Hall, D. A.; Vilet, G. C.; Bergman, T. L.; 1999; "Natural Convection Cooling of Vertical Rectangular Channels in Air Considering Radiation and Wall Conduction", *ASME Journal of Electronic Packaging*, vol. 121, pp. 75-84.
- Le Quere, P; Humphrey, J. A. C. and Sherman, F. S.,1981; "Numerical Calculation of Thermally Driven Two-Dimensional Unsteady Laminar Flow in Cavities of Rectangular Cross Section", *Numerical Heat Transfer*, vol. 4, pp. 249-283.
- Penot, F,1982; "Numerical Calculation of Two Dimensional Natural Convection in Isothermal Open Cavities", *Numerical Heat Transfer*, vol. 5, pp. 421-437.
- Wang, H. Y.; Saulnier, J. B.; 1993; "A Sensitivity Study of Material Properties for Coupled Convective-Conductive Heat Transfer Generated in an Electronic Equipment", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36(15), pp. 3831-3839.