

## RESFRIAMENTO POR CONVECÇÃO FORÇADA DE UM AQUECEDOR 3D PROTUBERANTE EM UM CANAL COM ESCOAMENTO LAMINAR

Murilo Augusto Barbur, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - E-mail: murilo\_barbur@hotmail.com  
Felipe Baptista Nishida, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - E-mail: felipe\_nishida@hotmail.com  
Thiago Antonini Alves, Universidade Tecnológica Federal do Paraná - E-mail: thiagoalves@utfpr.edu.br

**Resumo:** Neste trabalho foi realizado um estudo numérico do resfriamento por convecção forçada de um aquecedor 3D protuberante montado em um substrato adiabático de um canal horizontal de placas paralelas utilizando o *software* ANSYS/Fluent® 14.5. Uma taxa de geração de calor uniforme foi assumida no aquecedor protuberante e seu resfriamento ocorreu pelo escoamento forçado de ar, em regime laminar, com propriedades constantes e em regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura eram uniformes. As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente dentro de um domínio único, que englobou as regiões dos sólidos e do fluido, através de um procedimento acoplado. A discretização das equações foi baseada no Método de Volumes de Controle. O algoritmo SIMPLE foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada através do esquema *Upwind* de 2ª ordem. Devido às não-linearidades na equação do *momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. Após um estudo de refinamento de grade computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme contendo aproximadamente 873.000 volumes de controle. Esta grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões. Os efeitos do número de *Reynolds* na transferência de calor por convecção forçada foram investigados na faixa de 100 a 300. Os parâmetros termofluidodinâmicos de interesse, tais como: linhas de corrente, distribuições de pressão e de temperatura e número de Nusselt médio foram encontrados e comparados, quando possível, com os resultados disponíveis na literatura.

**Palavras-chave:** Convecção Forçada, Escoamento Laminar, Aquecedor 3D Protuberante, Análise Numérica.

## FORCED CONVECTION COOLING OF A 3D PROTRUDING HEATER IN LAMINAR CHANNEL FLOW

**Abstract:** In this work, a numerical study of forced convection cooling was performed to a 3D protruding heater mounted on an adiabatic substrate of horizontal parallel plates channel using the ANSYS/Fluent® 14.5 software. A uniform heat generation rate was assumed in the protruding heater and the cooling was performed by means of a forced air flow with constant properties in the laminar regime under steady state conditions. At the channel entrance the flow velocity and temperature profiles were assumed uniform. The governing equations with their boundary conditions were solved numerically through a coupled procedure within a single domain, comprising the solid and fluid regions. The equations discretization was based on the Control Volumes Method. The SIMPLE algorithm was used to handle the pressure-velocity coupling. The discretization of the convective-diffusive terms was performed using the second order *Upwind* Scheme. The velocity components and pressure corrections were under-relaxed to prevent instability and divergence, due to the non-linearity of the *momentum* equation. The numerical results were obtained with a non-uniform 3D grid containing approximately 873,000 control volumes. This computational grid was more concentrated in regions near the solid-fluid interfaces where the gradients are higher. The Reynolds number effects in heat transfer by forced convection were investigated from 100 to 300. Thermo-fluid dynamics parameters, such as streamlines, friction coefficient, velocity profile, pressure and temperature distributions and Nusselt number were found and compared with literature results.

**Keywords:** Forced Convection, Laminar Flow, 3D Protruding Heater, Numerical Analysis.

## 1. INTRODUÇÃO

Com o advento da eletrônica moderna, os equipamentos eletrônicos se tornaram mais rápidos, incorporaram maiores funcionalidades e foram miniaturizados, acarretando inevitavelmente um aumento significativo em suas taxas volumétricas de geração de calor, como no caso de *smartphones*, *notebooks*, *tablets* e computadores (Nishida, 2012). Outro ponto importante é o aumento no rendimento de processadores e placas de circuito impresso através de um procedimento conhecido como *overclocking* – processo que força um componente eletrônico a trabalhar em uma frequência mais alta do que aquela especificada pelo fabricante, consumindo mais energia, porém melhorando o seu desempenho. Essa técnica pode ser um tanto ariscada, pois com o aumento da frequência, pode-se desestabilizar o sistema, causando danos ao *hardware* (Barbur, 2013).

O comportamento do fator de falha do equipamento eletrônico aumenta quase que exponencialmente com a temperatura de funcionamento que não deve ultrapassar um valor entre 85°C e 100°C (Peterson & Ortega, 1990). As possíveis causas das falhas são a difusão do material semicondutor, as reações químicas, a movimentação da colagem dos materiais e as tensões térmicas (Çengel & Ghajar, 2012).

Neste trabalho, foram considerados problemas motivados pelo Nível 2 de empacotamento eletrônico associados ao controle térmico de um aquecedor 3D protuberante montado em uma placa de circuito impresso, como indicado na Figura 1. (Alves, 2010). O espaço disponível para o aquecedor pode ser limitado e seu resfriamento deve ocorrer por convecção forçada com baixo número de *Reynolds* por limitações operacionais e para redução de ruídos. Sob estas condições, pode não haver espaço suficiente para a instalação de aletas nestes componentes com dissipação concentrada de calor (Alves & Altemani, 2010).

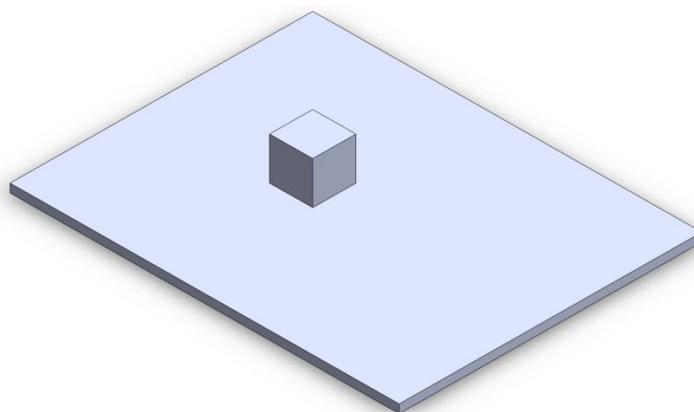


Figura 1 - Configuração com um aquecedor 3D protuberante montado em uma PCB.

Alguns autores que contribuíram com a pesquisa da transferência de calor por convecção forçada sobre aquecedor(es) protuberante(s) foram Sparrow *et al.* (1980, 1982), Arvizu & Moffat (1981), Moffat *et al.* (1985), Lehmann & Wirtz (1985), Garimella & Eibeck (1990, 1991), Moffat & Anderson (1990), Anderson & Moffat (1990, 1992), Wirtz & Chen (1991), Hussein & Martinuzzi (1996), Meinders *et al.* (1998), Meinders & Hanjalic (1999), Meinders *et al.* (1999), Nakajima & Ota (1999), Molki & Faghri (2000), Nakamura *et al.* (2001), Niceno *et al.* (2002), Nakamura & Igarashi (2004), Nakajima *et al.* (2005), Yaghoubi & Velayati (2005), Zeng & Vafai (2009), Alves & Altemani (2010,2012) e Nishida *et al.* (2012).

2. MODELAGEM

A configuração geométrica do problema considerado é apresentada na Figura 2. Neste caso, o aquecedor 3D protuberante é um cubo de aresta  $H_h$ , condutividade térmica  $k_h$  e está localizado a uma distância  $L_u$  da entrada do canal e uma distância  $W_s$  das bordas laterais. O canal possui altura  $H$ , comprimento  $L$  e largura  $W$ . O substrato possui o mesmo comprimento e a mesma largura do canal, espessura  $t$  e condutividade térmica  $k_s$ . Uma taxa uniforme de geração de calor será assumida no aquecedor protuberante e o resfriamento ocorrerá por meio de um escoamento laminar forçado de ar com propriedades constantes sob condições de regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade ( $u_0$ ) e de temperatura ( $T_0$ ) do escoamento serão considerados uniformes. As superfícies superior e inferior do canal serão adiabáticas. O substrato será considerado adiabático.

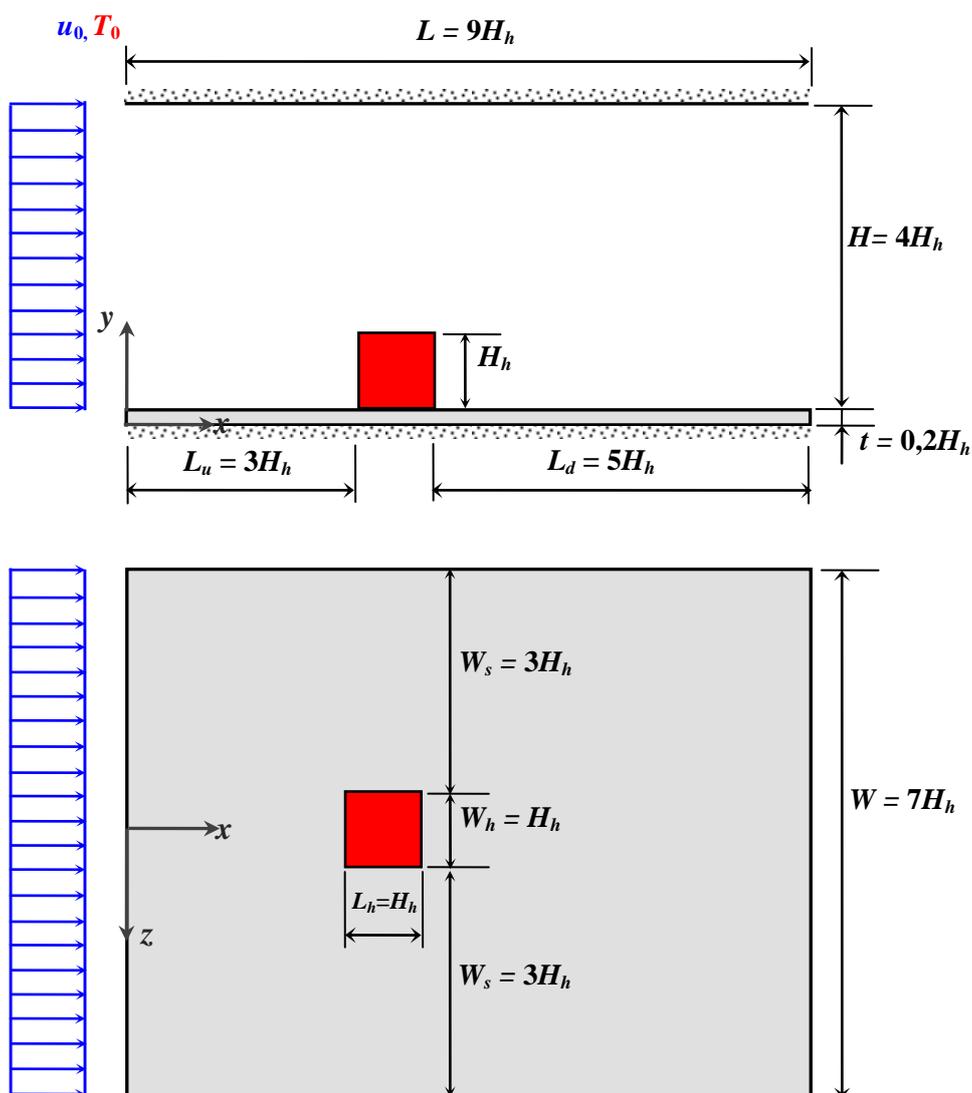


Figura 2 - Configuração básica representando o problema para um dos aquecedores 3D protuberantes.

## 2.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A modelagem matemática do problema foi efetuada para um domínio único, englobando o aquecedor protuberante, o substrato e o escoamento fluido no canal. Devido à simetria do problema, as equações de conservação foram formuladas para o domínio de comprimento  $L$ , largura  $W/2$ , e altura  $(H + t)$ , como mostrado Figura 3.

As equações governantes compreendendo os princípios de conservação de massa, de *momentum* e de energia no domínio considerado, sob condições de regime permanente, propriedades constantes e dissipação viscosa desprezível. Os eventuais efeitos de convecção natural, de radiação térmica e de oscilação do escoamento não serão considerados nesta modelagem, um procedimento adotado em problemas similares, por exemplo, Alves & Altemani (2012), Zeng & Vafai (2009) e Davalath & Bayazitoglu (1987).

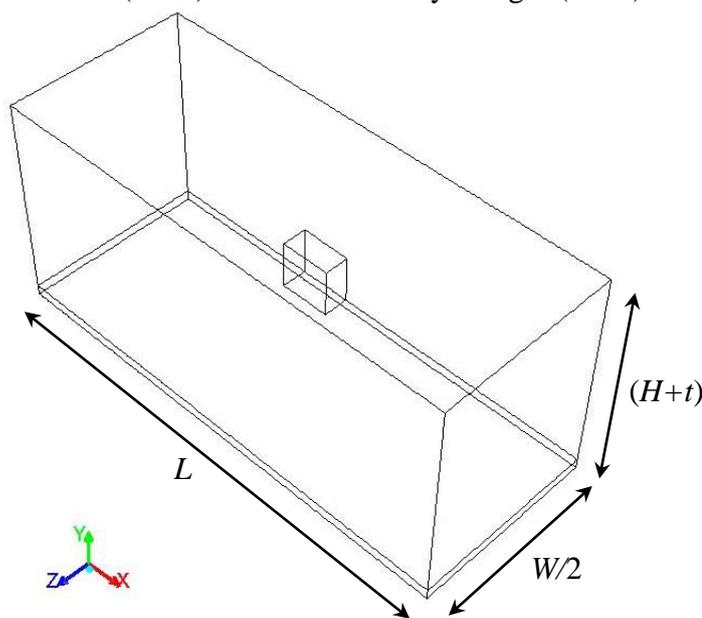


Figura 3 - Domínio da modelagem matemática do problema.

- Conservação da Massa (Equação da Continuidade)

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \tag{1}$$

- Conservação do *Momentum* (Equação de *Navier-Stokes*)

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \tag{2}$$

- Conservação da Energia (Equação da Energia)

$$\rho c_p (\mathbf{u} \cdot \nabla)T = k \nabla^2 T + S \tag{3}$$

As condições de contorno do escoamento são velocidade uniforme ( $u_0$ ) na entrada do canal e velocidade nula nas interfaces sólido-fluido, condição de não-deslizamento. Na saída do canal, o escoamento é tratado com uma difusão desprezível na direção  $x$  para as três componentes de velocidade. As condições de contorno térmicas consideradas foram temperatura uniforme ( $T_0$ ) na entrada do canal e na sua saída a difusão térmica na direção  $x$  é desprezada. As superfícies superior e inferior do domínio são consideradas adiabáticas. A condição de contorno de simetria é aplicada para os campos de velocidade e de temperatura (mesmas geometria e dissipação de calor no aquecedor 3D protuberante) no plano  $xy$  central.

## 2.2 PARÂMETROS FLUIDODINÂMICOS DE INTERESSE

A resolução das equações governantes fornece as distribuições de velocidade, de pressão e de temperatura no domínio considerado. As soluções numéricas das distribuições das variáveis primitivas ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$  e  $T$ ) foram utilizadas para a definição das grandezas derivadas.

O número de *Reynolds* no canal foi baseado na altura do aquecedor protuberante ( $H_h$ ) e expresso por

$$Re = \frac{\rho u_0 H_h}{\mu}. \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção e o número de *Nusselt* médios do aquecedor foram respectivamente definidos como

$$\bar{h}_0 = \frac{q}{A_{cv} (\bar{T}_s - T_0)}, \quad (5)$$

$$\overline{Nu}_0 = \frac{\bar{h}_0 H_h}{k}, \quad (6)$$

sendo que,  $A_{cv}$  é a área das superfícies do aquecedor em contato com o escoamento fluido.

## 2.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA

As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente utilizando o Método dos Volumes de Controle (Patankar, 1980) através do *software ANSYS/Fluent*<sup>®</sup> 14.0. O algoritmo *SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)* foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada por meio do esquema *Upwind* de 2ª Ordem. As condições de contorno foram impostas nas fronteiras do domínio analisado (Figura 3).

Devido às não-linearidades na Equação do *Momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudanças absolutas das variáveis primitivas menores do que quatro algarismos significativos entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações.

As resoluções numéricas foram executadas em um microcomputador com processador *Intel*<sup>®</sup> *Core*<sup>™</sup> *i7* 3,6GHz e com 16GB de memória RAM. O tempo de processamento de uma solução típica foi de aproximadamente 10 (dez) minutos.

A verificação dos procedimentos numéricos adotados foi realizada através da comparação dos resultados numéricos dos parâmetros fluidodinâmicos com os apresentados em ANSYS (2011). Após um estudo de independência de grade computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme contendo aproximadamente 873.000 volumes de controle. Esta grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões, como ilustrado nas Figuras 4 e 5.

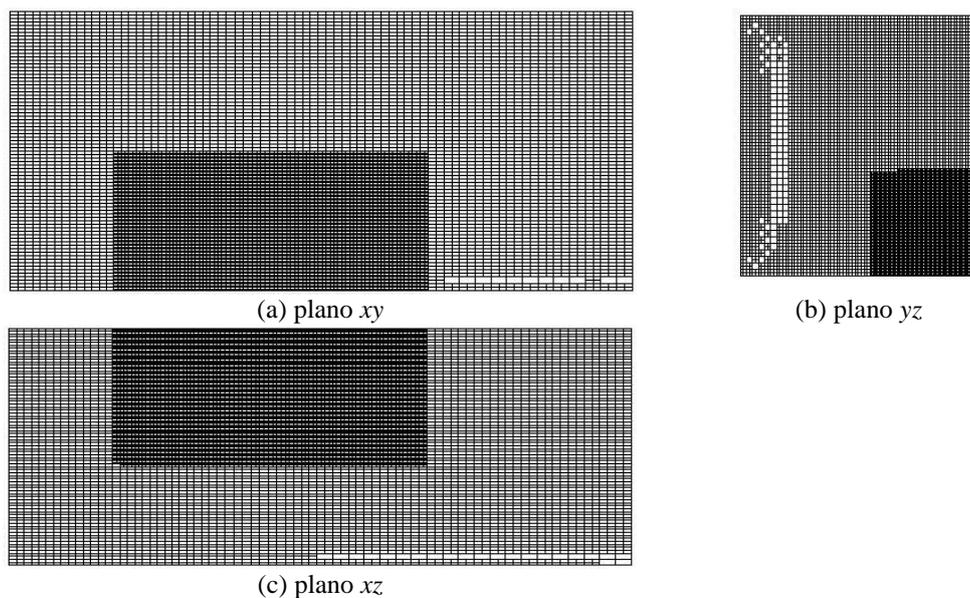


Figura 4 - Grade computacional 3D não-uniforme utilizada na obtenção dos resultados.

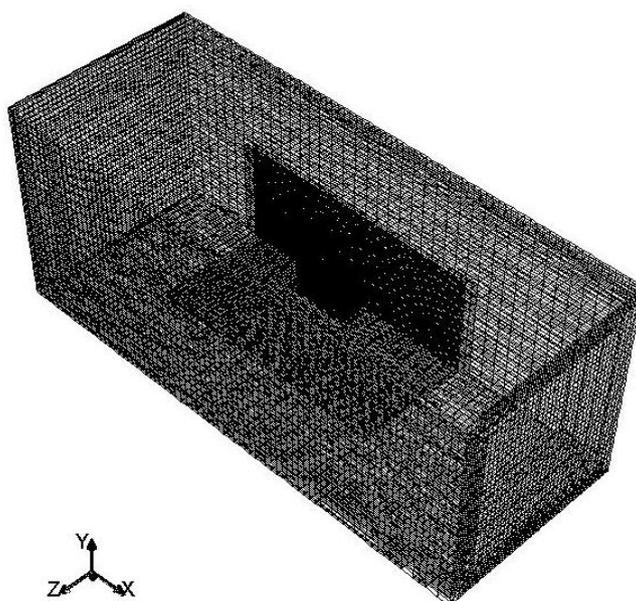


Figura 5 - Grade computacional 3D não-uniforme (vista em perspectiva 3D).

A seguir, é apresentada uma figura que mostra um pedaço da tela do navegador Mozilla Firefox. Note que o tamanho da imagem é suficiente para identificar os componentes os quais precisam ser observados para o entendimento do conteúdo do texto. Quando citar figuras, tabelas ou gráficos, utilize as iniciais em maiúscula e indique o número do elemento. Por exemplo, a Figura 1 mostra a barra de busca do navegador Firefox, encontrada no canto superior direito do mesmo. Ela serve para facilitar o acesso aos buscadores. Mais um detalhe que deve ser observado é que a legenda da figura deve ser centralizada, localizada abaixo da imagem, ou seja, formatada conforme o exemplo apresentado na Figura 1.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As simulações numéricas do resfriamento por convecção forçada foram efetuadas considerando valores típicos de geometria e propriedades encontrados nas aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos montados em uma placa de circuito impresso (PCB) (Bar-Cohen *et al.*, 2003). As configurações geométricas são baseadas considerando  $H_h=0,05\text{m}$  e o ar como fluido de resfriamento. O aquecedor 3D protuberante foi considerado como sendo fabricado do mesmo material de uma PCB. As propriedades do ar e do aquecedor são consideradas constantes, obtidas a uma temperatura de 300 K (Incropera *et al.*, 2008). A condutividade térmica da PCB é de  $2,2\text{ W/m.K}$ . A taxa de dissipação de calor no aquecedor é de  $2,5\text{W}$  acarretando em uma taxa de geração volumétrica de  $20.000\text{ W/m}^3$ . Os resultados numéricos foram obtidos para  $Re = 100, 150, 200, 250$  e  $300$ , nesta faixa de número de *Reynolds*, a natureza do escoamento no canal é laminar (Morris & Garimella, 1996).

Na Figura 6, as linhas de corrente sobre o aquecedor 3D protuberante, em uma vista em perspectiva 3D, são apresentadas para números de *Reynolds* iguais a 100, 200 e 300. As principais características do escoamento laminar consistem de vórtice(s) ferradura que inicia(m) sua formação à montante do aquecedor e se desenvolve(m) ao redor das superfícies laterais do aquecedor; da formação de uma pequena recirculação à montante do aquecedor protuberante; do descolamento da camada-limite fluidodinâmica do escoamento no topo do aquecedor causando uma recirculação e de uma grande região de recirculação à jusante do aquecedor devido ao recolamento do escoamento.

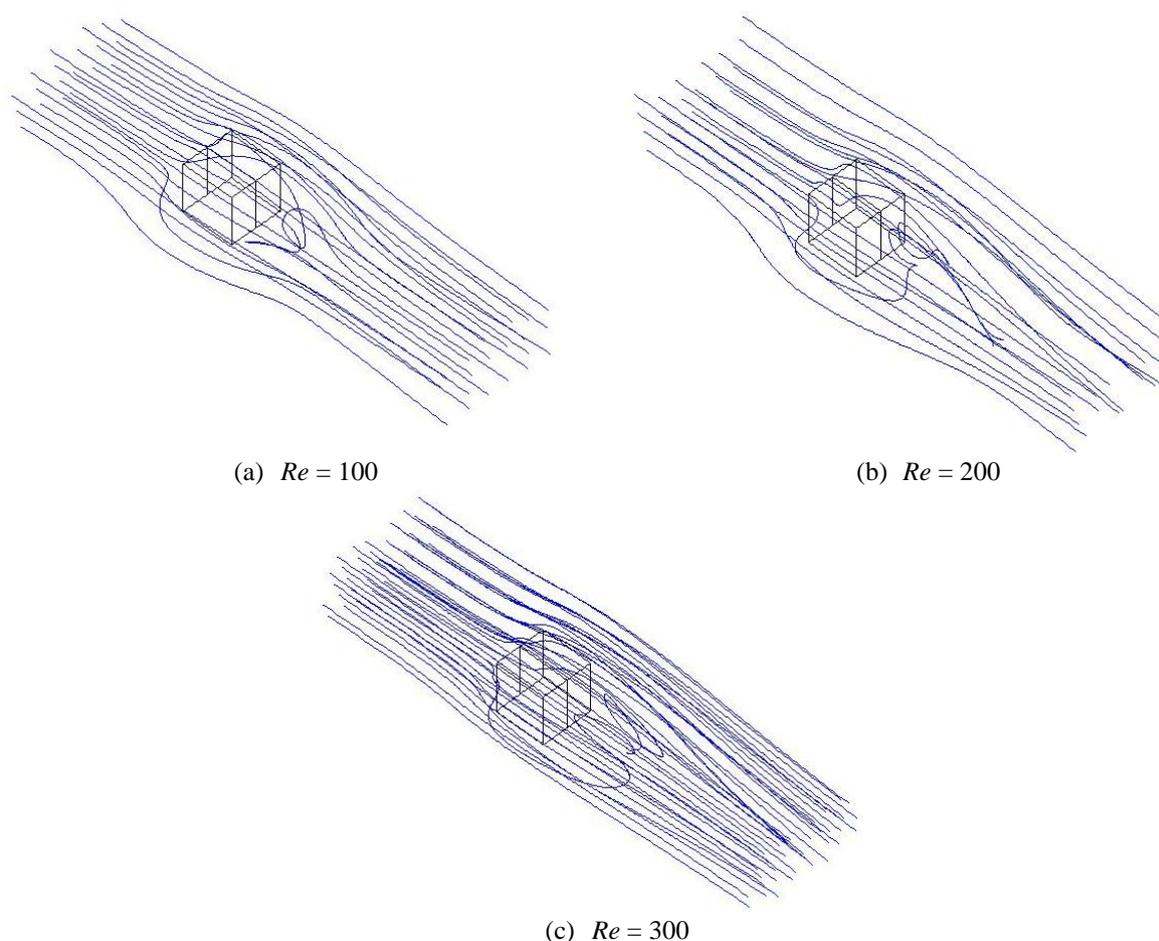
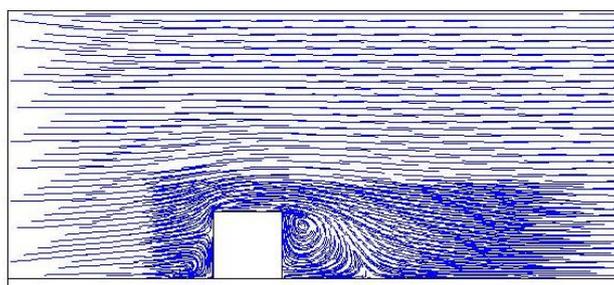
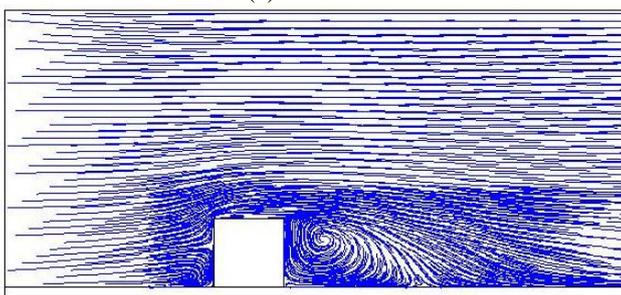


Figura 6 - Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante (em vista perspectiva 3D).

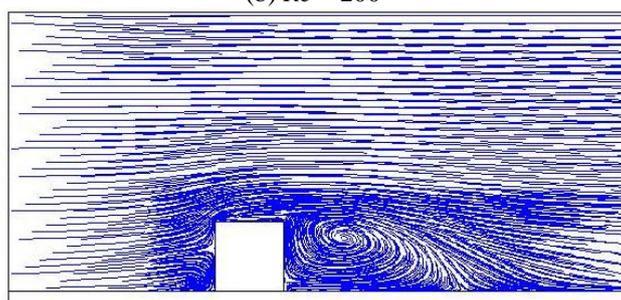
Nas Figuras 7, 8 e 9 são apresentadas as linhas de corrente para os planos  $xy$ ,  $xz$  e  $yz$ , respectivamente, para diferentes *Reynolds*. As características do escoamento sobre um aquecedor 3D protuberante podem ser melhor observadas.



(a)  $Re = 100$

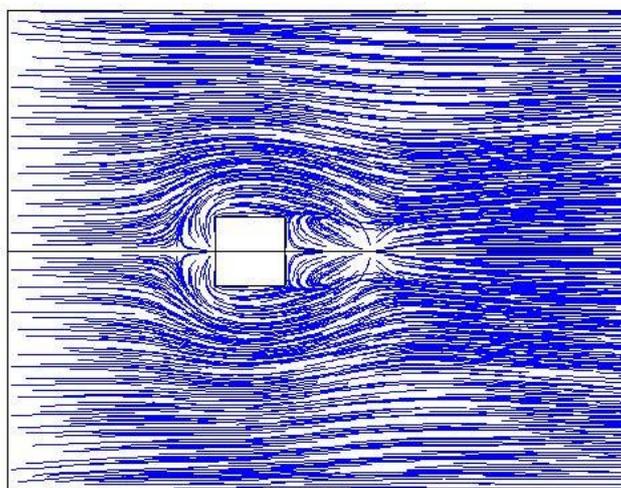


(b)  $Re = 200$

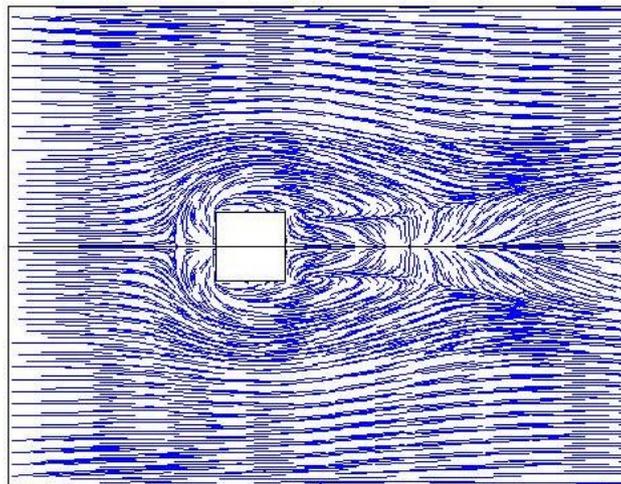


(c)  $Re = 300$

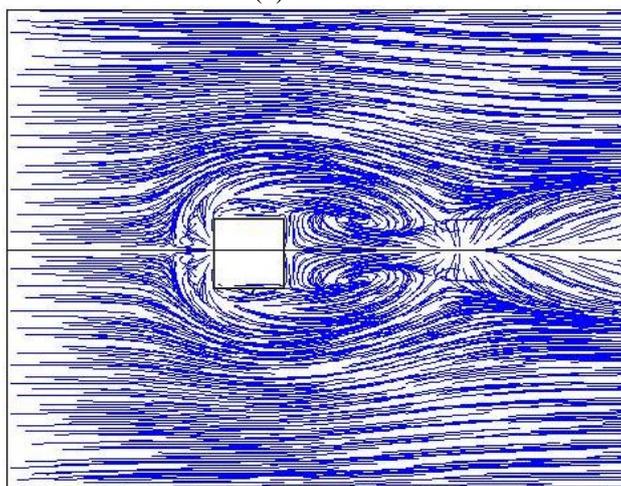
Figura 7 - Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante no plano  $xy$  para  $z = 0$ .



(a)  $Re = 100$

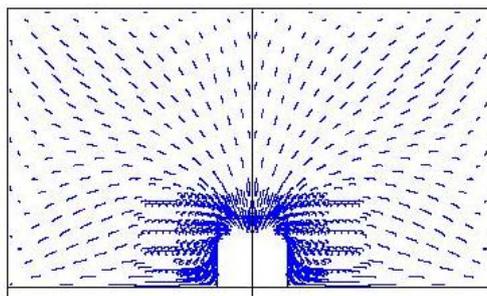


(b)  $Re = 200$

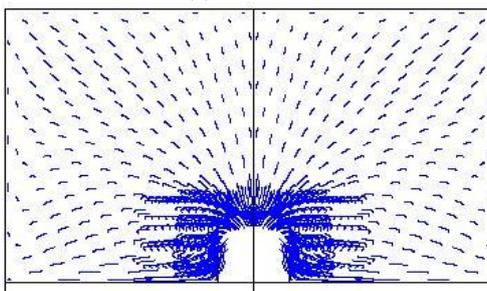


(c)  $Re = 300$

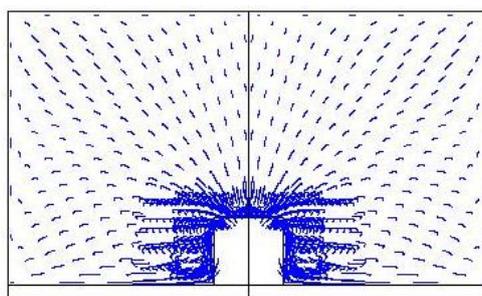
Figura 8 - Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante no plano  $xz$  para  $y = 0,3H_h$ .



(a)  $Re = 100$



(b)  $Re = 200$



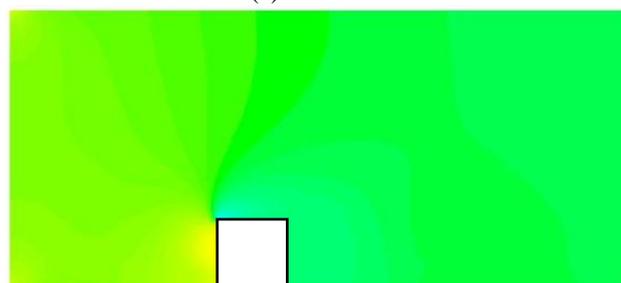
(c)  $Re = 300$

Figura 9 - Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante no plano  $yz$  para  $x = 3,5H_h$ .

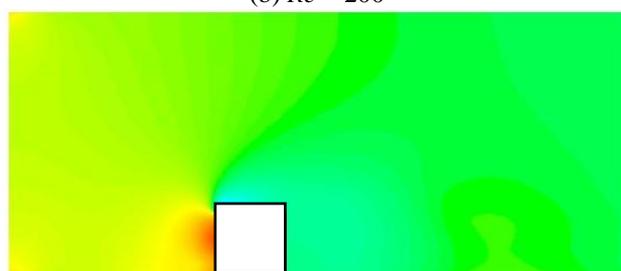
Nas Figuras 10, 11 e 12 são apresentadas as distribuições de pressão do escoamento laminar para os planos  $xy$ ,  $yz$  e  $xz$ , respectivamente. Pode ser notada a presença de uma zona de alta pressão a montante do aquecedor, principalmente nas regiões mais próximas do mesmo. Independentemente do número de *Reynolds*, as maiores pressões encontradas situam-se próximas a superfície frontal do aquecedor 3D devido ao ponto de estagnação.



(a)  $Re = 100$



(b)  $Re = 200$



(c)  $Re = 300$



Figura 10. Mapa de distribuição de pressão no plano  $xy$  para  $z = 0$ .

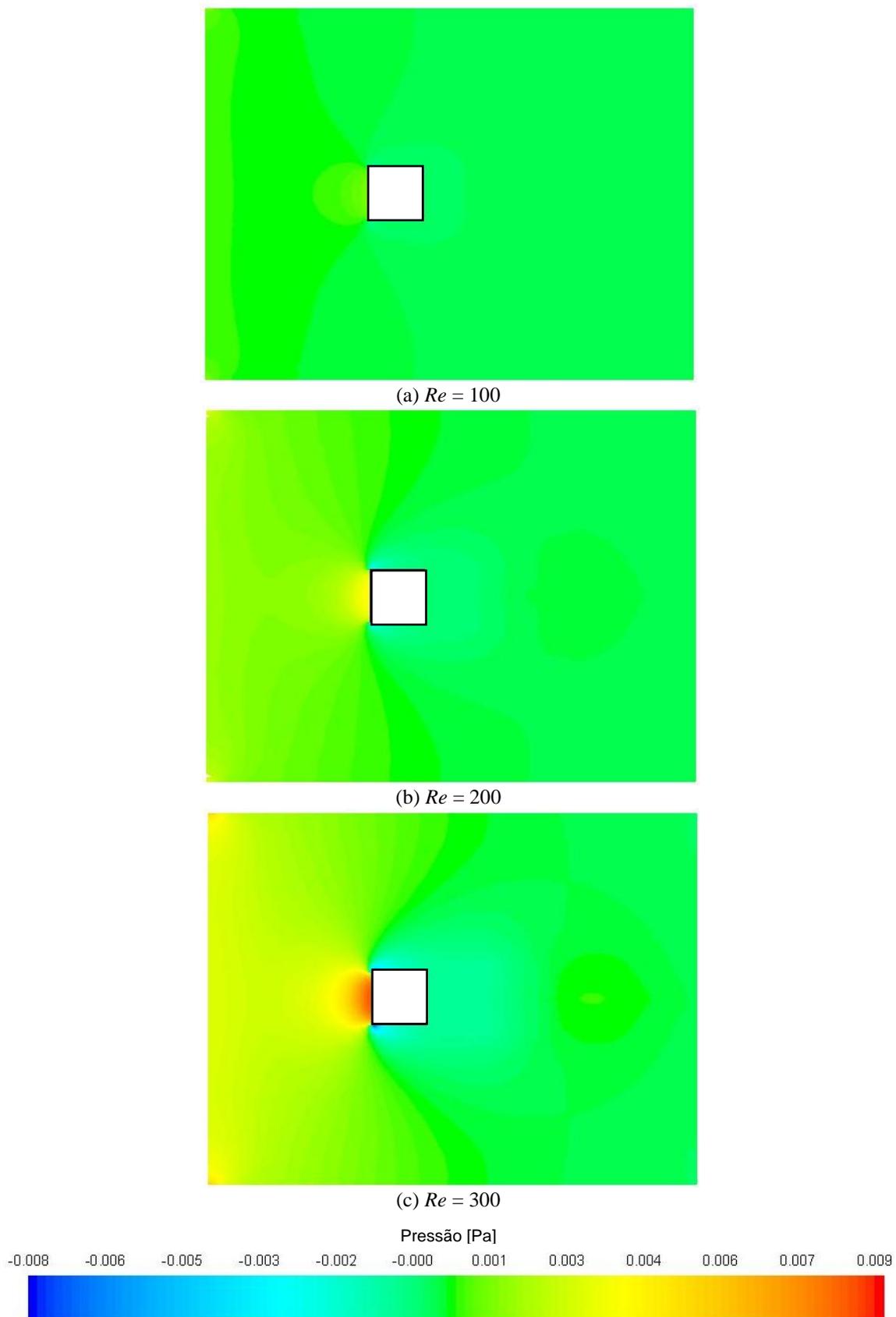


Figura 11 - Mapa de distribuição de pressão no plano  $xz$  para  $y = 0,3H_h$ .

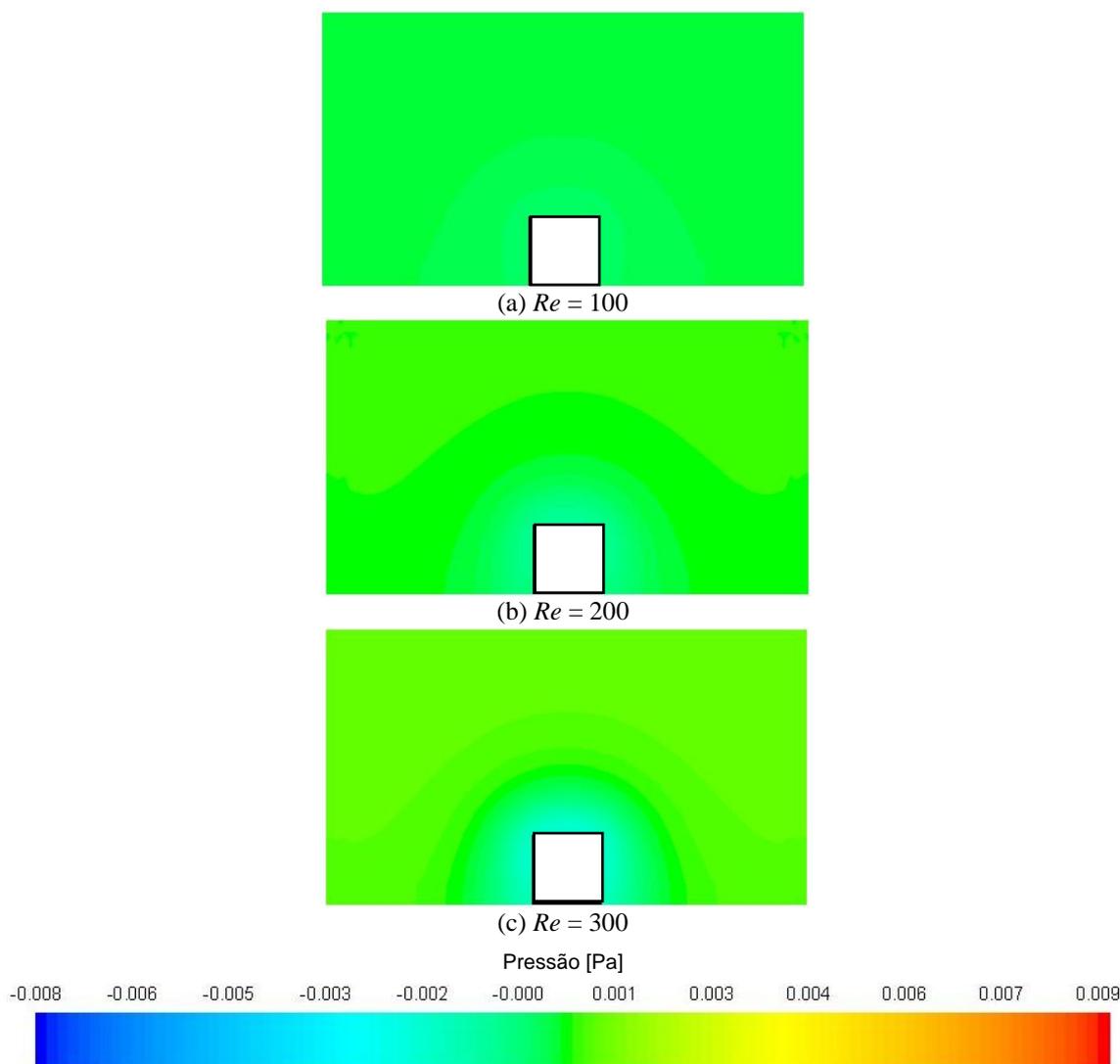


Figura 12 - Mapa de distribuição de pressão no plano  $yz$  para  $x = 3,5H_h$ .

Os resultados da velocidade média de entrada do ar,  $u_0$ , e da queda de pressão total no canal,  $\Delta p$ , em função do número de *Reynolds* são mostrados na Tabela 1. Como pode ser observado na Figura 13, a queda de pressão aumenta com o *Reynolds*.

Tabela 1. Parâmetros fluidodinâmicos de interesse.

<i>Re</i>	$u_0$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]
<b>100</b>	0,03191	0,000579
<b>150</b>	0,04786	0,001015
<b>200</b>	0,06382	0,001554
<b>250</b>	0,07977	0,002220
<b>300</b>	0,09573	0,002928

Os resultados para a queda de pressão total no canal podem ser correlacionados com desvios menores do que 2,25% por

$$\Delta p = 0,624 Re^{1,480} . \tag{7}$$

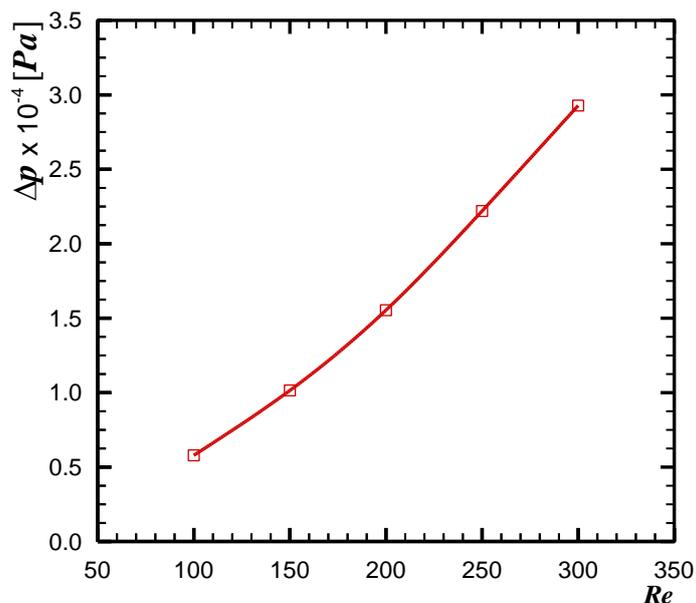


Figura 13 - Queda de pressão total no canal.

Os mapas das isotérmicas são mostrados nas Figuras 14, 15 e 16 para os planos  $xy$ ,  $yz$  e  $xz$ , respectivamente. A influência das características do escoamento laminar ao redor do aquecedor 3D protuberante na distribuição de temperatura pode ser notadamente observada.

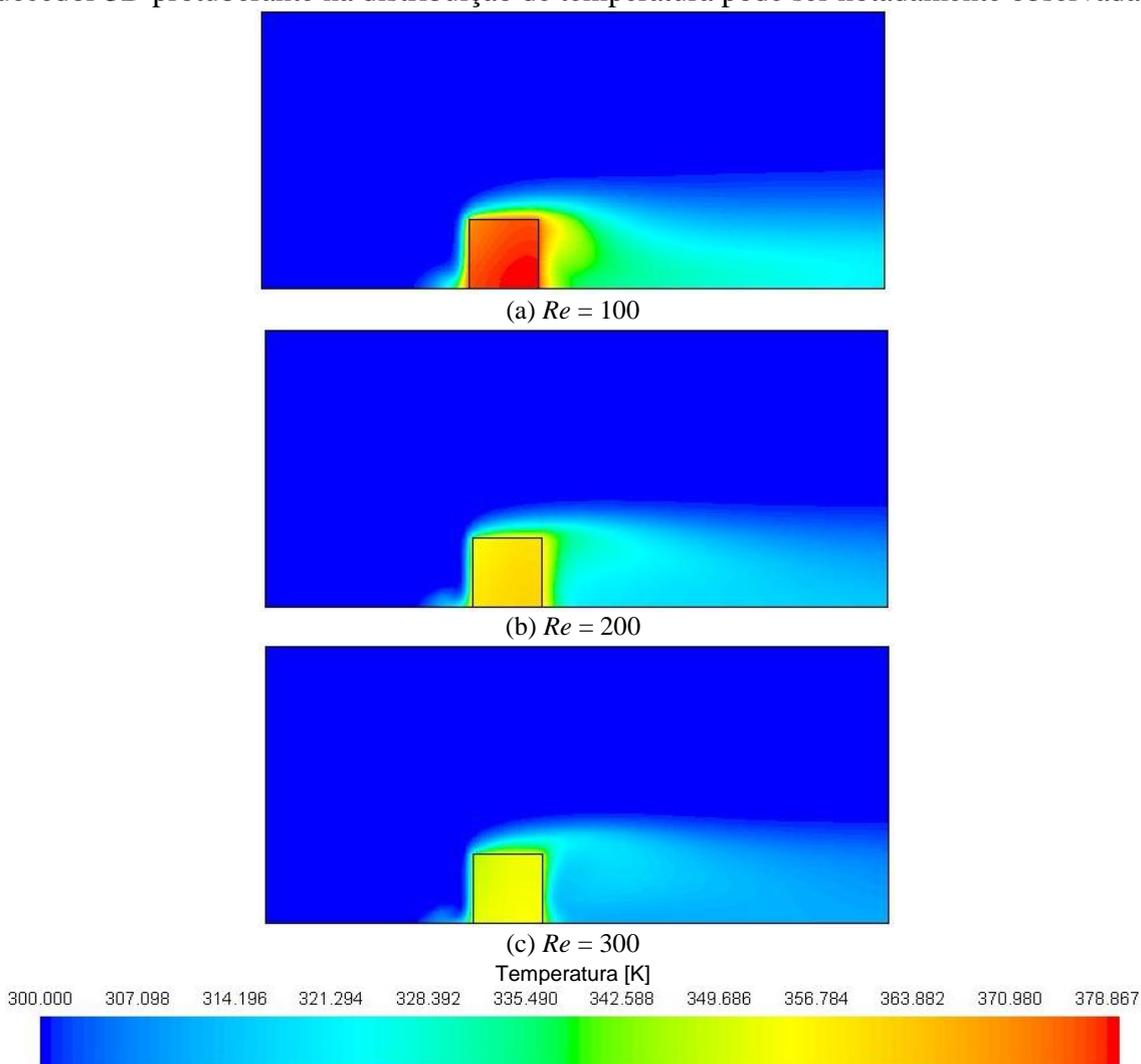
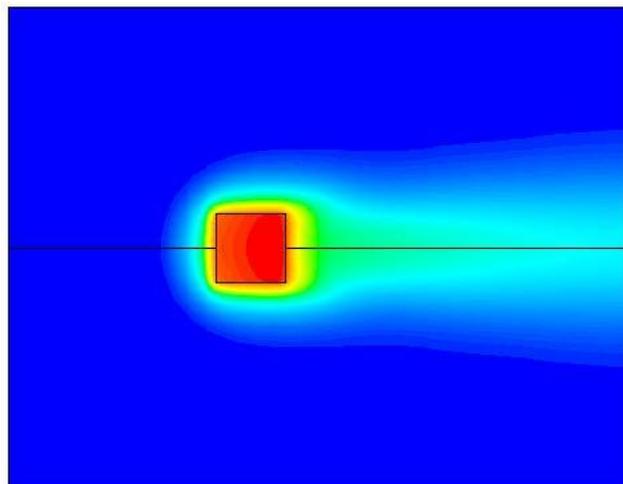
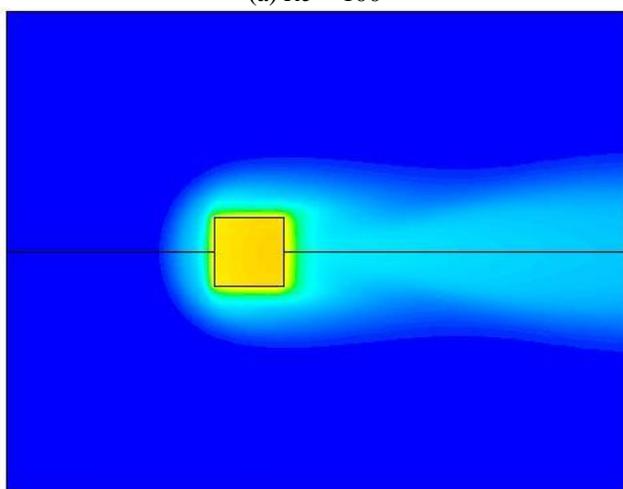


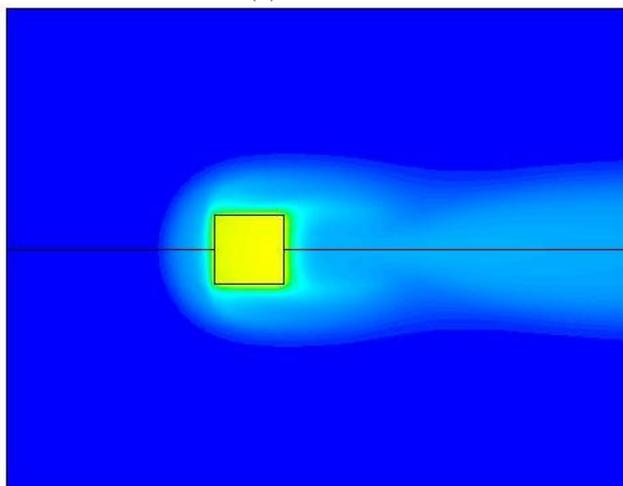
Figura 14 - Mapa das isotérmicas no plano  $xy$  para  $z = 0$ .



(a)  $Re = 100$



(b)  $Re = 200$



(c)  $Re = 300$

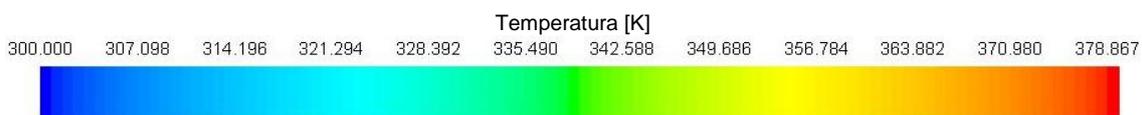


Figura 15 - Mapa das isotérmicas no plano  $xz$  para  $y = 0,3H_h$ .

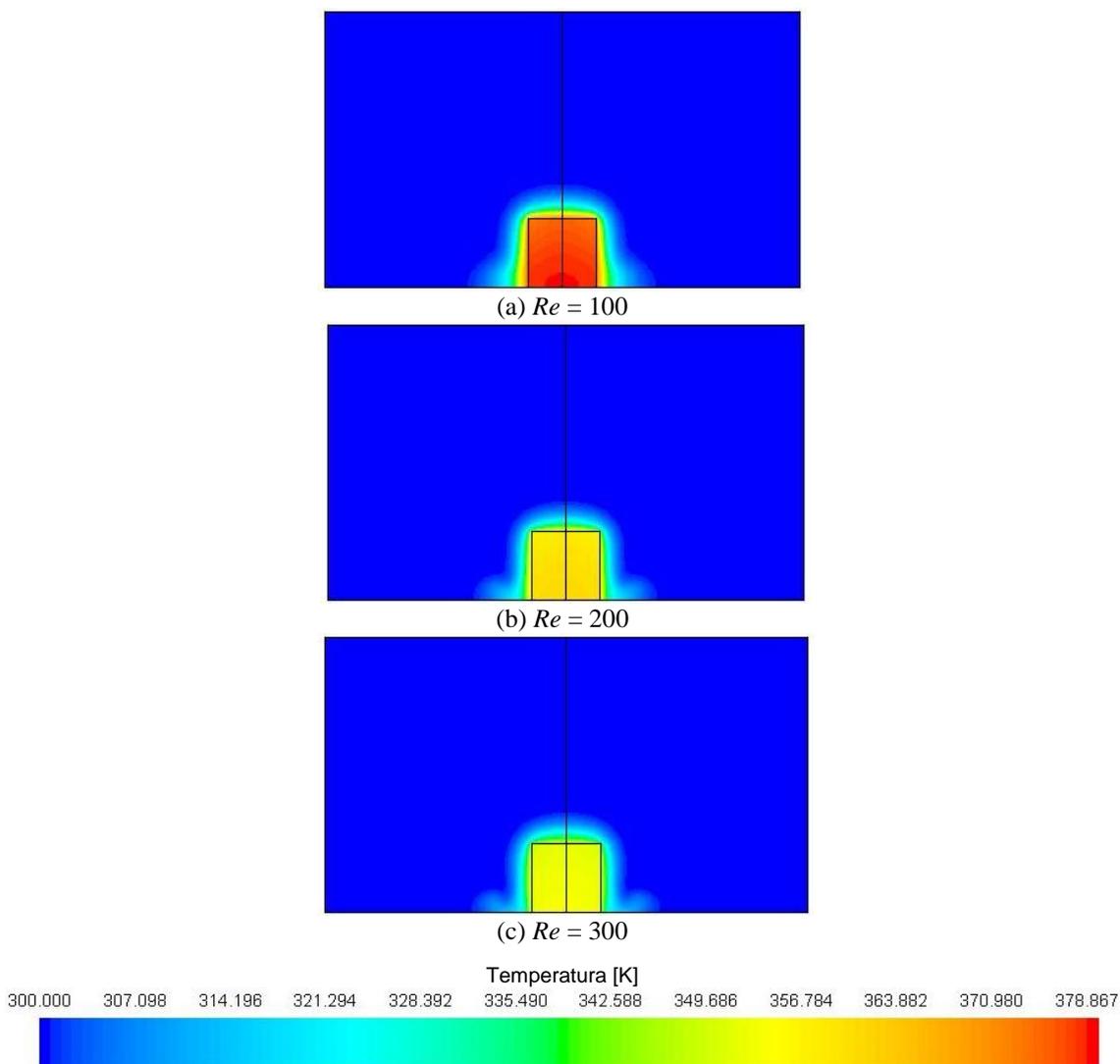


Figura 16 - Mapa das isotérmicas no plano  $yz$  para  $x = 3,5H_h$ .

Os resultados da temperatura média do aquecedor e do número de *Nusselt* adiabático são mostrados em função do número de *Reynolds* considerando o resfriamento por convecção forçada (substrato adiabático) na Tabela 2.

Tabela 2. Parâmetros térmicos da transferência de calor por convecção forçada.

$Re$	$\bar{T}_s$ [K]	$\bar{T}_s$ [°C]	$\bar{Nu}_{ad}$
100	376,14	103,14	5,03
150	365,19	92,19	5,88
200	359,15	86,15	6,48
250	355,40	82,40	6,92
300	352,20	79,20	7,34

Na Figura 17 é apresentada a distribuição da temperatura média do aquecedor 3D protuberante em função de  $Re$ . A temperatura do aquecedor diminui com o aumento da velocidade no canal.

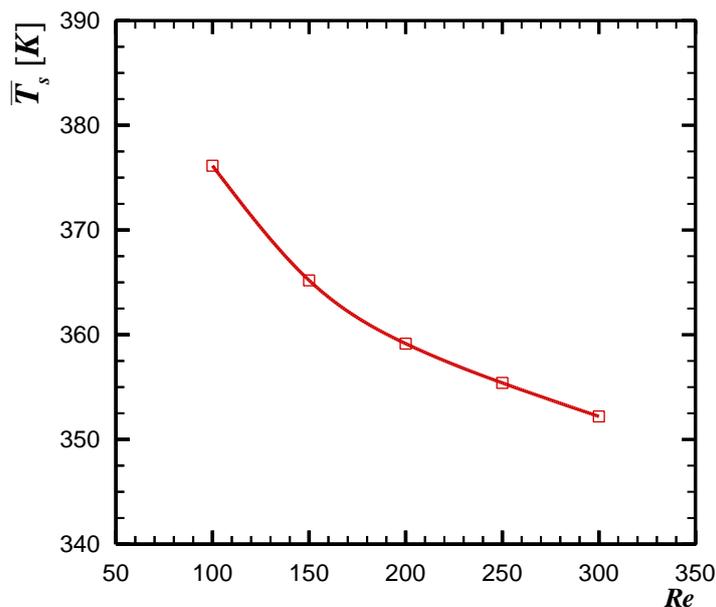


Figura 17 - Temperatura média do aquecedor considerando o substrato adiabático.

A Figura 18 ilustra o comportamento do número de *Nusselt* adiabático médio com o número de *Reynolds*. Este importante parâmetro térmico aumenta com *Re*, indicando a queda da temperatura média do aquecedor.

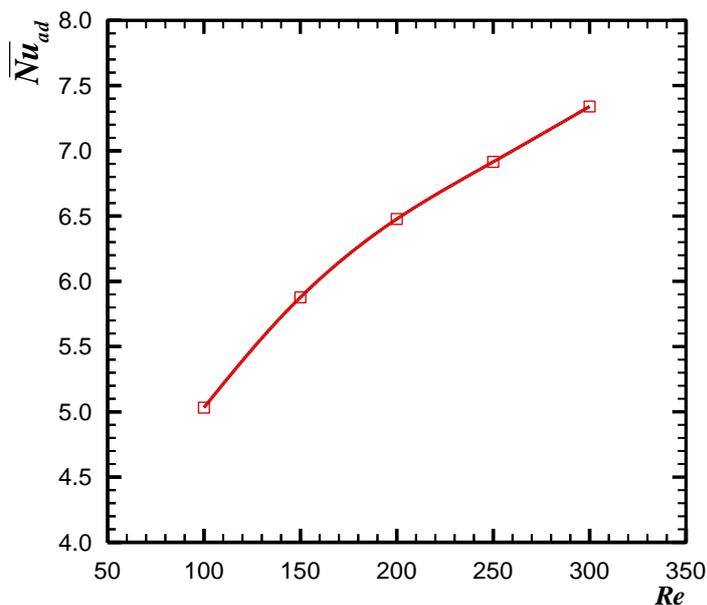


Figura 18 - Número de *Nusselt* adiabático médio considerando o substrato adiabático.

Os resultados do número de *Nusselt* adiabático médio considerando o substrato adiabático podem ser correlacionados com desvios menores do que 1% por

$$\bar{Nu}_{ad} = 1,052 Re^{0,342} . \tag{8}$$

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado um estudo numérico do resfriamento por convecção forçada de um aquecedor 3D protuberante montado em um substrato adiabático de um canal horizontal

de placas paralelas através do *software* ANSYS/Fluent<sup>®</sup> 14.0. Uma taxa de geração de calor uniforme foi assumida no aquecedor protuberante e seu resfriamento ocorreu pelo escoamento forçado de ar, em regime laminar, com propriedades constantes e em regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura eram uniformes. Na modelagem do problema os eventuais efeitos de convecção natural, de radiação térmica e de oscilação do escoamento não foram considerados. Devido às simetrias do problema, a configuração básica do problema foi reduzida à da Figura 2 e o domínio de solução utilizado foi ilustrado na Figura 3.

As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente dentro de um domínio único, que englobou as regiões dos sólidos e do fluido, através de um procedimento acoplado. A discretização das equações de conservação foi baseada no Método de Volumes de Controle. O algoritmo SIMPLE foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. Devido às não-linearidades na equação de *Navier-Stokes*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. A verificação dos procedimentos numéricos adotados foi realizada por meio da comparação dos resultados numéricos dos parâmetros fluidodinâmicos com os apresentados em ANSYS (2011). Após um estudo de refinamento de grade computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme contendo aproximadamente 873.000 volumes de controle. Esta grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões.

Para a obtenção dos resultados numéricos, foram utilizados valores típicos de geometria e propriedades encontrados nas aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos montados em uma placa de circuito – motivação para o desenvolvimento do presente trabalho. As configurações geométricas ilustradas na Figura 2, foram baseadas considerando a altura do aquecedor cúbico de  $H_h = 0,05\text{m}$ . Os efeitos do número de *Reynolds*, baseado na altura do aquecedor 3D protuberante, foram investigados para  $Re = 100, 150, 200, 250$  e  $300$ . Nesta faixa de estudo de *Reynolds* a natureza do escoamento no canal sempre foi laminar.

O comportamento do escoamento laminar ao redor do aquecedor 3D protuberante foi ilustrado pelas linhas de corrente (Figuras 6, 7, 8 e 9). As principais características deste escoamento consistiram de vórtices ferradura que iniciavam sua formação à montante do aquecedor e se desenvolveram ao redor das superfícies laterais do aquecedor; da formação de uma pequena recirculação à montante do aquecedor protuberante; do descolamento da camada-limite fluidodinâmica do escoamento no topo do aquecedor causando uma recirculação e de uma grande região de recirculação à jusante do aquecedor devido ao recolamento do escoamento. As distribuições de pressão nas diferentes regiões do escoamento laminar foram apresentadas nas Figuras 10, 11 e 12. Os principais resultados dos parâmetros fluidodinâmicos de interesse, velocidade média do escoamento e queda de pressão total no interior do canal foram apresentados na Tabela 1. Como esperado, a queda de pressão aumenta com o aumento do número de *Reynolds* – Figura 13. Ela foi correlacionada com desvios menores do que 2,25% na Equação (7).

Para o resfriamento por convecção forçada do aquecedor 3D protuberante (substrato adiabático), os mapas das isotérmicas para diferentes *Reynolds* foram mostrados nas Figuras 14, 15 e 16. Os principais parâmetros térmicos de interesse, temperatura média do aquecedor e o número de *Nusselt* médio, foram apresentados em função de  $Re$  na Tabela 2. Como esperado, a temperatura média do aquecedor diminuiu com o aumento da velocidade do escoamento laminar no canal horizontal de placas paralelas – Figura 17. O comportamento do número de *Nusselt* médio em função do número de *Reynolds* foi mostrado na Figura 18 e os resultados numéricos obtidos foram correlacionados com desvios menores do que 1% na Equação (8).

---

**AGRADECIMENTOS**

Os autores externam agradecimentos à Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR/Campus Ponta Grossa e ao apoio financeiro da Fundação Araucária de Apoio ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Paraná através de bolsa de iniciação científica ao primeiro autor deste trabalho.

**REFERÊNCIAS**

**ALVES, T. A.** *Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos em Canais*. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

**ALVES, T. A.; ALTEMANI, C. A. C.** *An invariant descriptor for heaters temperature prediction in conjugate cooling*. *International Journal of Thermal Sciences*, v.58, p.92–101, 2012.

**ALVES, T. A., ALTEMANI, C. A. C.** *Thermal design of a protruding heater in laminar channel flow*. In *14th International Heat Transfer Conference (IHTC'14)*, Washington, DC, USA. Proceedings... Washington, DC, USA., 2010.

**ANDERSON, A. M., MOFFAT, R. J.** *Convective heat transfer from arrays of modules with non-uniform heating: experiments and models*. Stanford University, Stanford, CA, USA: *Thermosciences Division Research Report*, HMT-43., 1990.

**ANDERSON, A. M., MOFFAT, R. J.** *The adiabatic heat transfer coefficient and the superposition kernel function: pt. 2 modeling flatpack data as a function of channel turbulence*. *Journal of Electronic Packaging*, v.114, p.22–28., 1992.

**ANSYS/FLUENT®. TUTORIAL: Solving a Conjugate Heat Transfer Problem using ANSYS/Fluent®**. p.1-30., 2011.

**ARVIZU, D. E., MOFFAT, R. J.** *Experimental Heat Transfer from an Array of Heated Cubical Elements on an Adiabatic Channel Wall*. Stanford University, Stanford, CA, USA: *Thermosciences Division Research Report* HMT-33., 1981.

**BARBUR, M. A.** *Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada-Condução de um Aquecedor 3D Protuberante em um Canal de Placas Paralelas com Escoamento Laminar*. Relatório Final de Iniciação Científica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil., 2013.

**BAR-COHEN, A., WATWE, A. A., PRASHER, R. S.** *Heat transfer in electronic equipment*. In: Bejan, A., Kraus, A. D., eds, *Heat transfer handbook*, p.947-1027. New Jersey, NJ, USA: John Wiley & Sons. chap.13., 2003.

**ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J.** *Resfriamento de equipamento eletrônico*. In: Çengel, Y.A., Ghajar, A.J., eds, *Transferência de calor e massa*, p.15-69. São Paulo, SP, Brasil: McGraw-Hill, cap. 15. , 2012. *Disponível na internet*. Acesso em 15/05/2013).

**DAVALATH, J., BAYAZITOGU, Y.** *Forced convection cooling across rectangular blocks*. In: *Journal of Heat Transfer*, v.109, p.321–328., 1987.

**GARIMELLA, S. V., EIBECK, P. A.** *Fluid dynamic characteristics of the flow over an array of large roughness elements.* In: *Journal of Electronic Packaging*, v.113, p.367–373., 1991.

**GARIMELLA, S. V., EIBECK, P. A.** *Heat transfer characteristics of an array of protruding elements in single phase forced convection.* In: *International Journal Heat Mass Transfer*, v.33, p. 2659–2669., 1990.

**HUSSEIN, H. J., MARTINUZZI, R. J.** *Energy balance for the turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel.* In: *Physics of Fluids*, v.8, p.764–780., 1996.

**INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S.** *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.* Livros Técnicos e Científicos Editora., 2008.

**LEHMANN, G. L., WIRTZ, R. A.** *The effect of variations in stream-wise spacing and length on convection from surface mounted rectangular components.* In: *Heat Transfer In Electronic Equipment*, ASME HTD, v.48, p.39-48., 1985.

**MEINDERS, E. R., HANJALIC, K.** *Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes.* In: *International Journal Heat Fluid Flow*, v.20, p.255–267., 1999.

**MEINDERS, E. R., VAN DER MEER, T. H., HANJALIC, K.** *Local convection heat transfer from an array of wall-mounted cubes.* In: *International Journal Heat Mass Transfer*, v.41, p.335–346., 1998.

**MEINDERS, E. R., VAN KEMPEN, G. M. P., VAN VLIET, L. J., VAN DER MEER, T. H.** *Measurement and application of an infrared image restoration filter to improve the accuracy of surface temperature measurements of cubes.* In: *Experiments Fluids*, v.26, p.86–96., 1999.

**MOFFAT, R. J., ANDERSON, A. M.** *Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling.* In: *Journal heat transfer*, v.112, p.882–890., 1990.

**MOFFAT, R. J., ARVIZU, D. E., ORTEGA, A.** *Cooling electronic components: forced convection experiments with an air-cooled array.* In: *Heat Transfer In Electronic Equipment*, ASME HTD, v.48, p.17-27., 1985.

**MOLKI, M., FAGHRI, M.** *Temperature of in-line array of electronic components simulated by rectangular blocks.* In: *Electronic Cooling*, v.6, p.26–32., 2000.

**MORRIS, G. K., GARIMELLA, S. V.** *Thermal wake downstream of a three-dimensional obstacle.* In: *Experimental Thermal Fluid Science*, v.12, p.65-74., 1996.

**NAKAJIMA, M., OTA, T.** *Numerical analysis of three-dimensional unsteady flow and heat transfer around a surface-mounted hexahedron in a channel.* In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineering*, v.65B, p.3111–3116., 1999.

**NAKAJIMA, M., YANAOKA, H., YOSHIKAWA, H., OTA, T.** *Numerical simulation of three-dimensional separated flow and heat transfer around staggered surface-mounted rectangular blocks in a channel.* In: *Numerical Heat Transfer*, v.47, p.691-708., 2005.

**NAKAMURA, H., IGARASHI, T., TSUTSUI, T.** *Local heat transfer around a wall-mounted cube in the turbulent boundary layer.* In: *International Journal Heat Mass Transfer*, v.44, p.3385–3395., 2001.

**NICENO, B., DRONKERS, A. D. T., HANJALIC, K.** *Turbulent heat transfer from a multi-layered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation.* In: *International Journal Heat Fluid Flow*, v.23, p.173–185., 2002.

**NISHIDA, F. B.** *Análise Numérica do escoamento laminar e da Transferência de Calor de Aquecedores 3D Protuberante Utilizando Diferentes Fluidos de Resfriamento.* 118P. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil., 2012.

**NISHIDA, F. B., MACHADO, V., BARBUR, M. A., ALVES, T. A.** *Transferência de calor conjugada convecção forçada-condução de um aquecedor 3d protuberante montado em uma placa de circuito impresso.* In: *XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica*, São Carlos, SP. Anais do CREEM 2012., 2012b.

**PATANKAR, S. V.** *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.* In: *Hemisphere Publishing Corporation.* 197p., 1980.

**PETERSON, G. P., ORTEGA, A.** *Thermal control of electronic equipment and devices.* In: Hartnett, J. P., Irvine, T. F., eds, *Advances in heat transfer.* Oxford, Oxon, England: Academic Press, c.4, p.181–314., 1990.

**SPARROW, E. M., NEITHAMMER, J. E., CHABOKI, A.** *Heat transfer and pressure drop experiments in air-cooled electronic-component arrays.* In: *Journal of Thermophysics*, v.25, p.961-973., 1982.

**SPARROW, E. M., RAMSEY, J. W., ALTEMANI, C. A. C.** *Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparisons with staggered arrays.* *Journal of Heat Transfer*, v.102, p.44-50., 1980.

**WIRTZ, R. A., CHEN, W.** *Laminar-transitional convection from repeated ribs in a channel.* In: *Heat Transfer In Electronic Equipment*, ASME HTD, v.171, p.89-94.

**YAGHOUBI, M., VELAYATI, E.** *Undeveloped convective heat transfer from an array of cubes in cross-stream direction.* In: *International Journal of Thermal Sciences*, v.44, p.756-765., 2005.

**ZENG, Y., VAFAI, K.** *An investigation of convective cooling of an array of channel-mounted obstacles.* In: *Numerical Heat Transfer, Part A*, v.55, p.967–982., 2009.