



**Simpósio de Métodos
Numéricos em Engenharia**

25 a 27 de outubro, 2017

Descritor Invariante de Transferência de Calor:

Validação Numérica no Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada Laminar-
Condução de Aquecedores 3D Protuberantes em um Canal Retangular Horizontal

Felippe de Marco
Gabriel Nunes Maia Junior
Thiago Antonini Alves
Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC)
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)
Câmpus Ponta Grossa, Ponta Grossa/PR, Brasil
thiagooalves@utfpr.edu.br

Resumo— Neste trabalho foi demonstrada a aplicação de um descritor invariante no resfriamento conjugado por convecção forçada laminar-condução de três aquecedores 3D protuberantes alinhados e discretos em um canal, por meio da obtenção da matriz conjugada G^+ com coeficientes de influência conjugados g^+ . Com o cálculo deste descritor, a temperatura de cada aquecedor 3D protuberante montado em um substrato condutivo de um canal retangular horizontal com escoamento laminar foi determinada a partir do conhecimento de taxas arbitrárias de dissipação de calor nos aquecedores. Os resultados foram encontrados numericamente por meio do software comercial ANSYS/Fluent™ 17.2 e da utilização de valores típicos de geometrias e propriedades associados às aplicações de resfriamento de componentes eletroeletrônicos montados em uma placa de circuito impresso. A validação do descritor invariante, por meio de coeficientes de influência conjugados, foi comprovada numericamente.

Palavras-chave—resfriamento conjugado; aquecedores 3D protuberantes; coeficientes de influência conjugados

I. INTRODUÇÃO

Sir Isaac Newton (1643-1727), propôs em 1701 [1], uma equação constitutiva para quantificar a taxa da transferência de calor por convecção. A Lei de Resfriamento de Newton é expressa por

$$h_{ref} = \frac{q_{conv}}{A(T_s - T_{ref})}, \quad (1)$$

sendo que, q_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção, A é a área de troca de calor, T_s e T_{ref} são, respectivamente, a temperatura superficial e a temperatura de referência do fluido. A escolha da temperatura de referência caracteriza o coeficiente de transferência de calor por convecção correspondente (h_{ref}).

Considerando condições de contorno térmicas uniformes, a temperatura de referência T_{ref} pode ser adequadamente escolhida. Nos casos de escoamento externo, a temperatura de referência T_∞ é a temperatura de corrente livre do escoamento e o coeficiente convectivo correspondente é h_∞ . No escoamento interno, não há corrente livre, por isso outros parâmetros são utilizados, como por exemplo, a temperatura média de mistura, T_m , fornecendo h_m ou, a temperatura de entrada T_0 , fornecendo h_0 .

Existem, entretanto, situações práticas com condições de contorno térmicas não-uniformes na superfície de transferência de calor. Nesses casos, as temperaturas de referência padrão, tais como T_m ou T_0 nos escoamentos internos, podem fornecer um coeficiente convectivo extremamente sensível a variações da temperatura da superfície do canal.

Uma descontinuidade na distribuição da temperatura da superfície pode levar a uma descontinuidade do coeficiente local de transferência de calor [2].

No caso de substratos contendo aquecedores discretos montados em sua superfície, a taxa de calor dissipada em cada aquecedor pode variar arbitrariamente, causando distribuições distintas de temperatura no substrato e nas superfícies dos aquecedores. Como mencionado anteriormente, considerando as definições tradicionais, o coeficiente convectivo, mantido o escoamento fluido, apresentará uma distribuição distinta para cada condição de aquecimento discreto no substrato. Neste caso, a utilidade do coeficiente convectivo seria limitada, pois ele seria apropriado para uma única condição de contorno térmica [3].

Antonini Alves [4] propôs uma extensão da Função de Green Discreta Inversa [5] para englobar os problemas conjugados de convecção forçada-condução de aquecedores discretos montados em um substrato condutivo através do uso de coeficientes de influência conjugados g^+ , agrupados em uma matriz conjugada G^+ . Pelo princípio de superposição, baseado na linearidade da equação da energia, o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto n em uma configuração 3D, ser expresso pela soma dos efeitos de todos os N aquecedores discretos montados no substrato condutivo.

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m}c_p} \sum_{i=1}^N g_{ni}^+ q_i \quad (2)$$

Na Equação (2), o coeficiente de influência conjugado g_{ni}^+ relaciona o aumento da temperatura média do aquecedor discreto n resultante de uma dissipação de calor no aquecedor discreto i . Para problemas particulares de convecção forçada estes coeficientes de influência podem ser associados ao coeficiente adiabático de transferência de calor e à Função Superposição Discreta [6], ou à Função de Green Discreta Inversa [5].

Na forma matricial, (2), pode ser escrita como

$$\Delta \bar{T} = \frac{1}{\dot{m}c_p} G^+ q, \quad (3)$$

ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \vdots \\ \Delta \bar{T}_N \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m}c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & \cdots & g_{1N}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & \cdots & g_{2N}^+ \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N1}^+ & g_{N2}^+ & \cdots & g_{NN}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_N \end{bmatrix} \quad (4)$$

Os termos diagonais g_{nn}^+ estão associados aos efeitos de auto-aquecimento, ou seja, a resposta da temperatura de um aquecedor discreto n à potência dissipada por ele mesmo. Os termos g_{ni}^+ fora da diagonal principal representam o efeito de esteira térmica, ou seja, o efeito da potência dissipada nos demais aquecedores discretos na temperatura de um aquecedor discreto n da configuração. Os termos que estão acima da diagonal principal representam a influência da esteira térmica de um aquecedor discreto com relação aos que estão à montante dele enquanto que os termos abaixo da diagonal principal demonstram o coeficiente de influência com relação aos aquecedores discretos à jusante do mesmo.

A matriz conjugada G^+ , proposta em [4] e [7], contendo os coeficientes de influência conjugados g^+ , é um descritor invariante da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução. Desta forma, uma vez definida a matriz quadrada G^+ de ordem N , o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto, resultante de uma distribuição arbitrária da taxa de dissipação de calor em todos os aquecedores discretos, pode ser predito por (2).

Exemplos de aplicação numérica e experimental desta metodologia de predição de temperatura a partir do conhecimento de taxas arbitrárias de dissipação de calor em aquecedores discretos podem ser encontrados na literatura: [8]-[16].

II. METODOLOGIA

No desenvolvimento deste trabalho foram considerados problemas associados ao controle térmico de uma coluna de aquecedores 3D protuberantes montados em uma placa de circuito impresso classificada no Nível 2 de empacotamento eletrônico [17]. Como o espaço disponível para os aquecedores é limitado, o resfriamento ocorre por convecção forçada com baixas velocidades devido às limitações operacionais e à redução de ruídos.

A configuração básica é caracterizada por um canal retangular horizontal com três aquecedores 3D protuberantes montados em um substrato condutivo, que se encontra na parede inferior do canal, como mostrado na Fig. 1. Neste caso, os aquecedores protuberantes, com uma condutividade térmica k_h , são paralelepípedos com altura H_h , comprimento L_h e largura W_h e estão espaçados entre si por uma distância L_s . A borda à montante do primeiro aquecedor está posicionada em L_u da entrada do canal, a borda à jusante do terceiro aquecedor está a L_d da saída do canal e as bordas laterais dos aquecedores encontram-se a uma distância W_s das paredes laterais do canal. O canal retangular possui comprimento L , altura H e largura W . O substrato possui a mesma largura e mesmo comprimento que o canal, porém sua espessura é t e ele apresenta uma condutividade térmica k_s .

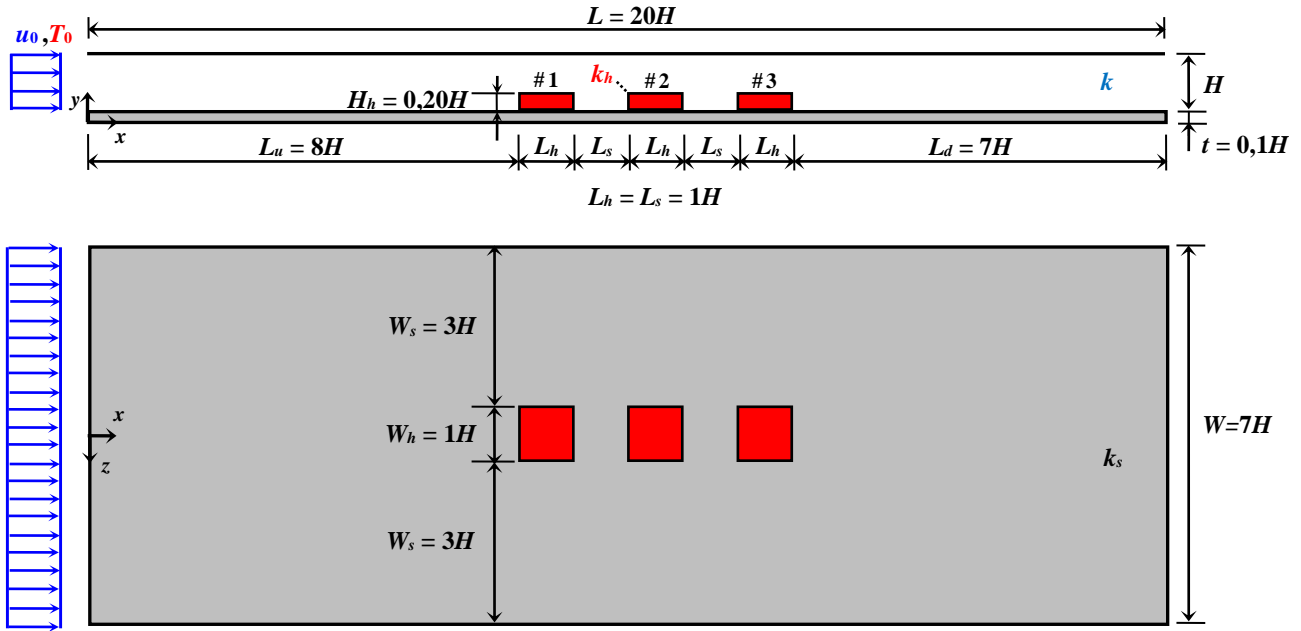


Figura 1. Domínio com três aquecedores 3D montados no substrato de um canal retangular horizontal.

A. Formulação Matemática

A formulação matemática do problema foi efetuada para um domínio único, envolvendo os aquecedores protuberantes, o substrato e o escoamento fluido no canal. As equações de conservação foram formuladas para o domínio de comprimento L , largura W e altura $(H + t)$.

Estas equações governantes englobam 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 foram considerados nesta formulação, um procedimento adotado em problemas similares, por exemplo, [7], [13], [18] e [19].

- Conservação da Massa (Continuidade),

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0. \quad (5)$$

- Conservação do *Momentum* (Navier-Stokes),

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u}. \quad (6)$$

- Conservação da Energia,

$$\rho c_p (\mathbf{u} \cdot \nabla) T = k \nabla^2 T + \delta S. \quad (7)$$

Na Equação do Calor, (7), $\delta = 1$ na região dos aquecedores 3D protuberantes e $\delta = 0$ nas regiões do substrato e do fluido.

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. Nas interfaces aquecedores 3D protuberante-substrato foram admitidos contatos térmicos perfeitos.

B. Parâmetros Termofluidodinâmicos de Interesse

Em todos os casos analisados, o número de *Reynolds* no canal, baseado no diâmetro hidráulico (D_h), é expresso por

$$Re = \frac{\rho u_0 D_h}{\mu} = \frac{u_0 2HW}{\nu(H+W)}, \quad (8)$$

sendo que, ρ é a massa específica do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

O balanço de energia em cada um dos aquecedores 3D protuberantes é expresso por

$$q = q_f + q_s, \quad (9)$$

sendo que, q é a taxa total de transferência de calor, q_f a taxa de transferência de calor por convecção forçada proveniente do contato direto do fluido com a superfície do aquecedor e q_s a taxa de transferência de calor por condução através das interfaces entre o aquecedor 3D protuberante e o substrato condutivo.

C. Solução Numérica

As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente utilizando o Método dos Volumes de Controle [20] através do *software ANSYS/Fluent*TM 17.2. O algoritmo *SIMPLE* 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. 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 computador com processador *Intel*TM *Core*TM *i7* 3,6 GHz e com 16 GB RAM pertencente ao Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa. O tempo de processamento computacional de uma solução típica foi de aproximadamente 45 (quarenta e cinco) minutos.

A verificação dos procedimentos numéricos adotados foi realizada através da comparação dos resultados numéricos dos parâmetros termofluidodinâmicos com os apresentados em [9]. Após um estudo de independência de grade computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme contendo aproximadamente 1.170.000 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 na Fig. 2.

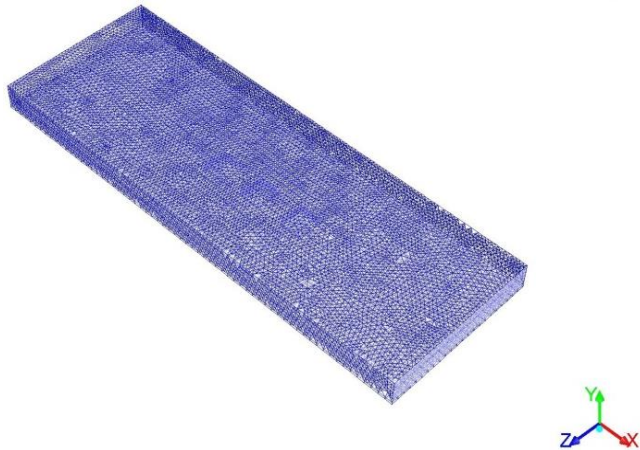


Figura 2. Grade computacional 3D não-uniforme (em perspectiva 3D).

III. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para a obtenção dos resultados numéricos, foram utilizados valores típicos de geometria e propriedades encontrados nas aplicações de resfriamento de componentes

eletroeletrônicos montados em uma placa de circuito [21]. As configurações geométricas ilustradas na Fig. 1 foram baseadas considerando uma altura do canal retangular horizontal de $H = 0,01$ m. O fluido de resfriamento considerado foi o ar atmosférico, os aquecedores 3D protuberantes e o substrato condutivo foram considerados como sendo de alumínio puro. As propriedades do fluido e do sólido foram consideradas constantes, obtidas à temperatura de 300 K [22]. A taxa de dissipação volumétrica em cada aquecedor foi de 1 W. Os efeitos do número de *Reynolds* foram investigados para $Re = 580, 875, 1.166, 1.458$ e 1.750 , correspondendo a velocidades médias do ar de 0,53 m/s até 1,58 m/s no canal. Nesta faixa de investigação do número de *Reynolds*, o regime do escoamento no canal é laminar [23].

A Equação (4), que descreve o aumento da temperatura média de um aquecedor discreto n em uma configuração 3D, é expressa para uma coluna de três aquecedores 3D protuberantes, Fig. 1, por

$$\Delta \bar{T}_n = (\bar{T}_h - T_0)_n = \frac{1}{\dot{m} c_p} \sum_{i=1}^3 g_{ni}^+ q_i, \quad (10)$$

ou na forma expandida,

$$\begin{bmatrix} \Delta \bar{T}_1 \\ \Delta \bar{T}_2 \\ \Delta \bar{T}_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \begin{bmatrix} g_{11}^+ & g_{12}^+ & g_{13}^+ \\ g_{21}^+ & g_{22}^+ & g_{23}^+ \\ g_{31}^+ & g_{32}^+ & g_{33}^+ \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

A maneira mais simples de obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ da matriz quadrada \mathbf{G}^+ foi através de simulações com um único aquecedor ativo por vez. Devido à linearidade da equação da energia, o princípio de superposição foi então aplicado nos casos estudados com mais de um aquecedor ativo, e a temperatura média de cada aquecedor foi calculada através de (10). Com o intuito de demonstrar os benefícios da utilização dos coeficientes de influência conjugados g^+ na predição de temperatura, simulações adicionais foram executadas com os três aquecedores ativos no canal, visando à comparação dos resultados numéricos das temperaturas médias dos aquecedores com àquelas previstas por (10).

A. Escoamento Laminar

Na Fig. 3, as linhas de corrente sobre os aquecedores 3D protuberantes, em uma vista em perspectiva 3D, são apresentadas para $Re = 1.166$. As principais características do escoamento laminar consistem de vórtice(s) ferradura(s) que inicia(m) sua formação à montante do primeiro aquecedor e se desenvolvem ao redor das superfícies laterais dos aquecedores; da formação de uma pequena recirculação à montante do primeiro aquecedor; de recirculações nos espaçamentos entre dois aquecedores protuberantes adjacentes e de uma região de recirculação à jusante do terceiro aquecedor devido ao recolamento da camada-limite fluido-dinâmica do escoamento.

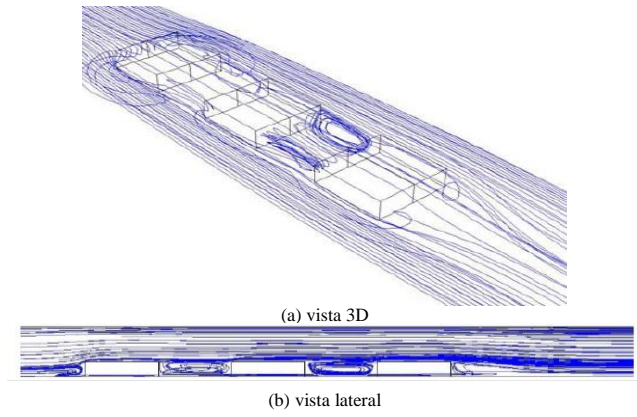


Figura 3. Linhas de corrente sobre os aquecedores protuberantes: $Re=1166$.

Na Fig. 4 é apresentado o perfil de velocidade do escoamento laminar com $Re = 1.166$ para os planos xy e xz . As magnitudes da velocidade e o sentido das recirculações nas diferentes regiões do escoamento podem ser observadas.

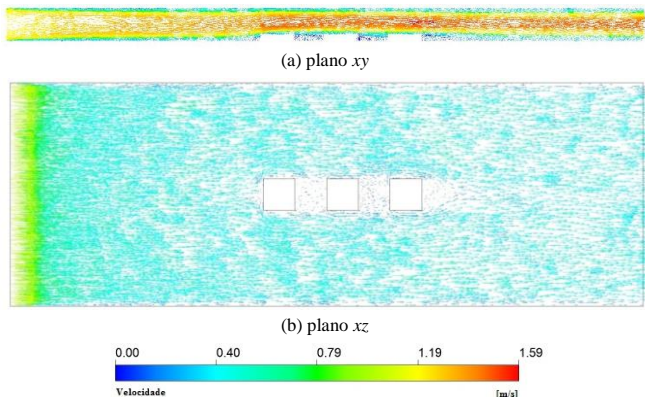


Figura 4. Perfil de velocidade sobre os aquecedores protuberantes: $Re=1166$.

Na Fig. 5 é apresentada a distribuição de pressão do escoamento laminar com $Re = 1.166$ para os planos xy e xz . Como esperado, a pressão na entrada do canal é superior à da saída. As maiores pressões estão localizadas próximas à superfície frontal do primeiro aquecedor 3D protuberante devido ao ponto de estagnação. Quanto maior o número de *Reynolds*, maiores serão os gradientes de pressão próximos à estagnação e a queda de pressão total no canal retangular horizontal.

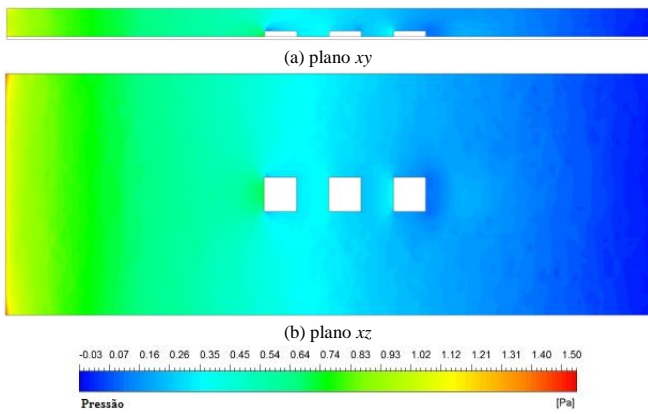


Figura 5. Distribuição de pressão sobre os aquecedores: $Re=1166$.

B. Resfriamento Conjugado Convecção Forçada-Condução

No resfriamento conjugado convecção forçada-condução, a taxa volumétrica de dissipação de calor q gerada em cada aquecedor é subdividida em duas parcelas: uma parte diretamente do aquecedor para o escoamento por convecção forçada (q_f) e outra transferida por condução para o substrato condutivo, através da interface aquecedor-substrato (q_s). Pela conservação de energia, (9), a soma das frações (q_f/q) e (q_s/q) deve ser sempre unitária. Nas simulações efetuadas com um único aquecedor 3D protuberante ativo de cada vez, foram encontrados os resultados para a fração (q_s/q) em função do número de *Reynolds*, que são apresentados na Tabela I e na Fig. 6 considerando o substrato condutivo.

TABELA I: FRAÇÃO (q_s/q)

Re	$(q_{s,1}/q)$	$(q_{s,2}/q)$	$(q_{s,3}/q)$
580	0,9721	0,9761	0,9745
875	0,9657	0,9695	0,9678
1.166	0,9598	0,9630	0,9615
1.458	0,9509	0,9561	0,9535
1.750	0,9411	0,9489	0,9444

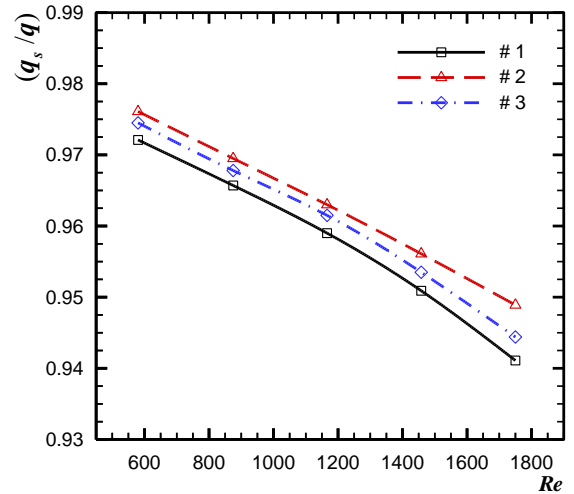


Figura 6. Fração (q_s/q).

Os resultados dos coeficientes de influência conjugados g_{nm}^+ , associados ao auto-aquecimento, g_{11}^+ , g_{22}^+ e g_{33}^+ , em função do número de *Reynolds* são mostrados na Tabela II e na Fig. 7 considerando o substrato condutivo. Estes coeficientes dependem do número de *Reynolds* e da posição do aquecedor 3D protuberante no canal. O aumento com o número de *Reynolds* ocorre principalmente devido ao aumento da vazão mássica no canal.

TABELA II: COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA g_{nm}^+

Re	g_{11}^+	g_{22}^+	g_{33}^+
580	4,1866	4,2914	4,4590
875	5,5203	5,5486	5,7456
1.166	6,7030	6,7806	6,9016
1.458	7,6354	7,7611	7,8603
1.750	8,4417	8,5851	8,7198

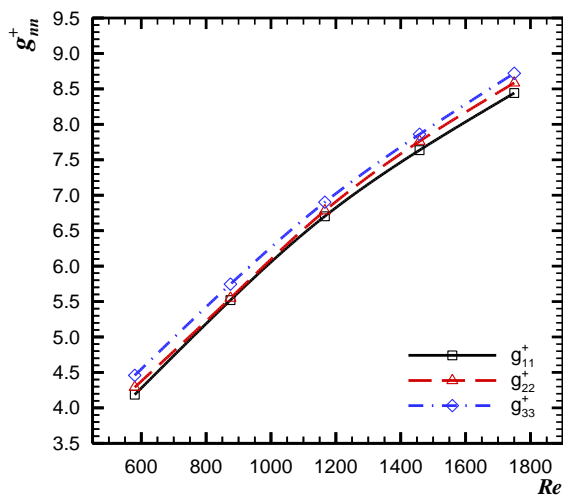


Figura 7. Coeficientes de influência g_{mn}^+ .

Os resultados para os coeficientes de influência conjugados g_{ni}^+ da diagonal superior g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ , em função do número de *Reynolds*, são mostrados na Tabela III e na Fig. 8. Estes coeficientes dependem do número de *Reynolds* e da posição dos aquecedores 3D protuberantes no canal. Devido à alta condutividade do material, que proporciona um resfriamento predominantemente por condução, os coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ assumem valores muito próximos.

TABELA III: COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA g_{12}^+ , g_{13}^+ E g_{23}^+

<i>Re</i>	g_{12}^+	g_{13}^+	g_{23}^+
580	3,5586	3,7616	3,8799
875	4,4047	4,7638	4,88106
1.166	5,1148	5,7858	5,7469
1.458	5,6550	6,3187	6,4309
1.750	6,1056	6,8837	7,0195

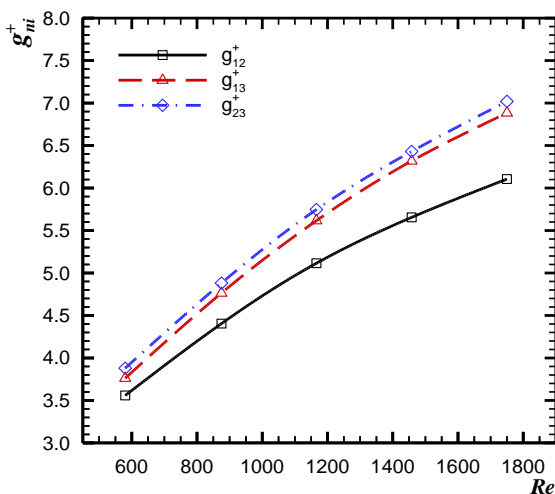


Figura 8. Coeficientes de influência g_{12}^+ , g_{13}^+ e g_{23}^+ .

Os resultados para os coeficientes de influência conjugados g_{ni}^+ da diagonal inferior g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ são apresentados em função do número de *Reynolds* na Tabela IV e na Fig. 9. Estes coeficientes aumentam com o número de *Reynolds* porque a vazão mássica aumenta no canal.

TABELA IV: COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA g_{21}^+ , g_{31}^+ E g_{32}^+

<i>Re</i>	g_{21}^+	g_{31}^+	g_{32}^+
580	3,7857	3,6095	3,9168
875	4,9343	4,6800	4,9886
1.166	6,0095	5,6776	5,9549
1.458	6,8067	6,3986	6,7022
1.750	7,4322	6,9453	7,3304

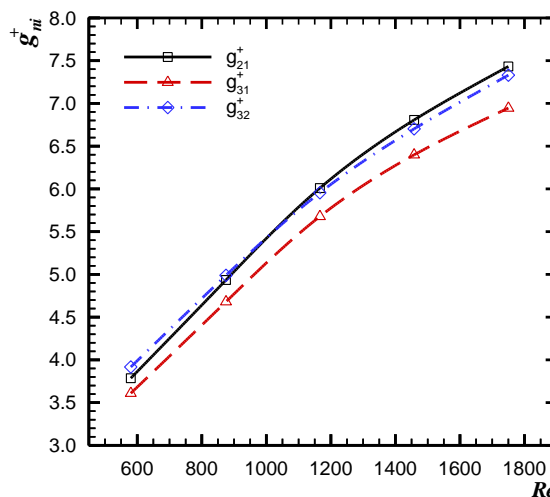


Figura 9. Coeficientes de influência g_{21}^+ , g_{31}^+ e g_{32}^+ .

Em todas as simulações efetuadas, apesar da condução axial no meio fluido ter se tornado desprezível, foi observada uma influência térmica na região à montante de cada aquecedor ativo. Isto ocorreu devido à condução no substrato na região à montante do aquecedor ativo e às recirculações presentes no escoamento. Este fato é ilustrado para os aquecedores 3D protuberantes, através dos mapas de isotérmicas considerando $Re = 1.166$, nas Figs. 10 e 11, nos planos *xy* e *xz*, respectivamente.

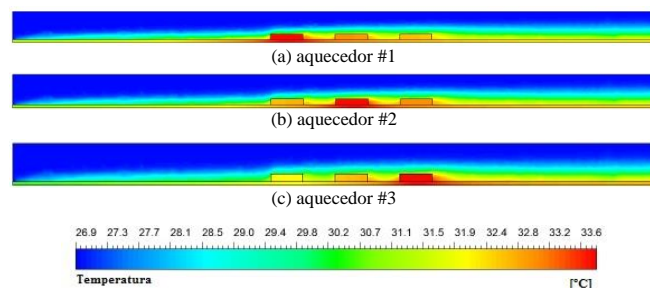


Figura 10. Mapas de isotérmicas para $Re = 1.166$ considerando um único aquecedor ativo (plano *xy*).

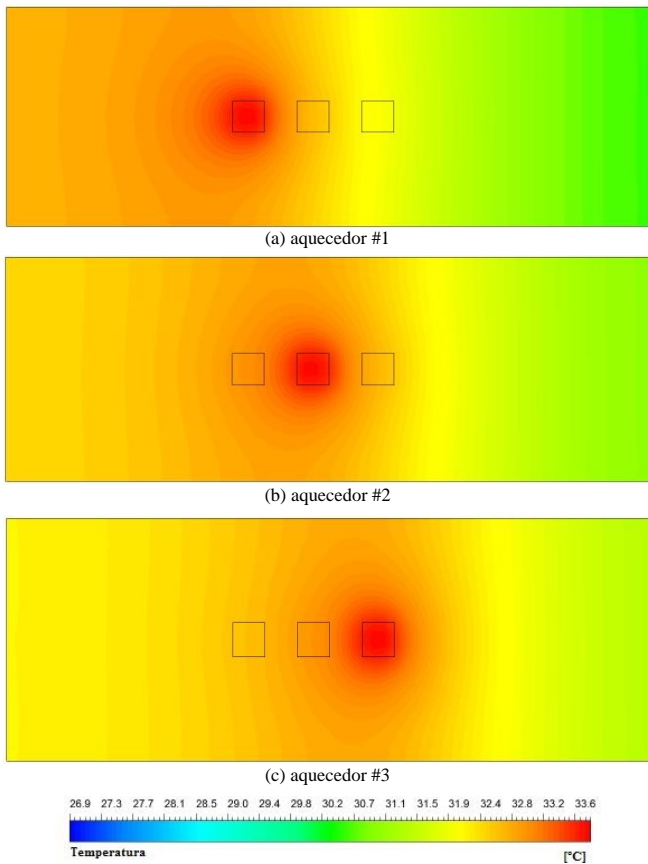


Figura 11. Mapas de isotérmicas para $Re = 1.166$ considerando um único aquecedor ativo (plano xz).

Os testes numéricos apresentados na sequência tiveram a finalidade de validação do princípio de superposição nos diferentes casos com substrato condutivo. Com estes testes de validação, as temperaturas obtidas das simulações numéricas utilizando o *software* comercial *ANSYS/Fluent*TM 17.2 considerando os três aquecedores 3D protuberantes ativos no canal foram comparadas com as preditas por (10). A distribuição da dissipação volumétrica de calor no teste de validação, denominado de Teste 1-1-1, foi $q_1=q_2=q_3= 1 \text{ W}$, correspondendo a uma taxa de dissipação volumétrica uniforme nos três aquecedores 3D protuberantes.

Os resultados numéricos da temperatura média de cada aquecedor, $T_{h,n}$, apresentados na Tabela V foram comparados com as predições de (10) através da utilização dos valores dos coeficientes de influência g^+ apresentados nas Tabelas II, III e IV. Para todos os testes considerados, os resultados preditos apresentaram uma diferença menor do que 2,4% com aqueles mostrados na Tabela V.

TABELA 5: TEMPERATURA DOS AQUECEDORES NO TESTE 1-1-1

Re	$\bar{T}_{h,1}$ [°C]	$\bar{T}_{h,2}$ [°C]	$\bar{T}_{h,3}$ [°C]
580	51,97	52,96	53,04
875	47,77	48,77	48,84
1.166	45,43	46,43	46,51
1.458	43,56	44,53	44,61
1.750	42,15	43,11	43,18

Na Fig. 12 é apresentado o mapa de isotérmicas nos planos xy e xz com $Re = 1166$, para o Teste 1-1-1.

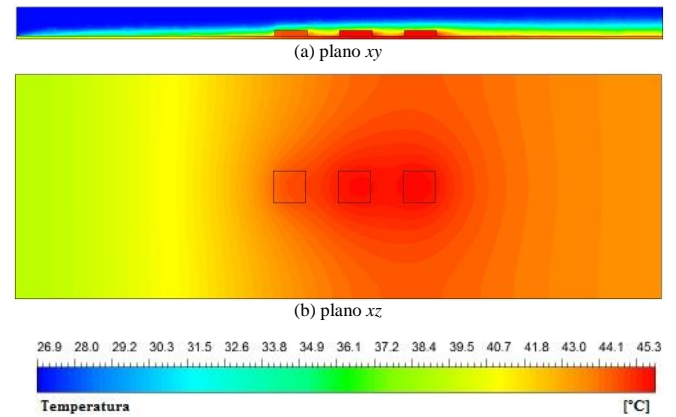


Figura 12. Mapas de isotérmicas para o Teste 1-1-1 considerando $Re = 1166$.

IV. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi a validação numérica do descritor invariante do processo conjugado de transferência de calor por convecção forçada laminar-condução de aquecedores 3D discretos em canais, por meio da obtenção dos coeficientes de influência conjugados g^+ , agrupados em uma matriz conjugada G^+ . As temperaturas dos aquecedores protuberantes discretos montados em um substrato condutivo em um canal retangular horizontal com escoamento laminar de ar foram relacionadas com descritores invariantes independente da dissipação de potência em cada aquecedor através da matriz conjugada G^+ . Esses coeficientes são adimensionais e foram chamados de coeficientes de influência conjugados (g^+) devido à natureza conjugada por convecção forçada-condução do resfriamento dos aquecedores. O aumento da temperatura de cada aquecedor no canal foi quantificado de tal forma que as contribuições devido ao auto-aquecimento e às dissipações de potência dos outros aquecedores (tanto à montante, quanto à jusante) fossem claramente identificadas. Para uma dada geometria, campo de escoamento, propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos, os coeficientes conjugados são invariantes com a taxa de geração de calor na configuração dos aquecedores. Os resultados foram obtidos numericamente considerando três aquecedores 3D protuberantes em um arranjo bidimensional utilizando o *software* comercial *ANSYS/Fluent*TM 17.2. O procedimento descrito é, contudo, geral e extensões para maior número de aquecedores são simples, embora computacionalmente mais exigente.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados ao CNPq pela concessão de bolsa de iniciação científica ao primeiro autor, à Capes pela concessão de bolsa de mestrado ao segundo autora e também pelo financiamento de projeto de pesquisa (Chamada Universal - MCTI/CNPq n° 14/2014). Agradecimentos ainda são externados à PROPPG da UTFPR, à DIRPPG, ao PPGEM e ao DAMEC da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

REFERÊNCIAS

- [1] U. Grigull, *Heat Conduction*, New York: Hemisphere Publishing Co., 1987, 187p.
- [2] W.M. Kays, M.E. Crawford & B. Weigand, *Convective Heat and Mass Transfer*, New York: McGraw-Hill, 2005, 546p.
- [3] T. Antonini Alves, P.H.D., Santos & M.A. Barbur, "An invariant descriptor for conjugate forced convection-conduction cooling of 3D protruding heaters in channel flow," *Frontiers of Mechanical Engineering*, vol. 10, pp. 263-276, 2015.
- [4] T. Antonini Alves, *Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos em Canais*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, Brasil, 2010, 129p.
- [5] J.M. Hacker & J.K. Eaton, *Heat Transfer Measurements in a Backward-Facing Step Flow with Arbitrary Wall Temperature Variations*, Thermosciences Division Research Report MD-71, Stanford University, Stanford, USA, 1995.
- [6] R.J. Moffat. & A.M. Anderson, "Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling," *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 882-890, 1990.
- [7] T. Antonini Alves & C.A.C. Altemani, "An invariant descriptor for heaters temperature prediction in conjugate cooling," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 58, pp. 92-101, 2012.
- [8] T. Antonini Alves & C.A.C. Altemani, "Conjugate cooling of a discrete heater in laminar channel flow", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 33, pp. 278-286, 2011.
- [9] B.R. Loiola, *Resfriamento Conjugado de Aquecedores Protuberantes em um Duto Retangular*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, Brasil, 2013, 100p.
- [10] M.A. Barbur, *Validação Numérica do Descritor Invariante do Resfriamento Conjugado por Convecção Forçada-Condução de Aquecedores 3D Protuberantes em Canais*, Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Ponta Grossa, Brasil, 2014, 81p.
- [11] I. Marchi Neto, *Resfriamento Conjugado de Aquecedores Discretos num Duto por Dois Escamentos Incidentes de Ar*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, Brasil, 2014, 158p.
- [12] T. Antonini Alves & C.A.C. Altemani, "Numerical analysis of the conjugate cooling of a 2D protruding heater in laminar channel flow," *International Review of Mechanical Engineering (Testo Stampato)*, vol. 9, pp. 257-265, 2015.
- [13] T. Antonini Alves, P.H.D. Santos & M.A. Barbur, "An invariant descriptor for conjugate forced convection-conduction cooling of 3D protruding heaters in channel flow", *Frontiers of Mechanical Engineering*, vol. 10, pp. 263-276, 2015.
- [14] B.R. Rodrigues, *Comparação de Duas Alternativas para o Resfriamento de Aquecedores Protuberantes num Duto Retangular*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, Brasil, 2016, 143p.
- [15] R.G.C. Hott & T. Antonini Alves, "Aplicação de um descritor invariante da transferência de calor conjugada por convecção forçada-condução no resfriamento de aquecedores 3D protuberantes em canais," *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia*, vol. 2, pp. 243-262, 2016.
- [16] G.N. Maia Junior & T. Antonini Alves, "Descritor invariante no resfriamento convectivo de aquecedores 3D em canais", *Boletim Técnico da Faculdade de Tecnologia de São Paulo*, vol. 44, pp. 14, 2017.
- [17] Y.A. Çengel & A.J. Ghajar, *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*, São Paulo: McGraw-Hill, 2012, 904p.
- [18] Y. Zeng & K. Vafai, "An investigation of convective cooling of an array of channel-mounted obstacles," *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 55, pp. 967-982, 2009.
- [19] J. Davalath & Y. Bayazitoglu, "Forced convection cooling across rectangular blocks," *Journal of Heat Transfer*, vol. 109, pp. 321-328, 1987.
- [20] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Boca Raton: CRC Press, 1980, 197p.
- [21] A. Bar-Cohen, A.A. Watwe & R.S. Prasher, *Heat Transfer in Electronic Equipment*, In: A. Bejan & A.D. Kraus (Eds.), *Heat Transfer Handbook*, New Jersey: John Wiley & Sons, Chapter 13, 2003, p. 947-1027.
- [22] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera & D.P. DeWitt, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2014, 672 p.
- [23] G.K. Morris & S.V. Garimella, "Thermal wake downstream of a three-dimensional obstacle," *Experimental Thermal Fluid Science*, vol. 12, pp. 65-74, 1996.