

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ESTUDO NUMÉRICO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA EM CANAIS COM ALETAS INCLINADAS PARA BAIXO NÚMERO DE REYNOLDS

Leandro Henrique Perão, leandro.perao@gmail.com¹

Miguel Vaz Jr, miguel.vaz@udesc.br¹

Paulo Sérgio Berving Zdanski, paulo.zdanski@udesc.br¹

¹Universidade do Estado de Santa Catarina, Rua Paulo Malschitzki, 200, Joinville, SC, Brasil, 89219-710.

Resumo: A transferência de calor conjugada de um fluido Newtoniano em um canal horizontal, bidimensional e aletado é numericamente avaliada por meio de simulação computacional. O escoamento é considerado laminar em regime permanente. As aletas e as paredes do canal são condutoras de calor e interagem com o escoamento do fluido através de troca de calor convectiva. O problema é modelado de forma conjugada, sendo integrada a solução dos problemas de condução de calor no sólido e transferência de calor no fluido. As aletas são dispostas equidistantes em ambas as paredes do canal ao longo da direção do escoamento segundo arranjos alinhados e desalinhados. Adicionalmente, as aletas formam um ângulo conhecido com as paredes do canal, compreendido entre os valores de 0° (canal liso sem aletas) e 90° (disposição clássica). As simulações numéricas foram conduzidas utilizando o código comercial CFX®. A influência da presença das aletas é avaliada quanto aos efeitos na transferência de calor e quanto à queda de pressão. De modo geral, verificou-se que o número de Nusselt local é muito baixo nas regiões próximas das aletas devido à recirculação do fluido. Por outro lado, o número de Nusselt local nas regiões entre as aletas apresentou dependência do arranjo e também do ângulo de inclinação das aletas. O aumento da razão de bloqueio implica no aumento do número de Nusselt local para o arranjo desalinhado e, de forma contrária, resulta na diminuição do número de Nusselt local para o arranjo alinhado. Para as configurações geométricas e condições do escoamento simuladas, o aumento da superfície de troca térmica devido as aletas foi apenas suficiente para compensar a redução da transferência de calor imposta pelas zonas de recirculação. Para as dimensões das aletas utilizadas, os casos do arranjo alinhado não apresentaram modificações no campo de temperatura das paredes do canal nas proximidades das aletas. Já no arranjo desalinhado, onde maiores gradientes de temperatura ocorrem, pode-se perceber a influência das aletas tanto no campo de temperatura da parede do canal quanto na temperatura local da interface sólido-fluido. A queda de pressão nos canais aletados foi maior para o arranjo desalinhado, onde as mudanças na direção do escoamento são mais pronunciadas. Para o caso de maior ângulo de inclinação, a queda de pressão para o arranjo desalinhado é 3 vezes maior quando comparada ao caso alinhado.

Palavras-chave: CFD, escoamento laminar, transferência de calor conjugada, placas paralelas, aletas.

1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor tem sido relevante em vários segmentos industriais e, sendo assim, uma ampla gama de pesquisas tem sido continuamente realizada visando a melhora na eficiência tanto na etapa de projeto quanto na de operação dos sistemas térmicos. Uma grande variedade de trocadores de calor compactos e equipamentos eletrônicos são exemplos de sistemas térmicos que envolvem a classe de escoamento e troca de calor abordados neste trabalho. Neste sentido, e juntamente com as propriedades dos fluidos e dos materiais de construção destes equipamentos, a sua geometria de construção afeta diretamente o processo de transferência de calor. Deste modo, este trabalho visa investigar se, de fato, a inclusão de aletas aumenta a eficiência térmica de um trocador de calor aletado para baixo número de Reynolds.

A literatura mostra que aletas transversais ao escoamento interrompem periodicamente o crescimento das camadas limite hidrodinâmica e térmica, criando zonas de recirculação de fluido junto às aletas, ou seja, as aletas provocam a separação do escoamento. No ponto de recolamento, o fluido impinge com a parede do canal e tem o efeito de aumentar o coeficiente convectivo de troca térmica, conforme Mousavi & Hooman (2006). Contudo, devido à obstrução do escoamento, uma maior perda de carga é esperada com relação ao canal liso sem aletas. Yang et al. (2010) conduziram

um estudo numérico do resfriamento convectivo forçado de uma única aleta em um canal. Os autores concluíram que a razão de aspecto ótima da aleta correspondendo à máxima taxa de troca térmica aumenta com o número de Reynolds mas decresce com a razão entre as condutividades térmica do sólido e do fluido. Webb e Ramadhyani (1985) discutiram um problema de transferência de calor para escoamento laminar em um canal de aletas retas desalinhadas. Os autores constataram que no caso de escoamentos onde o fluido é um gás ($Pr=0,7$), o aumento obtido na transferência de calor não é substancial o suficiente para compensar a penalidade do aumento da perda de carga.

Aletas de geometria alternativa também já foram estudadas, como no caso de aletas com formato de diamante. Neste caso, Stripattanapipat e Promvong (2009) investigaram a transferência de calor de um escoamento laminar e obtiveram para alguns casos o aumento da troca térmica quando comparado ao caso de aletas planas. Portanto, as configurações geométricas que promovem a separação da camada limite são de particular interesse devido à tendência do aumento do coeficiente de troca térmica no ponto de recolamento.

De maneira complementar, pesquisadores tem estudado diferentes arranjos de aletas e materiais de construção. Santos e Lemos (2006) apresentaram simulações numéricas para escoamento laminar em um canal contendo aletas sólidas e porosas. Os autores concluíram que não houve nenhuma vantagem devido ao uso das aletas porosas. Vários parâmetros de correlação entre as dimensões dos canais têm recebido atenção especial tendo em vista o aumento na troca térmica, tais como a razão entre a altura da aleta e a altura do canal e passo da aleta e altura do canal. Cheng e Huang (1991) executaram um estudo numérico do escoamento laminar em canais de placas paralelas com aletas transversais e constataram que a posição relativa do conjunto de aletas influencia no campo do escoamento quanto maior o comprimento das aletas. Eles relataram ainda que, de modo geral, o arranjo do tipo alinhado não se mostrou efetivo, devido à recirculação do fluido entre as aletas.

Um grande número de trabalhos tem sido feito com a consideração de escoamento completamente desenvolvido periódico, permitindo a simulação de somente um módulo geométrico. Mousavi e Hooman (2006), porém, tiveram por motivação investigar numericamente a região de entrada para o caso do escoamento laminar em um canal bidimensional com paredes isotérmicas e com arranjo desalinhado de aletas. Concluiu-se que o número de Prandtl afeta a localização exata da região completamente desenvolvida periódica. No mesmo trabalho, foi observado que o aumento da razão de bloqueio e do número de Reynolds causou um aumento do número de Nusselt. Analogamente, Bazdidi-Tehrani e Naderi-Abadi (2004) conduziram uma investigação numérica do escoamento laminar com transferência de calor na região de entrada de um canal bidimensional utilizando um arranjo alinhado para o conjunto de aletas. Os autores relataram um decréscimo moderado no número de Nusselt local com o aumento da razão de bloqueio, o que está de acordo com o encontrado por Cheng e Huang (1991). Por outro lado, o aumento do passo de aleta causou aumento do número de Nusselt local e decréscimo do fator de atrito.

No presente trabalho, o estudo do escoamento laminar com transferência de calor conjugada foi conduzido para um dado número de Reynolds e número de Prandtl. Foi investigado o efeito da inclinação das aletas na topologia do escoamento, troca de calor e queda de pressão. A mesma razão de bloqueio foi adotada para cada ângulo de inclinação, enquanto que o passo da aleta é mantido idêntico, independente do tipo de arranjo. Juntamente com a avaliação da topologia, o número de Nusselt e o fator de atrito de Fanning locais foram avaliados contra a presença das aletas. O coeficiente de pressão e o calor total transferido no canal foram verificados. O efeito das aletas sobre a distribuição de temperaturas no domínio sólido completa as investigações.

2. GEOMETRIA DO CANAL E EQUAÇÕES DE GOVERNO

A Figura 1 apresenta os canais aletados estudados neste trabalho. Tanto as paredes quanto as aletas possuem a mesma condutividade térmica e espessuras parametrizadas com relação à altura do canal. Além disso, as paredes externas dos canais possuem uma temperatura constante conhecida. Nestes exemplos tem-se ilustrado um problema de transferência de calor conjugado, conforme descrito por Patankar (1980). Desta forma, dependendo do escopo de interesse, é possível considerar dois domínios de simulação numéricas distintos. A grande maioria dos autores avalia a transferência de calor somente com base na fluidodinâmica, ou seja, a distribuição de temperatura na parede sólida do canal não é considerada, mas tratada apenas como uma condição de contorno. Este trabalho também tem por objetivo determinar o perfil de temperaturas no domínio sólido e o seu efeito no escoamento.

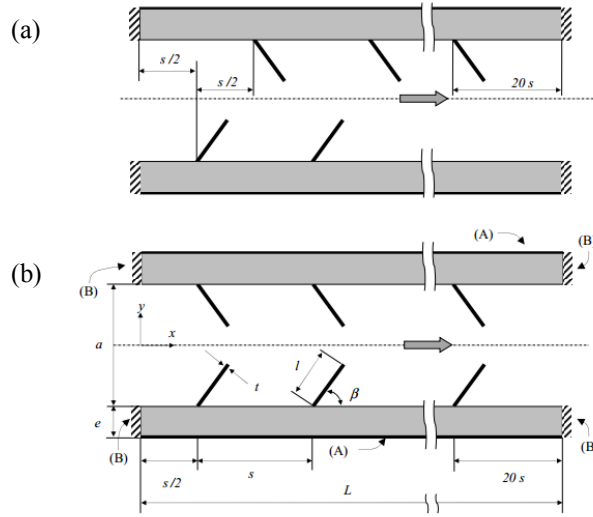


Figura 1. Geometria do problema: (a) aletas desalinhadas e (b) aletas alinhadas.

Para os arranjos alinhados e desalinhados foram estudados os seguintes casos: $\beta=0^\circ$ (canal liso sem aletas), $\beta=23^\circ$, $\beta=45^\circ$, $\beta=68^\circ$ e $\beta=90^\circ$ (disposição clássica). A jusante da última aleta foi utilizado um comprimento igual a 20 vezes a altura do canal para evitar o efeito da saída na solução da região de interesse, seguindo o aplicado por Zdanski et al. (2016). Os casos foram definidos com base nas seguintes dimensões parametrizadas: espessura das paredes dos canais $e/a=1/2$, comprimento das aletas $l/a=4/10$, espessura das aletas $t/l=1/10$ e passo entre as aletas $s/a=2$, onde a é a altura do canal.

As equações de governo do problema foram determinadas considerando (i) escoamento bidimensional permanente com transferência de calor conjugada, (ii) escoamento laminar e incompressível, (iii) propriedades físicas constantes, (iv) troca de calor por radiação desprezível, (v) sem dissipação viscosa e forças de campo, (vi) sem resistência térmica de contato entre as aletas e a parede do canal. Desta forma, a modelagem matemática para a conservação da massa, momento e da energia, respectivamente, é descrita pelas equações diferenciais mostradas abaixo.

Fluido:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0, \quad (1)$$

$$\left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{Re_a} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right), \quad (2)$$

$$\left(u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} \right) = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Re_a} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right), \quad (3)$$

$$\left(u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right) = \frac{1}{Re_a Pr} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right). \quad (4)$$

Sólido:

$$\frac{k_w}{k_f} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right) = 0, \quad (5)$$

onde $x^*=x/a$ e $y^*=y/a$ são as coordenadas adimensionais, $u^*=u/u_0$ e $v^*=v/u_0$ são as componentes da velocidade nas direções x e y , respectivamente, $p^*=p/\rho u_0^2$ é a pressão, $T^*=(T-T_0)/(T_w-T_0)$ é a temperatura, $Re_a=\rho u_0 a/\mu$ e $Pr=\mu c_{pf}/k_f$ representam os números de Reynolds e Prandtl, respectivamente e k_w/k_f é a relação entre as condutividades térmicas do sólido e do fluido. Ressalta-se que a adimensionalização foi feita considerando a altura do canal, a , velocidade e temperatura do fluido na entrada do canal, u_0 e T_0 e a temperatura da superfície externa do canal T_w .

A solução das equações de governo foi obtida através do programa CFX®, o qual utiliza o método dos volumes finitos baseado em elementos, descrito em Ferziger e Peric (2012). O esquema numérico adota um arranjo de malha colocalizada, porém com a discretização alternativa para o fluxo mássico proposta por Rhie e Chow (1983), a fim de evitar o surgimento de um campo de pressão oscilatório (desacoplamento pressão-velocidade). O critério de

convergência foi o erro quadrático médio, $\varepsilon_{RMS}=1 \times 10^{-6}$. Esta ordem de grandeza foi suficiente para que se obtivessem resultados das diferenças globais de balanço dos domínios normalizadas abaixo de 1%, garantindo a conservação global da quantidade.

Na solução do problema foram consideradas velocidade e temperatura uniformes na entrada do canal. Os números de Prandtl e de Reynolds foram assumidos como 0,7 e 35, respectivamente. Na saída do domínio fluido, a condição de contorno estabelecida garantiu um escoamento sem fluxo reverso. Na superfície vertical externa das paredes do canal (indicada pela letra B na Figura 1) foi imposta a condição adiabática. A relação entre as condutividades térmica do sólido e do fluido foi $k_w/k_f=25$. Finalmente, a interface entre os domínios sólido e fluido considera troca de calor sem resistência de contato.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Verificação do Modelo Numérico

Inicialmente, com o objetivo de verificar a solução e avaliar uma possível dependência da malha, realizou-se um estudo com malhas com diferentes níveis de refinamento. Para o domínio sólido foram utilizados elementos hexaédricos, enquanto que para o domínio fluido foram utilizados elementos tetraédricos e piramidais. Portanto, foram utilizadas malhas não estruturadas em todos os casos estudados. Para escoamento plenamente desenvolvido entre placas planas, os valores utilizados como referência para o fator de atrito de Fanning e número de Nusselt foram $f_0=96/Re_{Dh}=1,371$ (White, 2010) e $Nu_{Dh,0}=7,541$ (Bergman et al, 2006) e calculados conforme mostrado a seguir.

O fator de atrito de Fanning de um canal sem aletas é

$$f_0 = \frac{\tau_{w0}}{\frac{1}{2} \rho_f u_0^2} = \frac{4}{Re_{Dh}} \left. \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=1/2}, \quad (6)$$

onde τ_{w0} é a tensão cisalhante na parede do canal sem aletas e Re_{Dh} é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, $D_h=2a$. A definição do número de Nusselt utilizada para a verificação da solução também é baseada no diâmetro hidráulico, de modo que

$$Nu_{Dh,0} = \frac{h_0 D_h}{k_f} = 2 \frac{\left. \partial T^* / \partial y^* \right|_{y^*=1/2}}{(T_b^* - T_{wi}^*)}, \quad (7)$$

onde h_0 é o coeficiente de troca de calor para o escoamento plenamente desenvolvido num canal sem aletas, T_{wi}^* é a temperatura da parede interna do canal (neste caso $k_w/k_f \rightarrow \infty$ e $T_{wi}^*=T_w^*=1$), T_b^* é a temperatura média de misturada numa dada seção do canal. A Tabela 1 apresenta os resultados obtidos para as três malhas testadas.

Tabela 1. Resultados para diferentes malhas para o canal sem aletas

Caso	Elementos	f_0	$Nu_{Dh,0}$
A	96.172	1,378	7,647
B	249.285	1,377	7,555
C	888.898	1,367	7,542
Referência	-	1,371	7,541

3.2. Topografia do escoamento

A Figura 2 apresenta as linhas de corrente no trecho aletado do canal para os casos simulados. Na apresentação das figuras foram utilizados os fatores de escala de 1 : 1,1 para a altura do canal e de 1 : 5,5 para o seu comprimento. A exemplo dos casos de validação, também foram utilizadas malhas não estruturadas com volumes hexaédricos para o domínio sólido e tetraédricos para o domínio do fluido. Não foi avaliado o tempo de processamento (CPU) pelo fato de terem sido executados outros programas em paralelo, o que afetou sensivelmente o tempo de execução. A topografia do escoamento mostra um comportamento bem distinto nos níveis de interação fluido-sólido entre os casos com diferentes arranjos de aletas. O arranjo alinhado de aletas claramente apresenta um menor nível de interação fluido-sólido. Devido ao alinhamento das aletas, o escoamento é direcionado preferencialmente para o centro do canal. Ao passar pela sessão de contração simétrica entre-aletas, o fluido sofre uma aceleração local e, apesar da recirculação de parte do fluido a jusante das aletas, a característica de escoamento se apresenta mais longitudinal. Portanto, no escoamento para os casos de aletas alinhadas há predominância da componente horizontal da velocidade. O aumento do ângulo das aletas provoca o aparecimento de regiões com maiores diferenças de velocidade.

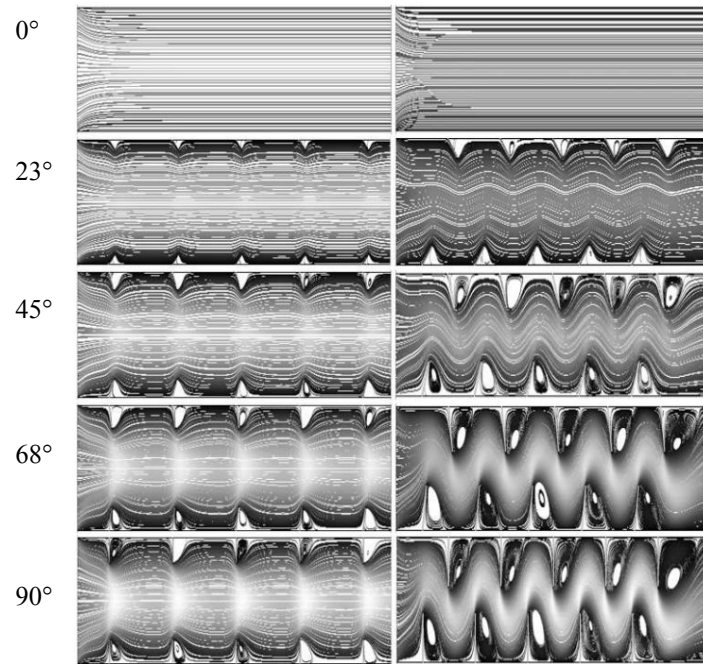


Figura 2. Linhas de corrente para arranjo alinhado de aletas (coluna esquerda) e desalinhado (coluna direita).

Nos casos de arranjo desalinhado de aletas, a diferença apresentada pelas linhas de corrente é mais pronunciada do que no caso alinhado. Devido ao posicionamento alternado das aletas, um escoamento em zigue-zague surge no interior do canal. Aumentando o ângulo das aletas, este padrão de escoamento é intensificado, ou seja, quanto maior β , maior é o módulo da componente vertical de velocidade. Desta forma, esta topografia leva a maiores valores para o número de Nusselt e fator de atrito de Fanning nos casos do arranjo desalinhado de aletas.

3.3. Coeficiente de Atrito e Queda de Pressão

O efeito do atrito viscoso ao longo do canal pode ser visto na Figura 3, que apresenta a relação entre o fator de atrito local e o fator de atrito do canal sem aletas para escoamento plenamente desenvolvido, f_x/f_0 . O coeficiente de atrito de Fanning local, f_x , é definido de forma semelhante à Equação (6), que relaciona a tensão cisalhante local na parede, τ_{wx} , e a pressão dinâmica de referência do escoamento. Conforme esperado, os maiores valores do fator de atrito de Fanning foram encontrados para os casos do arranjo desalinhado. Isto é devido às mudanças abruptas na direção do escoamento, que fazem o fluido impingir contra as paredes do canal com maior velocidade causando um aumento no gradiente de velocidade local. Este efeito aumenta com o ângulo de inclinação das aletas, β .

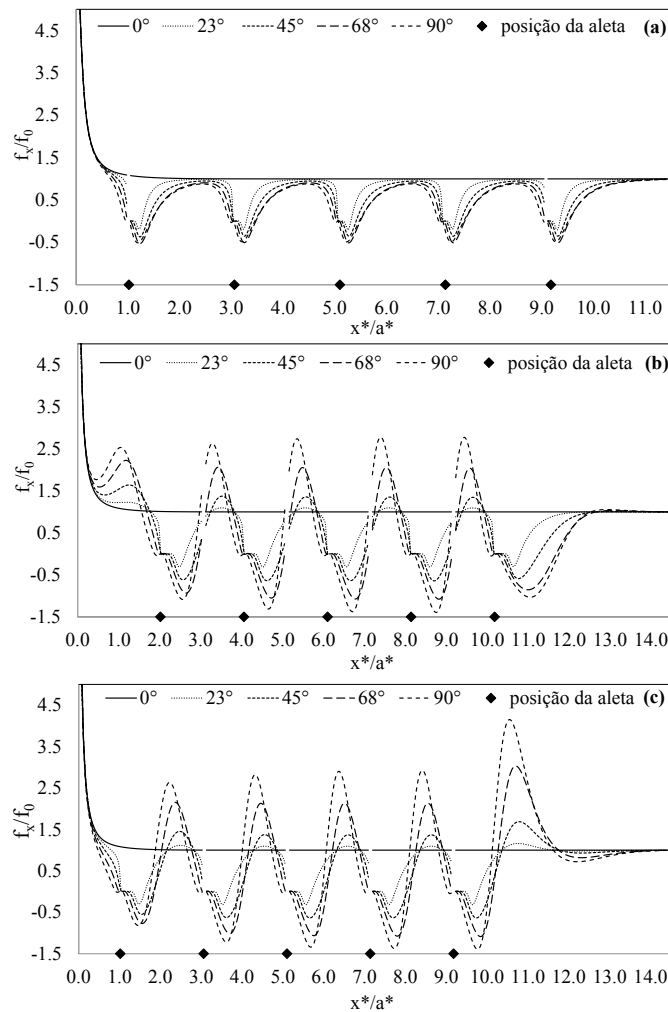


Figura 3. Razão f_x/f_0 local para arranjo (a) alinhado de aletas, (b) parede superior do arranjo desalinhado e (c) parede inferior do arranjo desalinhado.

A energia mecânica total dissipada no canal é decorrente da combinação entre o atrito viscoso nas superfícies sólidas (arrasto de atrito) e as mudanças de direção do escoamento (arrasto de pressão). Esta dissipação é refletida diretamente pela queda de pressão ao longo do canal, avaliada neste trabalho pelo coeficiente de pressão (Fox et al., 2000),

$$C_p = \frac{\Delta \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho_f u_0^2}, \quad (8)$$

onde $\Delta \bar{p}$ é queda de pressão média entre as seções de entrada e $x^*=11.5$ do canal. Assim, verificou-se que quanto maior o ângulo de inclinação das aletas, maior o valor do C_p , ou seja, maior a queda de pressão no canal. As razões entre os coeficientes de pressão e o coeficiente de pressão do canal liso sem aletas ($\beta=0^\circ$) estão apresentadas na Tabela 2. O efeito das maiores mudanças de direção do fluxo para o caso desalinhado causa maiores quedas de pressão.

Tabela 2. Razão entre os coeficientes de pressão para o canal com e sem aletas.

$\beta =$		0°	23°	45°	68°	90°
C_p/C_{p0}	alinhado	1,00	1,08	1,27	1,54	1,67
	desalinhado	1,00	1,31	2,27	4,13	5,45

3.4. Transferência de Calor

A fim de verificar de que forma a presença das aletas influencia a troca de calor entre os domínios sólido e fluido, foram plotados na mesma figura (i) a distribuição de temperatura do fluido e a temperatura ao longo do eixo central do canal, T_c^* , e (ii) a distribuição de temperatura na parede sólida e temperatura da interface sólido-fluido, T_{wi}^* . Para o

arranjo alinhado, devido à simetria, é apresentada apenas a distribuição de temperatura na parede superior, enquanto que para o arranjo desalinhado os resultados são apresentados para ambas as paredes.

Na Figura 4 estão apresentados casos típicos para o arranjo alinhado, sendo possível observar que a região de fluido com menor temperatura adimensional permanece de forma simétrica na região mais central ao longo do escoamento, independentemente do ângulo de inclinação de aleta.

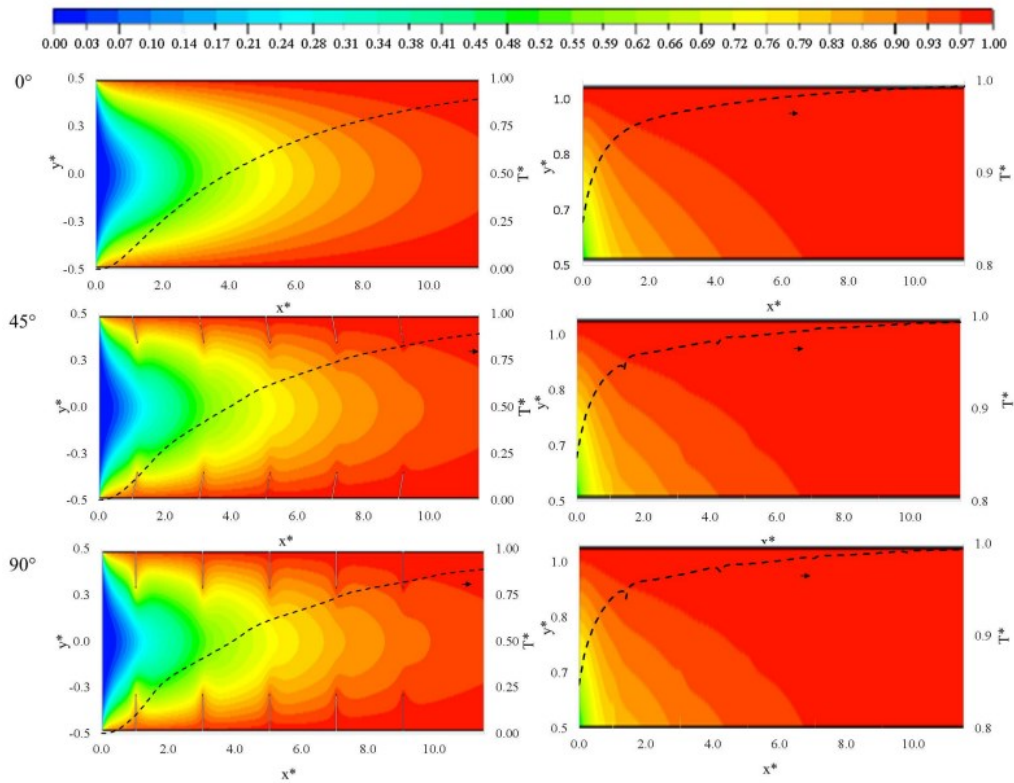


Figura 4. Temperatura do fluido e temperatura no centro do canal (coluna esquerda) e temperatura na parede superior e temperatura na interface sólido-fluido (coluna direita).

Nos casos com arranjo desalinhado, porém, o aumento da razão de bloqueio aumenta o fluxo do fluido verticalmente, como se percebe na Figura 5. Sendo assim, uma porção de fluido com menor temperatura é levada para regiões mais próximas das paredes proporcionando maiores gradientes de temperatura. Ressalta-se que as Figuras 4 e 5 são apresentadas com o mesmo fator de escala da Figura 2.

A avaliação da troca de calor nas paredes do canal é feita pelo número de Nusselt local, $Nu_{Dh,x}$, que, devido às regiões de recirculação, utiliza a temperatura de entrada como referência para o calor trocado por convecção. Deste modo, é possível mostrar que

$$Nu_{Dh,x} = \frac{h_x D_h}{k_f} = \mp \frac{2}{T_{wi}^*} \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^* = \pm 1/2}, \quad (9)$$

onde h_x é o coeficiente local de troca térmica. Ressalta-se que esta definição de número de Nusselt reflete a diminuição da troca de calor na superfície interna do canal à medida que é alcançado o equilíbrio térmico entre o fluido e o sólido, $\partial T^* / \partial y^* \rightarrow 0$.

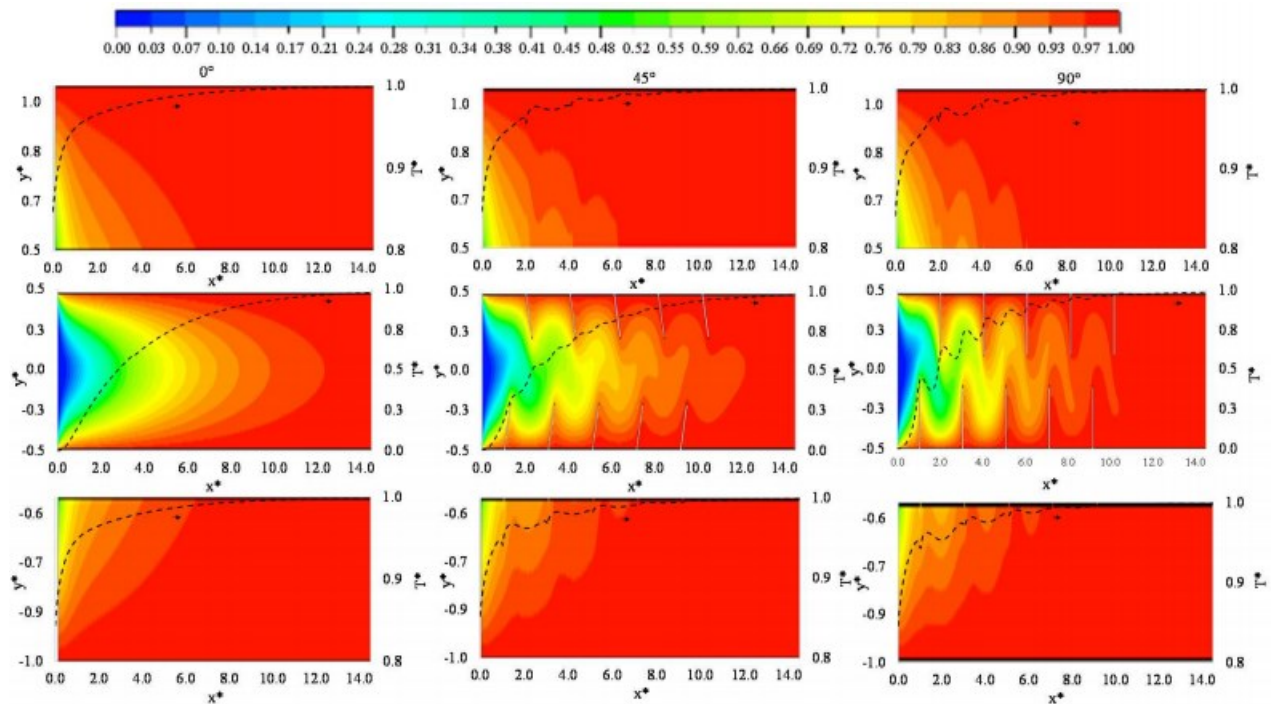


Figura 5. Temperatura do fluido e temperatura no centro do canal (imagens centrais) e temperatura nas paredes e temperatura na superfície interna (imagens superiores para parede superior e inferiores para parede inferior).

A Figura 6 apresenta o comportamento do Nusselt local para ambos os arranjos. Para o arranjo alinhado, a Figura 6 (a) mostra a tendência do número de Nusselt decrescer com o aumento da razão de bloqueio do fluido (i.e. aumento do ângulo das aletas β). No caso desalinhado, o efeito do jato impingente às paredes do canal leva a um pequeno aumento na troca de calor local, apresentando um efeito inverso à região de recirculação, como pode ser visto nas Figura 6 (b) e (c).

No estudo de diferentes configurações de trocadores de calor, deseja-se como objetivo principal o aumento do calor trocado total, q_t (com a mínima perda de carga possível). Neste sentido, é importante ressaltar que a energia térmica total transferida pelo fluido, q_t , é constituída por duas parcelas: (i) calor trocado através das superfícies das paredes do canal, q_w , e (ii) calor transferido através das superfícies das aletas, q_a . A Tabela 3 apresenta a relação entre o fluxo de calor total e aquele avaliado para o caso sem aletas, q_0 . Para escoamento laminar, a troca de calor no fluido junto às superfícies é exclusivamente difusiva, portanto, as regiões de recirculação próximas às aletas no caso alinhado causam uma diminuição do gradiente de temperatura (i.e. diminuição do Nusselt local), a qual não é compensada pelo aumento da área de troca térmica devido às aletas. Deste modo, não se observa aumento na troca de calor total quando comparado com o caso sem aletas (na realidade, ocorre pequena diminuição). No caso de aletas desalinhadas, o aumento na troca de calor na superfície nas regiões de fluxo impingente leva a um pequeno aumento no fluxo de calor total trocado de, no máximo, 1,10% para um ângulo de aletas de 90°.

Tabela 3. Razão entre a energia total trocada pelo fluido no canal com e sem aletas.

$\beta =$		0°	23°	45°	68°	90°
q_t / q_0	alinhado	1,000	1,000	0,998	0,998	0,997
	desalinhado	1,000	0,999	1,001	1,007	1,011

4. CONCLUSÕES

O escoamento laminar com transferência de calor conjugada em um canal de placas paralelas com aletas inclinadas foi estudado para cinco diferentes ângulos de inclinação das aletas por meio do código comercial CFX[®]. Dois arranjos diferentes para as aletas inclinadas foram abordados: alinhado e desalinhado. A análise qualitativa das linhas de corrente indica uma maior interação entre o fluido e o sólido para os casos com arranjo desalinhado. O aumento do ângulo de inclinação das aletas aparenta intensificar tal interação.

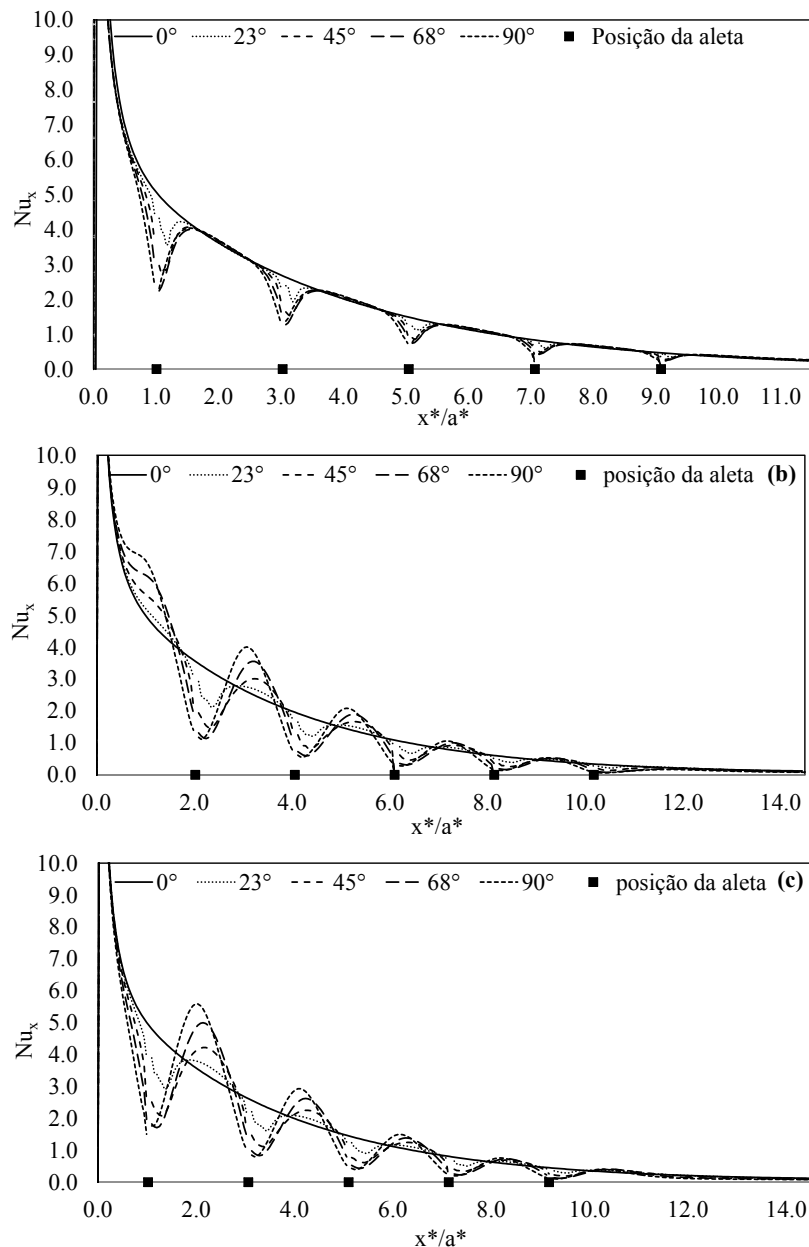


Figura 6. Número de Nusselt local para o canal com arranjo alinhado (a) e para a parede superior (b) e inferior (c) do arranjo desalinhado.

A queda de pressão devido à presença das aletas é praticamente a mesma para ambos os arranjos para ângulos de aleta de até aproximadamente $\beta=23^\circ$. Além disso, o efeito da inclinação das aletas é mais pronunciado para o arranjo desalinhado, chegando a mais de 3 vezes no caso da maior razão de bloqueio estudada.

A distribuição de temperatura nas paredes do canal com arranjo alinhado mostrou que as aletas não alteram de forma significativa o campo de temperaturas. Para o caso do arranjo desalinhado, porém, tanto a temperatura da interface sólido-fluido quanto a distribuição de temperaturas na parede são modificadas. Isto se deve ao fato de que as aletas desalinhadas direcionam o fluxo para regiões próximas às paredes, promovendo maiores gradientes de temperatura e, consequentemente, maior troca térmica.

O número de Nusselt local refletiu diretamente a topografia do escoamento, isto é, baixos valores nas regiões de recirculação e maiores valores para o arranjo desalinhado quando os gradientes de temperatura forem maiores junto ao ponto de recolamento. Além disso, quando as aletas estão alinhadas, o número de Nusselt local diminui com o aumento da razão de bloqueio. Já para o arranjo desalinhado, a tendência encontrada foi um aumento dos valores do número de Nusselt locais para maiores razões de bloqueio.

Finalmente, verifica-se que a introdução de aletas não causou um aumento significativo da troca de calor total no canal. Pelo fato de o escoamento ser laminar, o baixo gradiente de temperaturas nas regiões de recirculação causou uma baixa troca de calor, não sendo compensada pelo aumento da área de troca térmica devido às aletas.

5. REFERÊNCIAS

- Bazdidi-Tehrani, F. and Naderi-Abadi, M., 2004. "Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse Fins". *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, pp. 211–220.
- Bergman, T.L., Incropera, F.P. and Lavine, A.S., 2006. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Cheng, C.-H. and Huang, W.-H., 1991. "Numerical prediction for laminar forced in parallel-plate channels with transverse fin arrays". *Int. J. Heat Mass Transfer*, pp. 2739–2749.
- Ferziger, J. and Peric, M., 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, Berlin.
- Fox, R., McDonald, A. and Pritchard, P., 2006. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. LTC, Rio de Janeiro.
- Mousavi, S. and Hooman, K., 2002. "Heat and fluid flow in entrance region of a channel with staggered baffles". *Energy Convers. Manag.* 47, pp. 2011–2019.
- Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill Book Company, New York.
- Rhie, C. and Chow, W., 1983. "Numerical Study of the Flow Past an Airfoil With Trailing-Edge Separation". *AIAA Journal*, Vol. 21, no. 11 pp. 1525–1532.
- Santos, N. and De Lemos, M., 2006. "Flow and heat transfer in a parallel-plate with solids porous and solid baffles". *Numerical Heat Transfer - Part A Appl.* 49, pp. 471–494.
- Stripattanapipat, S. and Promvonge, P., 2009. "Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles". *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 36, pp. 32–38.
- Webb, B. and Ramadhyani, S., 1985. "Conjugated heat transfer in a channel with staggered ribs". In *J. Heat and Mass Transfer*, 28, pp. 1679–1687.
- White, F.M., 2010. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Education.
- Yang, M.-H., Yeh, R.-H. and Hwang, J.J., 2010. "Forced convective cooling of a fin in a channel". *Energy Conversion and Management*. Vol. 51, pp. 1277–1286.
- Zdanski, P.S.B., Vaz Jr, M. and Gargioni, G.T., 2016. "Convection heat transfer enhancement on recirculating flows in a backward facing step: the effects of a small square turbulence promoter". *Heat Transfer Engineering*, 37 (2), pp. 162–171.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NUMERICAL ASSESMENT OF CONJUGATE HEAT TRANSFER IN PARALLEL-PLATE CHANNELS WITH INCLINED FINS AT LOW REYNOLDS NUMBER

Leandro Henrique Perão, leandro.perao@gmail.com¹

Miguel Vaz Jr, miguel.vaz@udesc.br¹

Paulo Sérgio Berving Zdanski, paulo.zdanski@udesc.br¹

¹State University of Santa Catarina, Rua Paulo Malschitzki, 200, Joinville, 89219-710, Brazil.

Abstract. *The conjugate heat transfer of a Newtonian fluid in a horizontal, two-dimensional finned channel is numerically evaluated. The flow is considered laminar and under steady state conditions. The fins and the channel walls are heat conducting and interact with the fluid flow through convective heat transfer. The problem is modeled as conjugate, i.e., the solution of the conductive heat transfer problem for the solid domain is integrated with the solution of the convective heat transfer problem for the fluid domain. Transversal, equally spaced fins are placed in the internal surface of the channel along the flow direction, according to a staggered or in-line arrangement. Additionally, the angle between the fins and the channel walls are known and lies in the range from 0° (smooth channel without fins) to 90° (classical configuration). The inlet flow velocity and temperature are uniform. Due to the fins, there is a blockage ratio of the fluid flow from 0 to 0.4. Furthermore, the fin pitch and channel height present an aspect ratio equal to 2. The numerical simulations were performed using the commercial code CFX[®] using unstructured meshes. The influence of different fin configurations on heat transfer is compared and discussed. Generally, it was found that the local Nusselt number is very low in the regions close to fins due to fluid recirculation. On the other hand, the local Nusselt number in the regions corresponding to the fin pitch presented dependency on the arrangement and also on the inclination angle. Contrary to the staggered arrangement, the local Nusselt number for the in-line fins diminishes with increasing in the blockage ratio. For the simulated geometrical configuration and flow conditions, the increase of the heat exchange surface due to fins were sufficient to compensate the heat transfer reduction imposed by the recirculating zones. The pressure loss in the finned channels were higher for the staggered arrangement, where the changes of the fluid flow direction are more pronounced and, consequently, a higher pressure drop on takes place.*

Keywords: CFD, laminar flow, conjugate heat transfer, parallel-plate, fins