

## SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM UM CANAL BIDIMENSIONAL COM PROTUBERÂNCIAS PARIETAIS

### **Débora Gleice da Silva Del Rio Vieira**

UNESP Campus de Ilha Solteira, Av. Brasil Centro, 51, Ilha Solteira - SP  
debora@dem.feis.unesp.br

### **Sérgio Said Mansur (orientador)**

UNESP Ilha Solteira  
mansur@dem.feis.unesp.br

**Resumo:** *Este trabalho tem por objetivo a simulação numérica do escoamento em um canal munido com protuberâncias quadradas e retangulares dispostas junto às suas paredes. O tamanho das protuberâncias e distância  $Pi/H$  entre elas é variável. Como ferramenta de trabalho, foi utilizado um programa de simulação numérica que resolve as equações de Navier-Stokes 2D em coordenadas cartesianas, empregando o método dos volumes finitos. O programa permite o uso dos métodos SIMPLE e SIMPLEC para o acoplamento pressão-velocidade, além de oferecer diferentes opções de tratamento para os termos advectivos, dentre as quais o esquema QUICK, utilizado nos presentes cálculos. As simulações foram realizadas para números de Reynolds moderados, compreendidos na faixa entre 15 e 750.*

**Palavras-chave:** *simulação numérica, canal, protuberâncias, números de Reynolds.*

## 1. INTRODUÇÃO

É bem sabido que a segurança e a confiabilidade de circuitos eletrônicos está diretamente associada à eficiência dos mecanismos de remoção do calor gerado pelos seus componentes. Modernos avanços tecnológicos têm permitido a fabricação de elementos cada vez mais compactos e, ao mesmo tempo, com maior potência, agravando sobremaneira os riscos de superaquecimento, principal causa de danos em componentes eletrônicos. Assim, a definição de critérios seguros de dimensionamento e o aprimoramento dos atuais sistemas de remoção do calor têm sido preocupação constante na indústria eletrônica.

Em algumas situações, componentes eletrônicos podem ser considerados como fontes protuberantes de calor, posicionadas no interior de cavidades, dutos ou canais ocupados por um fluido de arrefecimento, mantido continuamente em movimento. Nesses casos, as taxas de transferência de calor dos componentes para o meio circundante mantêm estrita relação com a estrutura do escoamento no interior do sistema. Zonas de estagnação ou de recirculação podem ser prejudiciais ao processo de dissipação térmica, permitindo que componentes elevem suas temperaturas além de patamares considerados seguros. Assim sendo, a correta especificação dos parâmetros que caracterizam o escoamento, em função da distribuição dos elementos geradores de calor no interior do sistema, constitui fator preponderante para o funcionamento seguro de circuitos eletrônicos. Neste sentido, simulações numéricas de escoamentos podem oferecer importantes informações para orientar o bom posicionamento de fontes térmicas no interior de equipamentos eletrônicos.

O presente trabalho tem por objetivo investigar numericamente o do escoamento no interior de um duto de seção retangular munido com protuberâncias, que nada mais são que cilindros de base retangular dispostos junto às paredes. As simulações foram realizadas para diversas geometrias tomando como base os experimentos de Hwang & Liou (1995), conforme ilustrado na Fig. 1, onde

$H$  representa a largura do cilindro,  $h$  a sua altura e  $Pi/H$  a distancia entre os centros de cilindros consecutivos.

Os ensaios foram realizados a moderados números de Reynolds da faixa de 15 a 750, baseado nas diversas alturas  $h$ , para protuberâncias quadradas e retangulares, com espaçamentos  $Pi/H$  que variaram de 5 a 20.

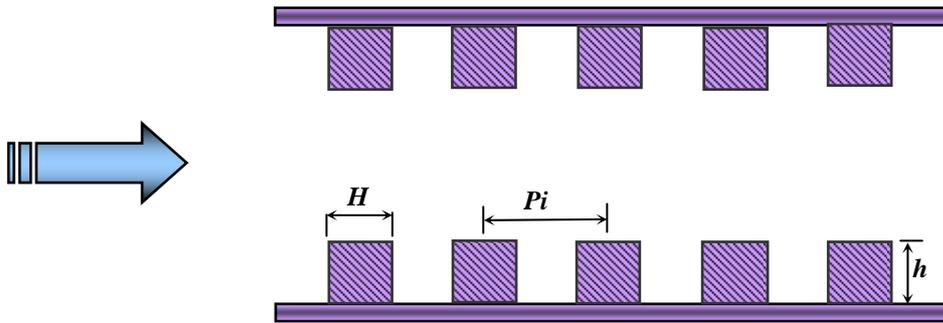


Figura 1: Nomenclatura e configuração geométrica do problema em estudo.

## 2. PROCEDIMENTOS

As simulações numéricas foram realizadas com o auxílio do programa computacional Fluids, desenvolvido por Campregher (2002), o qual resolve as equações de Navier-Stokes (Equação 1) e conservação da massa (Equação 2) em coordenadas cartesianas bidimensionais, utilizando a metodologia dos volumes finitos. A discretização temporal é implícita e o acoplamento pressão-velocidade é realizado através do método SIMPLEC. Com auxílio do software comercial *TecPlot*, os dados numéricos foram convertidos em imagens e animações, permitindo a visualização dos campos de escoamento e facilitando a compreensão dos fenômenos envolvidos.

$$\frac{\partial (u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + Sc_i \quad \text{com } i = 1, 2 \text{ e } j = 1, 2 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

## 3. TESTE DE MALHAS

Uma vez decidida pela utilização de malhas uniformes, o passo seguinte foi a determinação do refinamento a ser imposto às malhas computacionais.

Em princípio, quanto mais refinada a malha, espera-se que maior seja a precisão dos cálculos. Por outro lado, maior deve ser a capacidade computacional requerida. Assim simulações preliminares foram feitas, com o intuito de se verificar qual o nível de refinamento mínimo exigido para que resultados numéricos satisfatórios pudessem ser obtidos. Tomando-se, então, a dimensão característica  $H$  das protuberâncias como base, foram construídas malhas com diferentes graus de refinamento  $n$ , onde  $n$  representa o número de divisões da malha sobre a face  $H$  das protuberâncias quadradas.

Nos testes para se verificar a independência dos resultados com relação ao refinamento da malha computacional (*grid independence*), foram empregadas malhas com  $n = 10, 15, 20, 25$  e  $30$ . A Figura 2 apresenta, para a primeira cavidade, os instantes iniciais do campo de escoamento, obtidos com para  $n = 10, 20$  e  $30$ . Utilizou-se, em todas as simulações, a mesma velocidade na entrada do domínio, fixada em  $u = 0,5$  m/s, com  $Pi/H = 5$  e  $h = H$ , o que correspondente a um

número de Reynolds de 350. Os gradientes associados à componente  $u$  da velocidade na direção  $x$  podem ser identificados visualmente, sabendo-se que o tom avermelhado representa as velocidades mais altas, enquanto a cor azul corresponde às velocidades mais baixas. Linhas de corrente foram, também, incluídas nas figuras para realçar a topologia do escoamento, formada por estruturas turbilhonares de diferentes tamanhos.

Uma vez que todos estes resultados mostram a evolução temporal do escoamento em instantes correspondentes e para as mesmas condições de cálculo, as diferenças observadas na estrutura do escoamento na primeira cavidade podem ser atribuídas exclusivamente ao refinamento da malha.

Em todos os casos analisados, observa-se que, nos instantes iniciais, o escoamento desenvolve-se de maneira bastante semelhante, independentemente da malha empregada. Pode-se facilmente constatar que, em todas as situações, uma recirculação que ocupa aproximadamente a metade da cavidade aparece em  $t = 0,05$  s, a jusante do primeiro obstáculo. Esta recirculação cresce à medida que o escoamento evolui e, em  $t = 0,10$  s já ocupa praticamente toda a cavidade.

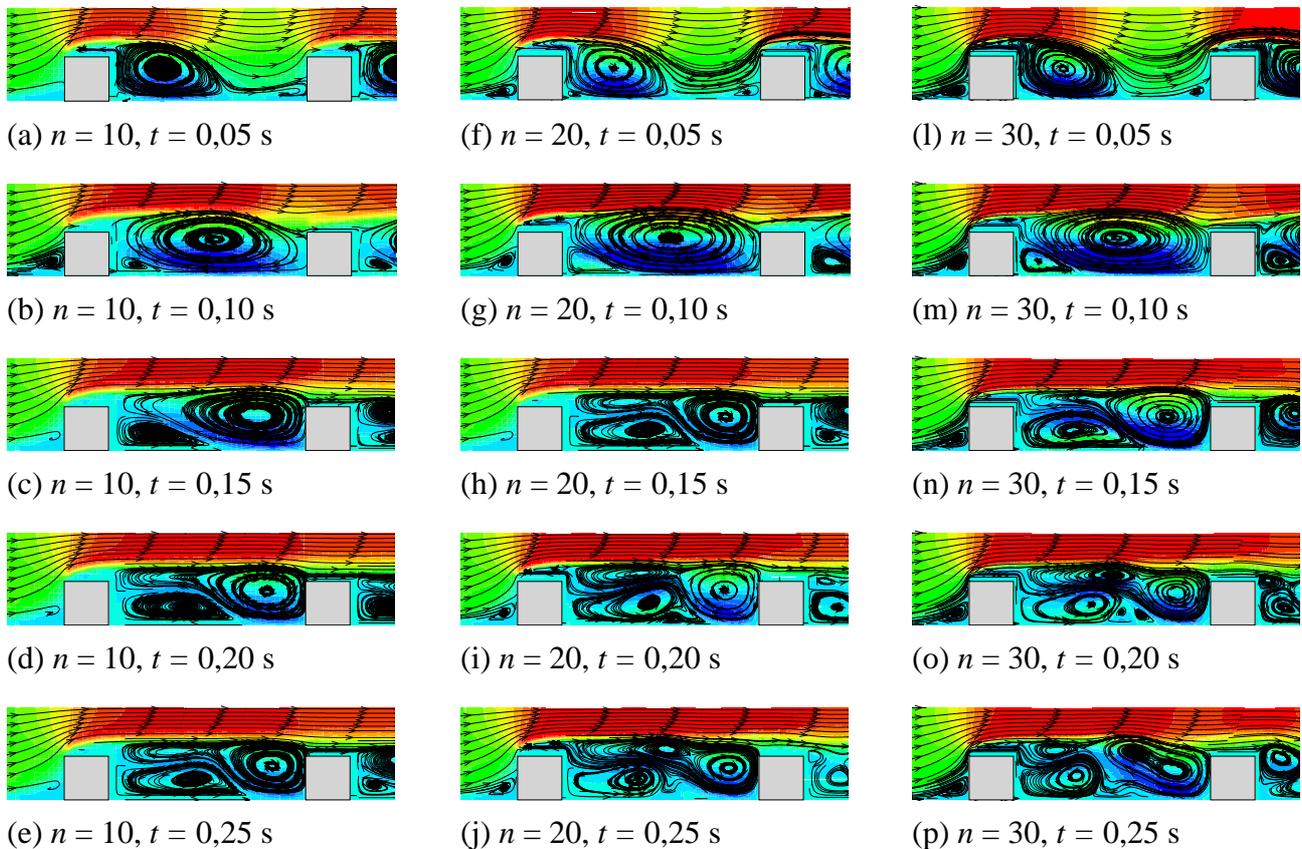


Figura 2: Testes de malhas.

As diferenças entre os resultados tornam-se mais importantes nos instantes quando duas ou mais estruturas turbilhonares podem ser identificadas no interior da cavidade. No instante  $t = 0,15$  s, por exemplo, observa-se o crescimento da pequena zona de recirculação interna à cavidade, formada na junção entre a parede inferior do canal e o primeiro cilindro. Em  $t = 0,20$  s, esta recirculação já ocupa metade da cavidade e a recirculação da direita se parte em duas. Nos instantes seguintes, uma terceira recirculação aparece na cavidade. Entretanto, esta última recirculação só se torna visível para malhas com pelo menos quinze elementos sobre o cilindro ( $n = 15$ ). A comparação entre os resultados sugere que uma malha com  $n = 20$  seja considerada suficientemente refinada para bem representar a evolução topológica deste escoamento ao longo do tempo.

#### 4. PROTUBERÂNCIAS QUADRADAS

Utilizando-se a malha regular com  $n = 20$ , selecionada anteriormente, foram realizadas simulações para um canal de seção retangular com protuberâncias quadradas,  $h = H$ , aproveitando-se a simetria do problema. Nestes cálculos, variou-se a velocidade de entrada no canal  $u$  e, portanto, o número de Reynolds. Os resultados constam na Figura 3, para o escoamento estatisticamente permanente na região da primeira cavidade. O gradiente de cores representa a distribuição da velocidade horizontal  $u$ , em uma escala onde o azul representa os valores mais baixos e a cor vermelha as velocidades mais elevadas.

Observa-se que, para números de Reynolds baixos ( $Re = 15$ ), depois de adentrar o canal com um perfil uniforme, o escoamento começa a se dirigir para a região superior do domínio de cálculo, desviando-se do cilindro. Como as velocidades são ainda bastante baixas, o descolamento da camada limite no bordo superior esquerdo do cilindro é, ainda, quase imperceptível. O descolamento se dá, então, só no bordo de fuga do cilindro, dando origem a uma recirculação interna de sentido horário, que se mantém confinada próxima ao primeiro cilindro, ocupando aproximadamente dois terços da cavidade. Também se pode notar que, neste regime de escoamento, as linhas de corrente acima da cavidade invadem a segunda metade da cavidade.

Com o aumento da velocidade de entrada no canal ( $Re = 40$ ), o descolamento da camada limite sobre a face superior do cilindro torna-se mais nítido. Como o escoamento é fortemente acelerado na região acima da cavidade, os efeitos de inércia dificultam a entrada das linhas de corrente no interior da cavidade. Com isto, a bolha de recirculação dentro da cavidade assume uma forma retangular de cantos arredondados, que ocupa, agora, toda a extensão da cavidade. O centro desta recirculação é ligeiramente deslocado para a direita, em relação ao centro geométrico da cavidade.

Com o subsequente aumento do número de Reynolds ( $Re = 75$ ), observa-se que o centro da bolha de recirculação é deslocado ainda mais para a direita. Na seqüência ( $Re = 210$ ), uma nova recirculação de sentido anti-horário aparece no canto inferior esquerdo da cavidade.

Para números de Reynolds 415 e 520, a interação entre estruturas turbilhonares de tamanhos diferentes já pode ser identificada dentro da cavidade, o que indica que o escoamento já se encontra num estágio mais adiantado de transição à turbulência.

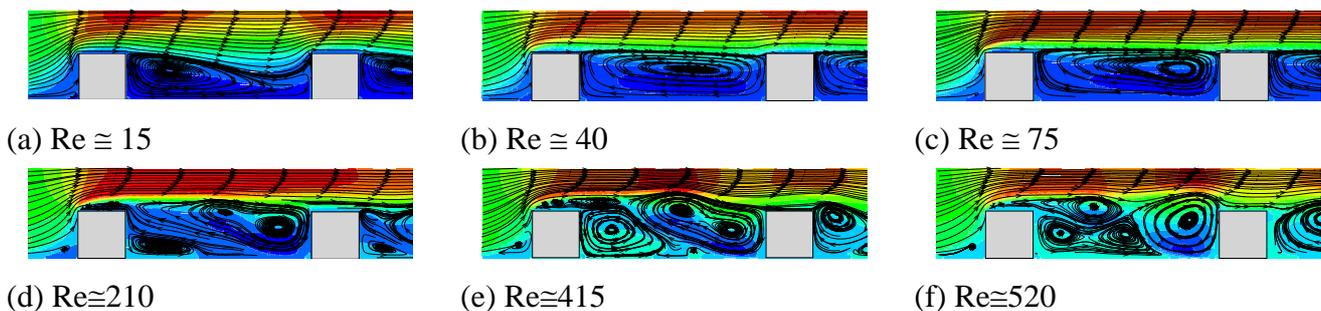


Figura 3: Escoamento na primeira cavidade para protuberâncias quadradas.

No presente estudo, também foram analisados os primeiros instantes do escoamento na primeira cavidade para um espaçamento  $Pi/H = 5$  e diversas velocidades de entrada no canal.

A Figura 4 ilustra um caso exemplo onde  $u = 0,50$  m/s e o gradiente de cores representa a vorticidade. Uma grande estrutura turbilhonar rodando no sentido horário pode ser identificada logo após o primeiro cilindro, já no instante  $t = 0,05$  s. Esta zona aumenta seu diâmetro e segue em direção ao segundo cilindro, atingindo-o em  $t = 0,10$  s. Ao colidir com o segundo cilindro, em  $t = 0,25$  s, observa-se o desprendimento de uma segunda zona circular de maior vorticidade, porém de menor diâmetro que a anterior, se desprender do primeiro cilindro e prosseguir em direção ao segundo. Com o passar do tempo, este processo se torna repetitivo e o desprendimento de uma zona de maior vorticidade do primeiro cilindro em direção ao segundo torna-se cíclico.

O gráfico de uma sonda de 60Hz posicionada no interior da segunda cavidade pode ser

observado na Figura 5. Para os casos analisados, observou-se que a amplitude de variação da velocidade aumentava quando a velocidade de entrada no canal também era aumentada, enquanto que o tempo de transição do escoamento para regime estatisticamente permanente diminuía.

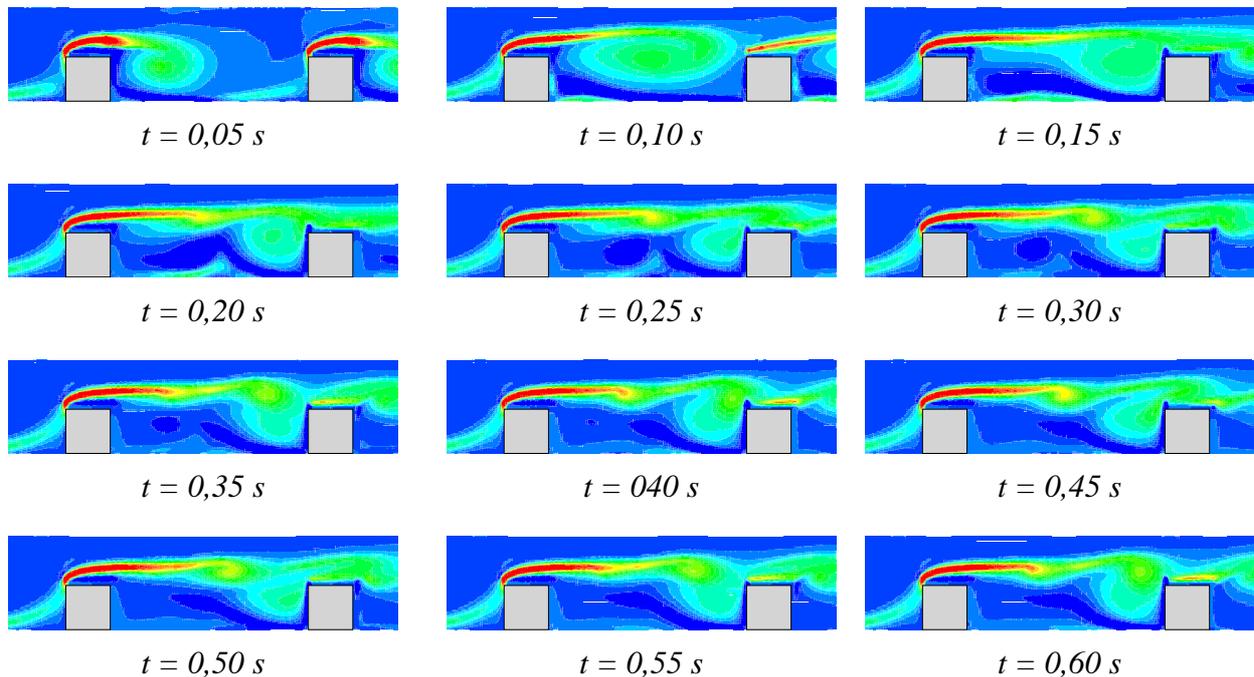


Figura 4: Evolução temporal da vorticidade na primeira cavidade para  $u = 0,50$  m/s.

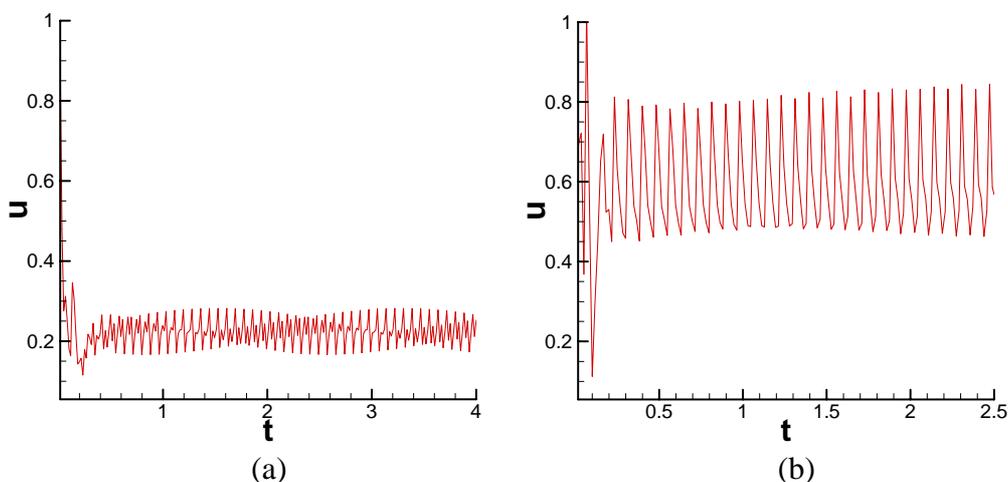


Figura 5: Sinal de velocidade capturado pela sonda para uma velocidade de entrada no domínio de cálculo: (a)  $u = 0,50$  m/s e (b)  $u = 1,00$  m/s.

## 5. PROTUBERÂNCIAS RETANGULARES

Foram realizadas simulações variando se a altura  $h$  das protuberâncias e a velocidade  $u$  de entrada no canal, enquanto o espaçamento entre as protuberâncias foi mantido constante,  $Pi/H = 5$ . Na Figura 6, pode-se observar a configuração do escoamento para uma velocidade de entrada constante igual a  $0,18$  m/s e diversas alturas  $h$ . O número de Reynolds calculado com base na altura da protuberância é inicialmente  $25$ . Para este caso, observa-se que a presença das protuberâncias praticamente não produz a formação de outras estruturas turbilhonares, que não um pequeno vórtice à jusante do primeiro cilindro. Isso ocorre devido à camada limite se desprender por um pequeno período, recolando-se logo em seguida. Ou seja, a presença de uma protuberância, não influencia o escoamento na cavidade subsequente para esta configuração. Com o aumento da altura da

protuberância, o aparecimento da recirculação à jusante do primeiro cilindro se torna notório, sendo que a camada limite, após ter se desprendido volta a recolocar-se mais próxima ao segundo cilindro. Calculando-se o número de Reynolds com base na altura da protuberância, encontra-se, para este caso  $Re \cong 50$ . Para uma altura da protuberância igual a  $h = 3H/5$ , a recirculação passa a ocupar toda a extensão da cavidade, não ocorrendo o recolamento da camada limite como nos casos anteriores. Situações deste tipo não são desejáveis em dispositivos eletrônicos que necessitam uma grande taxa de dissipação de calor, pois, ao passar pela cavidade, o fluido de trabalho permanece recirculando no seu interior e aquecendo-se, impedindo a remoção do calor gerado pelos componentes. Fenômenos bastante semelhantes ocorrem nos escoamentos para maiores alturas  $h$ . Como regra geral, observa-se nestas simulações que a altura das recirculações têm sempre a mesma ordem de grandeza da altura  $h$  do obstáculo, enquanto o seu comprimento é tanto maior quanto maior o número de Reynolds, até que toda a cavidade seja preenchida.

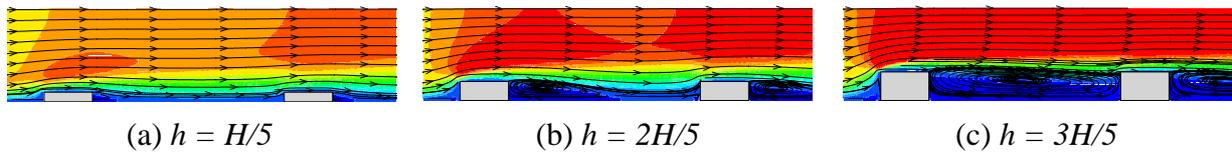


Figura 6: Imagens da primeira cavidade para  $u = 0,18$  m/s e diversas alturas  $h$ .

Variando-se a velocidade de entrada e mantendo fixa uma altura da protuberância, como ilustrado na Figura 7, inicialmente, para uma velocidade de entrada baixa de  $u = 0,18$  m/s, apenas uma recirculação é encontrada, devido a um descolamento da camada limite ao passar pelo primeiro cilindro. À medida que a velocidade é aumentada, esta recirculação se estende até ocupar toda a extensão da cavidade, ao mesmo tempo em que se move em direção ao segundo cilindro.

Em geral, fixando-se a geometria do problema, dois escoamentos são considerados semelhantes quando apresentam o mesmo número de Reynolds. Se o fluido de trabalho for fixado, dois escoamentos ditos similares devem obedecer a seguinte relação:

$$u_1 h_1 = u_2 h_2 \quad (3)$$

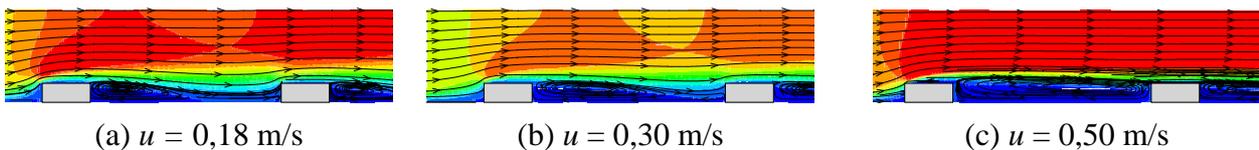


Figura 7: Imagens da primeira cavidade para  $h = 2H/5$  e diversas velocidades de entrada no canal.

Curiosamente, esse padrão não é observado para protuberâncias com pequenas alturas  $h = H/5$ , como ilustrado na Figura 8. Observa-se que para velocidades baixas a pequena recirculação se forma próximo ao primeiro cilindro e, com o aumento da velocidade não ocorrem mudanças nesta estrutura. Ou seja, um aumento do número de Reynolds, calculado com base na altura  $h$  das protuberâncias, não é suficiente para que o vórtice aumente de tamanho e se locomova em direção ao segundo cilindro, como seria esperado. A Equação 3, portanto, não pode ser aplicada a este caso como condição de similaridade.

A explicação para este fato se deve à altura das protuberâncias ser menor que a espessura da camada limite sobre a placa plana que constitui o canal. Sendo assim, protuberâncias muito pequenas se comportam atuando apenas como uma rugosidade e o cálculo do número de Reynolds com base na altura das protuberâncias é inadequado, ou sem significado físico. É interessante acrescentar, ainda, que para protuberâncias com pequenas alturas  $h$ , as recirculações também são bastante pequenas, de tal forma que o escoamento numa dada cavidade pouco influencia as condições de entrada da cavidade subsequente. Assim, o escoamento em todas as cavidades do canal apresenta sempre a mesma topologia, assemelhando-se, mais uma vez, àquele encontrado no

clássico problema do degrau descendente (*backward facing step*).

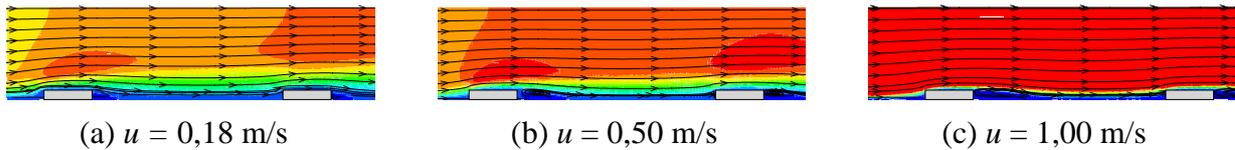


Figura 8: Imagens da primeira cavidade para  $h = H/5$  e diversas velocidades de entrada no canal.

## 6. PROTUBERÂNCIAS EM ARRANJO DESLOCADO

A condição de simetria foi válida até agora, pois as protuberâncias encontravam dispostas em ambos os lados do canal da mesma maneira. A título de especulação, foi feita uma simulação considerando-se, desta vez, uma disposição como a da Figura 9, onde as protuberâncias encontram-se alternadas. Para esta nova situação, a condição de simetria não se torna mais válida. Ou seja, para a realização dos cálculos computacionais, é necessário se considerar as duas metades do domínio.

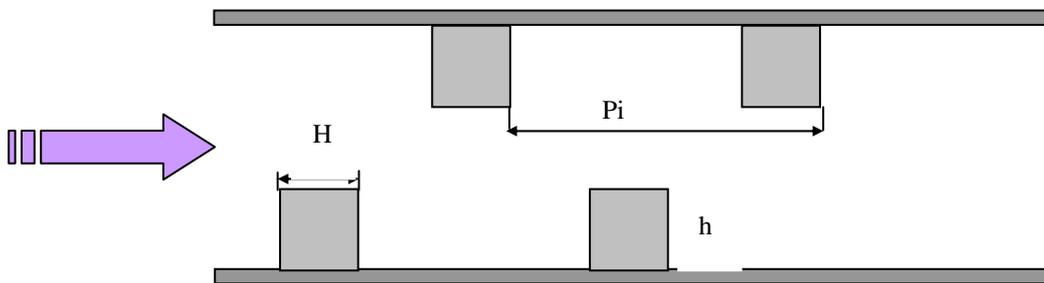


Figura 9: Protuberâncias dispostas de maneira alternada.

Apenas para comparação com os casos anteriores, a Figura 10 apresenta resultados para protuberâncias dispostas alternadamente, com diversas velocidades de entrada no canal, onde o gradiente de cores representa o gradiente de velocidades. Nota-se que a primeira cavidade inferior, posicionada entre os dois cilindros na parte de baixo do canal, apresenta um comportamento parecido ao comportamento observado anteriormente. Com o aumento da velocidade de entrada, uma recirculação que ocupa toda a extensão da cavidade se desloca na direção do escoamento e divide-se em duas, originando também outras estruturas que interagem entre si. Comparando-se as metades superior e inferior do canal, fica claro a falta de simetria entre os escoamentos nas cavidades superiores e inferiores. A emissão de vórtices após os obstáculos também é bastante diferenciada, sendo mais intensa na metade superior do canal, onde a frequência de emissão é maior e o diâmetro das recirculações também.

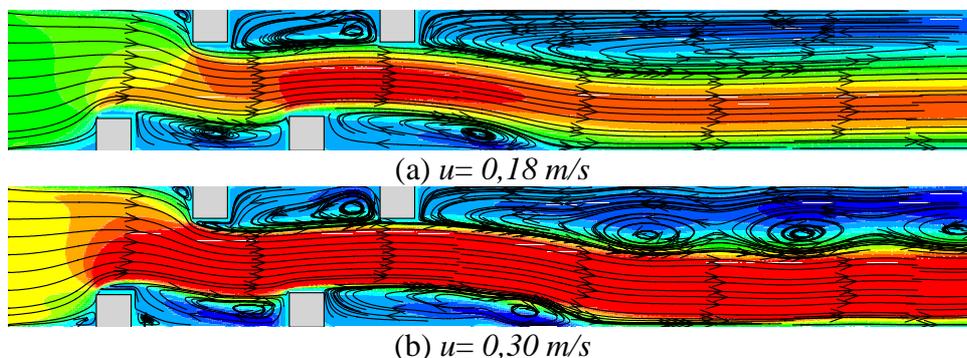


Figura 10: Canal com protuberâncias dispostas em arranjo deslocado, não simétrico.

(continua)

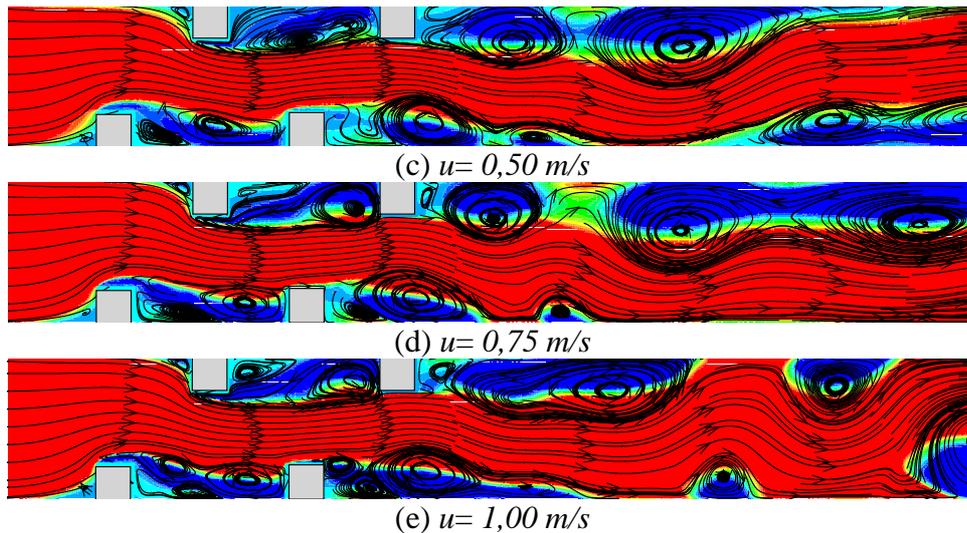


Figura 10: Canal com protuberâncias dispostas em arranjo deslocado, não simétrico.

(continuação)

## 7. CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi apresentado um estudo numérico do escoamento em um canal bidimensional de seção retangular munido com protuberâncias dispostas nas paredes em diferentes arranjos geométricos para baixos números de Reynolds na faixa de 15 a 750, calculado com base na altura dos obstáculos. Para visualizar a evolução temporal do campo de escoamento, foram apresentados mapas de isovelocidades e isovorticidade. Gráficos referentes aos valores da velocidade horizontal, obtidos através de sondas numéricas, foram traçados, como auxílio na determinação do regime do escoamento – se transiente, permanente ou estatisticamente permanente.

Foi observado, com este estudo, que as variações nos parâmetros velocidade de entrada, altura da protuberância e espaçamento entre protuberâncias dão origem a configurações de escoamento que podem ser bastante distintas.

Ao se considerar o espaço entre dois cilindros como uma cavidade aberta nota-se que, com o aumento do número de Reynolds, uma recirculação inicialmente localizada junto ao primeiro cilindro desloca-se em direção ao segundo, aumentando seu tamanho, até vir a dividir-se, originando outras estruturas turbilhonarias que interagem entre si. Isto não ocorre quando o canal é formado por protuberâncias muito distantes entre si. Neste caso, a topologia do escoamento se assemelha àquela encontrada no problema do degrau descendente (*backward facing step*).

Para canais com protuberâncias de altura muito pequena, menores que a espessura da camada limite sobre a parede do canal, a configuração do escoamento dentro das cavidades pouco se altera com o aumento da velocidade de entrada. Nesta situação, as protuberâncias se comportam como rugosidades superficiais e não é adequado considerar-se o espaço entre elas como uma cavidade aberta. Além disso, o cálculo do número de Reynolds com base na altura da protuberância tem pouco significado físico.

Finalmente, como meta a ser traçada para trabalhos futuros sobre este tema, sugere-se a implementação da equação da energia no programa Fluids, para que o problema da transferência de calor em componentes eletrônicos possa ser efetivamente estudado.

## 8. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado com bolsa de iniciação científica fornecida pela FAPESP.

## 9. REFERÊNCIA

Campregher, R.J., “Simulação Numérica de escoamentos Transicionais e Turbulentos ao Redor de Geometrias Cartesianas”, *Dissertação de Mestrado*, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Unesp, Ilha Solteira, Brasil, 135p, 2002.

J.J. Hwang and T.M. Liou, “Heat Transfer in a Rectangular Channel with Perforated Turbulence Promoters Using Holographic Interferometry Measurement”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, N° 17, pp. 3197-3207, 1995.

## NUMERICAL FLOW SIMULATION IN A 2D CHANNEL WITH RIBS

### **Débora Gleice da Silva Del Rio Vieira**

UNESP Campus de Ilha Solteira, Av. Brasil centro, 51, Ilha Solteira - SP  
debora@dem.feis.unesp.br

### **Sérgio Said Mansur**

UNESP Campus de Ilha Solteira, Av. Brasil centro, 51, Ilha Solteira - SP  
mansu@dem.feis.unesp.br

**Abstract:** *In the present work a numerical simulations of the flow inside a channel with square and rectangular ribs have been performed. The ribs size and the center-to-center distance  $Pi/H$  between two consecutive ribs have been varied. An in-house finite volume program has been used to solve the 2-D Navier-Stokes equations. The SIMPLEC method has been employed for pressure-velocity coupling with the QUICK scheme for the advective terms treatment. Moderates Reynolds numbers, ranged from 15 to 750, were considered.*

**Keywords:** *numerical simulation, channel, ribs, Reynolds number.*