

MODELAGEM DE TROCADORES DE CALOR DE TUBOS ELÍPTICOS ALETADOS EM REGIME TURBULENTO

MODELING OF ELLIPTICAL FINNED-TUBE HEAT EXCHANGERS IN TURBULENT REGIME

Pereira, M.V.A.¹

Souza, J.A.²

Vargas, J.V.C.³

Resumo: O presente trabalho apresenta o estudo numérico de otimização geométrica para maximizar a taxa de transferência total de calor entre o arranjo de tubos aletados para um determinado volume e um determinado escoamento externo turbulento tridimensional (3-D) governado por diferença de pressão, Δp , ambos para arranjos de tubos circulares e elípticos, para configurações gerais. Os resultados numéricos foram obtidos para configurações circulares e elípticas utilizando um domínio computacional representado pela célula unitária, aproveitando as simetrias presentes na geometria do sistema. A distribuição dos tubos no arranjo começou com uma configuração triangular equilátera que preencheu uniformemente o volume fixo resultando em um espaçamento entre tubos adimensional máximo, S/b , onde, S é o espaçamento real e b é o semi-eixo menor da elipse. Várias configurações de espaçamento entre tubos foram simuladas, identificando-se assim o espaçamento ótimo para a máxima transferência de calor. Semelhantemente, foi possível investigar a existência dos ótimos com respeito a outros dois graus de liberdade geométricos, isto é, a excentricidade dos tubos e densidade de aletas. Os resultados são apresentados para o ar como o fluido externo, com pressão prescrita de $\Delta p = 1000 \text{ Pa}$ que resulta em uma faixa de $1240 \leq ReD \leq 28180$, onde $2b$ é o eixo menor do tubo de seção elíptica. Os resultados numéricos foram validados utilizando estudos da literatura para escoamentos em tubos e feixes de tubos em regime laminar e turbulento.

Palavras-chave: Transferência de calor. Simulação. Refrigeração. Análise numérica. Otimização.

Abstract: The

This work presents a numerical geometric optimization study to maximize the total heat transfer rate between an arrangement of finned tubes in a given volume and a certain three-dimensional (3-D) turbulent external flow governed by a pressure difference, Δp , which remains constant throughout the domain, both for circular and elliptical tube arrays, for general configurations. Numerical results were obtained for circular and elliptic configurations using the strategy of a computational domain represented by the unit cell, taking advantage of the symmetries present

¹ Doutor em engenharia mecânica, Universidade Federal do Paraná – UFPR, Departamento de Engenharia Mecânica, marcusvap15@gmail.com

² Doutor em engenharia mecânica, Universidade Federal do Rio Grande – FURG Departamento de Engenharia Mecânica, jasouza1974@gmail.com

³ Doutor em engenharia mecânica, Universidade Federal do Paraná – UFPR, Departamento de Engenharia Mecânica, vargasjvcv2@gmail.com

in the geometry of the system. Pipe distribution in the array began with an equilateral triangular configuration that uniformly filled the fixed volume resulting in a maximum dimensionless pipe spacing, S/b , where S is the actual spacing and b is the minor half-axis of the ellipse. Several configurations were simulated for this spacing between tubes, thus identifying the optimal spacing for maximum heat transfer. Similarly, it was possible to investigate the existence of the optimal with respect to two other geometric degrees of freedom, that is, the eccentricity of the tubes and the fin spacing. Results are presented to air as the external fluid with a prescribed pressure of $\Delta p = 1,000$ which results in a range of $1,240 \leq ReD \leq 28,180$, where $2b$ is the minor axis of the elliptical section tube. Numerical results were validated using literature studies for flow in tubes and bundles of tubes in laminar and turbulent regime.

Keywords: Heat Transfer, Simulation, Refrigeration, Numerical Analysis, Optimization.

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de consumo racional de energia é uma preocupação mundial e o desafio de reduzir o desperdício de energia compreende não somente a otimização do uso da energia, mas também como reduzir o consumo. Adicionalmente, esses objetivos, na medida do possível, devem ser atingidos sem comprometer o conforto e outras vantagens trazidas pelo uso da energia, e sem afetar a eficiência e a qualidade das instalações.

Os sistemas de condicionamento de ar e refrigeração são vastamente utilizados em residências, indústrias e comércio, atuando desde o controle de temperatura de ambientes para o conforto humano até condições estritas de armazenamento de alimentos perecíveis e outros produtos controlados. Por todos esses aspectos, qualquer melhoria de eficiência em sistemas de refrigeração representa uma economia global significativa de energia.

Segundo Matos (2003), os parâmetros, sejam eles geométricos, físicos ou relacionados ao tipo de material que constituem os trocadores de calor, já foram estudados tanto em convecção natural como em convecção forçada sob o ponto de vista de transferência de calor e perda de carga, como por exemplo, o espaçamento ótimo entre tubos, o formato interno e externo dos tubos, o espaçamento ótimo entre aletas, o formato das aletas, entre outros. Brauer (1964), Schulemberg (1966), Matos *et al.*(2001) e Kundu *et al.* (2006), apresentaram estudos comparando arranjos de tubos elípticos e circulares para transferência de calor e perda de carga. Os resultados demonstraram uma maior transferência de calor e uma menor perda de carga nos tubos elípticos em relação aos tubos circulares. Stanescu *et al.*(1996) estudaram o espaçamento ótimo de tubos circulares em escoamento livre e convecção forçada, e Bejan (1995), apresentou um estudo similar em convecção natural. Ambos os estudos levam em consideração a limitação de espaço disponível em qualquer projeto, através de uma restrição de volume fixo. Nessas configurações as simetrias presentes nos arranjos permitiram que os problemas fossem modelados numericamente em duas dimensões.

Rocha *et al.* (1997) e Bordalo e Saboya (1999), estudaram diferentes configurações de fileiras de tubos elípticos comparados aos de tubos circulares.

Os resultados mostraram melhor desempenho para as fileiras de tubos elípticos nos quesitos transferência de calor e perda de carga.

Matos *et al.* (2004) estudaram experimentalmente e numericamente a otimização geométrica para maximizar a taxa total da transferência de calor entre tubos aletados e não aletados em um dado volume e para um escoamento externo, em ambos os arranjos, circular e elíptico. Os arranjos elípticos ótimos apresentaram um ganho relativo de 19% em relação aos tubos circulares.

Mainardes (2007) apresenta um estudo de otimização geométrica experimental para maximizar a taxa de transferência total de calor e também para minimizar a potência de bombeamento do ventilador com arranjos de tubos circulares e elípticos aletados utilizando uma faixa de Reynolds entre 2650 e 10600 e com ganho de transferência de calor de 23% para o arranjo de tubos elípticos.

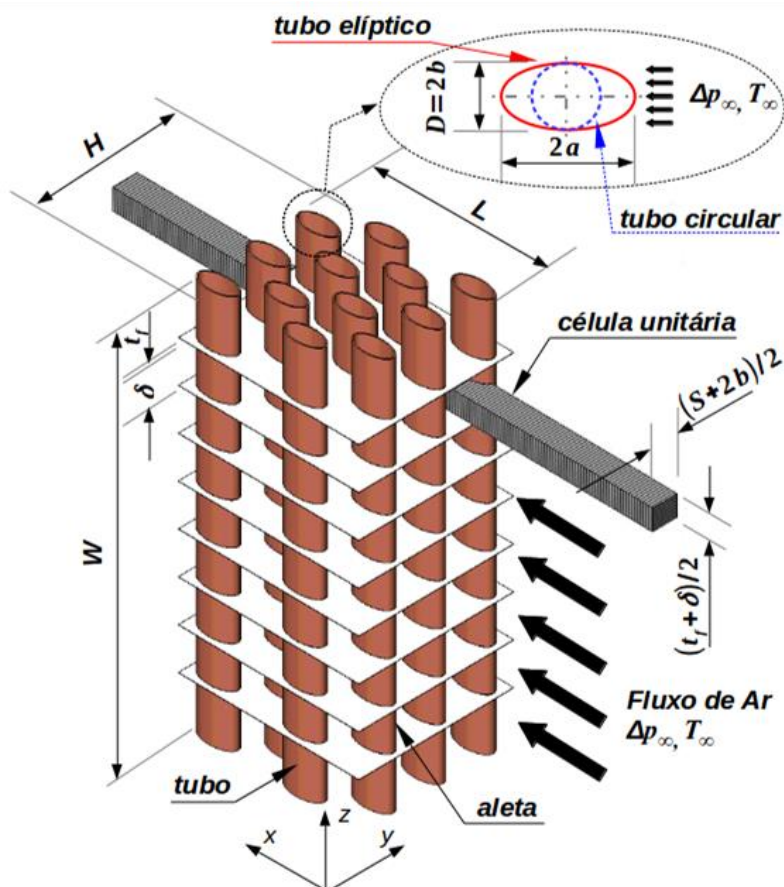
Dentro do contexto da literatura técnica apresentada para trocadores de calor com tubos elípticos, observa-se que os parâmetros geométricos sempre foram estudados isoladamente, ou parcialmente integrados, ressaltando os trabalhos de Matos (2003) e Mainardes (2007) que apresentaram estudos de otimização em 3 graus de liberdade de trocadores de calor compostos por tubos aletados e não aletados circulares e elípticos em regime laminar (numérico pelo método de elementos finitos) e turbulento (experimental).

O presente trabalho propõe a análise numérica de trocadores de calor aletados com tubos circulares e elípticos em regime turbulento com destaque para os seguintes pontos: modelagem matemática do escoamento e transferência de calor tridimensional em regime turbulento composto pelas equações de Navier-Stokes acoplada ao modelo de turbulência SSTk- ω ; escoamento governado por pressão prescrita na entrada do arranjo; resolução do modelo matemático com solução numérica utilizando o método dos volumes finitos, usando o aplicativo de código aberto, OpenFOAM; validação do modelo com os resultados experimentais de autores da literatura.

2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O modelo consiste em um escoamento forçado de ar que passa através de um conjunto de tubos elípticos ou circulares aletados. Os tubos são montados em um volume (LHW), onde L é a dimensão do volume na direção do escoamento, a altura é H e W o comprimento dos tubos. Os tubos têm dimensão $2a$ e $2b$ para a geometria elíptica e diâmetro $2b$ para a geometria circular (Figura 1). Para o estabelecimento de uma base comparativa entre tubos de seção circular e elíptica adotou-se o critério de se manter a seção dos tubos na direção do escoamento, ou seja, o diâmetro do tubo circular igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico. Desta maneira, todos os arranjos sob comparação tiveram a mesma área de obstrução ao escoamento livre.

Figura 1: Arranjo de tubos aletados 3D



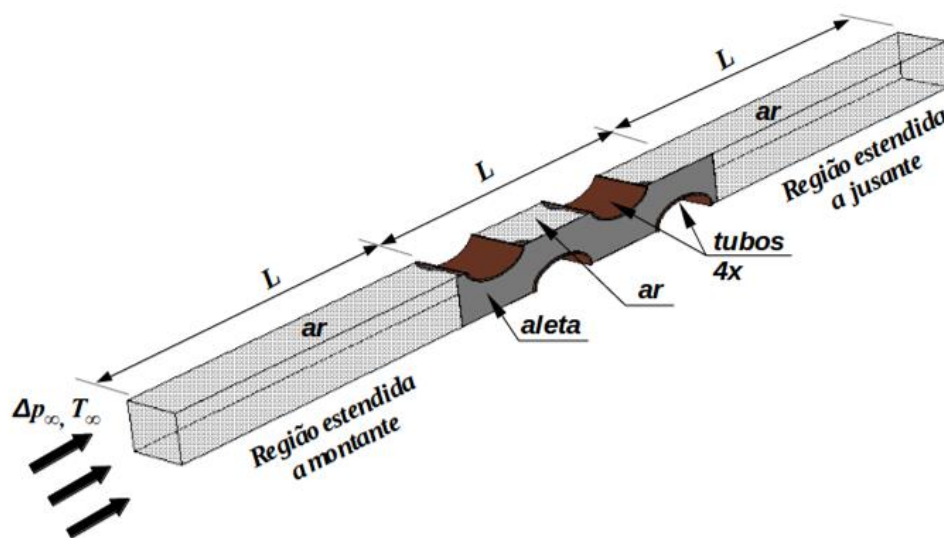
O modelo para estudo do espaçamento entre tubos emprega a distribuição triangular equilátera nas direções x e y . Na direção do escoamento

de ar (y) foi utilizada essa distribuição apenas para a relação $S/2b = 1,5$ que preencheu uniformemente o volume fixo e para as demais relações adotou-se a distribuição alternada, variando-se somente a altura do canal elementar $(S + 2b)/2$ conforme a Figura 1. O parâmetro de controle e otimização é o espaçamento adimensional entre tubos $S/2b$ que foi avaliado para os seguintes valores: $0,1$; $0,25$; $0,5$; $1,5$ e $3,5$.

O modelo também avalia o espaçamento entre aletas que são definidas como idênticas, planas e isotérmicas, onde t_f é a espessura e δ é a distância entre elas (Figura 1). O parâmetro de controle e otimização é a densidade de aleta adimensional Φ_f . A densidade de aletas é dependente da espessura e espaçamento ($\Phi_f = t_f / (t_f + \delta)$) e foi avaliado para os seguintes valores: $0,260$; $0,094$ e $0,006$ que resultam respectivamente em: $8,7$ aletas/cm (22 aleta/polegada), $3,1$ aletas/cm (8 aleta/polegada) e $0,2$ aletas/cm ($0,5$ aleta/polegada).

As simetrias presentes no problema permitem que o domínio da solução seja reduzido a uma célula unitária tridimensional, representado pelo volume elementar estendido com $3L$ de comprimento (Figura 2). O dimensionamento do comprimento estendido foi determinado por meio de simulações e informações da literatura (MATOS, 2003).

Figura 2: Canal elementar tridimensional 3D



3 MODELO MATEMÁTICO

As equações governantes básicas de um escoamento de fluidos são compostas pelas equações da continuidade (1), da quantidade de movimento (2) e da energia (3). Partindo dessas equações básicas e aplicando as hipóteses simplificadores: convecção forçada, fluido Newtoniano, escoamento incompressível, regime permanente, propriedades constantes do fluido, resultam nas equações apresentadas a seguir.

Equação da Continuidade:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (1)$$

Navier-Stokes:

$$\frac{DV}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla g + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

Equação da Energia:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k_f \nabla^2 T + \Phi \quad (3)$$

O modelo de turbulência é baseado no conceito de viscosidade turbulenta, que emprega a hipótese de Boussinesq para relacionar as tensões de Reynolds com os gradientes médios de velocidade, e o coeficiente de proporcionalidade é chamado de viscosidade turbulenta, ν_t (MENTER, 1994).

$$\overline{u'_i u'_j} = \tau_{ij}^R = \underbrace{\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)}_{\text{tensões escalhantes de Reynolds}} - \underbrace{\frac{2}{3} k \delta_{ij}}_{\text{tensões normais de Reynolds}} \quad (4)$$

onde: τ_{ij} é o tensor de Reynolds, k é a energia cinética turbulenta e δ_{ij} , é o delta de Kronecker.

A hipótese de Boussinesq apresentada na Eq. (4), não constitui um modelo de turbulência e sim um termo importante no modelo proposto. O mesmo determinará o valor da viscosidade turbulenta em função dos valores calculados do escoamento médio. A nova equação da conservação de quantidade de movimento para regime turbulento baseada na viscosidade turbulenta é obtida na Eq. (5).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\bar{p}}{\rho_{ref}} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_{ef} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \right\} \quad (5)$$

onde: ν_{ef} é a viscosidade efetiva definida como: $\nu_{ef} = \nu + \nu_t$

A equação da energia turbulenta é obtida considerando a média de tempo da equação da energia Eq. (3):

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial x_i} (q_i) + \bar{\Phi} \quad (6)$$

onde: $\bar{\Phi}$ é o termo de dissipação total e q_i é o vetor fluxo de calor total Eq. (7).

$$q_i = \underbrace{-k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i}}_{\text{Laminar}} + \underbrace{\rho c_p \overline{u'_i T'}}_{\text{Turbulento}} \quad (7)$$

O projeto foi desenvolvido utilizando o modelo de duas equações, SST k- ω . No modelo SST, a tensão turbulenta de Reynolds é modelada pela Eq. (4), sendo a viscosidade turbulenta obtida a partir da função da energia cinética turbulenta, k, e a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta, ω . As duas equações de transportes do modelo k- ω são as Eqs. (8) e (9), respectivamente:

$$\frac{D}{Dt} (\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + G_k - \frac{2}{3} \rho k (\nabla \cdot u) - \rho \epsilon + S_k \quad (8)$$

$$\frac{D}{Dt} (\rho \omega) = \nabla \cdot (\rho D_\omega \nabla \omega) + \frac{\rho \gamma_\phi G}{\nu} - \frac{2}{3} \rho \gamma_\phi \omega (\nabla \cdot u) - \rho \beta_\phi \omega^2 - \rho (F_1 - 1) CD_{k\omega} + S_\omega \quad (9)$$

Os números de Reynolds, Re_D , Eq. (10), e Prandtl turbulento, Pr_t , Eq. (11), caracterizam a natureza do escoamento para um determinado fluido.

$$Re_D = \frac{u_\infty (2b)}{\nu} \quad (10)$$

O número de Prandtl turbulento, Pr_t , é definido na Eq. (11) (KANG e IACCARINO, 2010).

$$Pr_t = \frac{v_t}{\alpha_t} = \frac{(u'v') \frac{\partial T}{\partial y}}{(T'v') \frac{\partial u}{\partial y}} \quad (11)$$

Para escoamento em convecção forçada em trocadores de calor se destacam dois importantes parâmetros: a velocidade na entrada e a perda de carga devido à geometria. A Eq. (12) apresenta uma relação entre a diferença de pressão e a velocidade:

$$\Delta p_\infty \approx \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 \quad (12)$$

No presente trabalho foi utilizado o parâmetro adimensional número de Nusselt médio, \overline{Nu}_D , Eq. (13) para determinação da transferência de calor do arranjo.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_f} \quad (13)$$

No cálculo do Nusselt é utilizado o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} , que é obtido numericamente e os outros parâmetros são o comprimento característico, D , e a condutividade térmica do fluido k_f .

4 MÉTODO NUMÉRICO

Para se alcançar a solução numérica de um problema, suas leis governantes devem ser expressas matematicamente. Assim, no âmbito da transferência de calor por convecção é utilizado o método dos volumes finitos para o processo de discretização. Para avaliar a qualidade de malha, utilizam-se dois critérios para comparação. O primeiro critério para análise da qualidade de malha é o método GCI (do inglês “Grid Convergence Index”), desenvolvido por Roache (1994), que utiliza uma comparação de dados de um conjunto de malhas para determinar a independência das malhas. Neste trabalho, é utilizado o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, \bar{h} , como parâmetro de refinamento da malha.

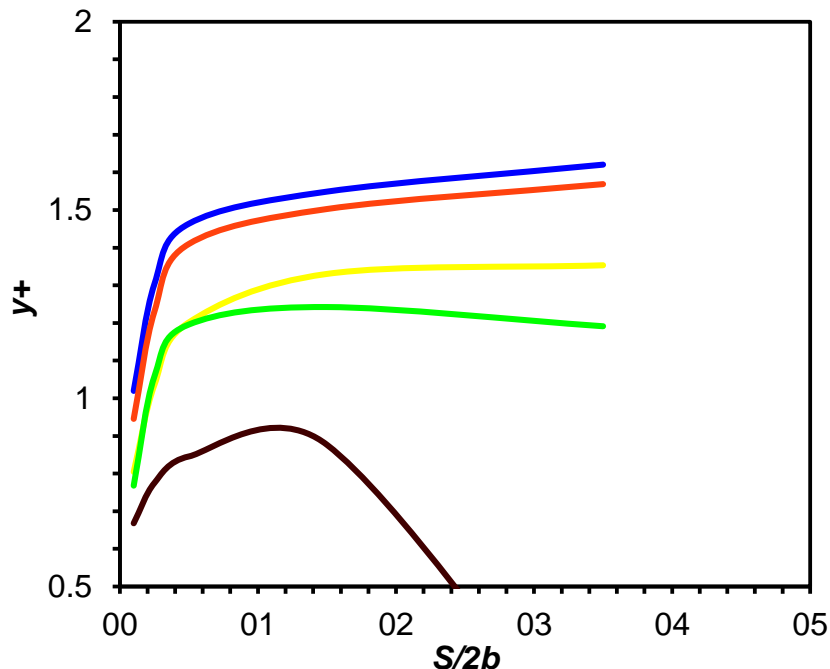
$$\varepsilon = \frac{|\bar{h}_j - \bar{h}_{j-1}|}{|\bar{h}_j|} \leq 0,01 \quad (14)$$

O segundo método utiliza o parâmetro y^+ , que diz respeito ao refinamento da malha nas regiões próximas às superfícies. Ele mede a resolução da malha na região próxima às paredes. Para o modelo de turbulência utilizado, $k-\omega$ SST, é ideal que os valores de y^+ nas paredes estejam abaixo de 10 (SALIM, *et al.*, 2009). O parâmetro, y^+ é a distância adimensional da parede, y^* é a distância da parede, ν é a viscosidade cinemática e u^* , é a velocidade de fricção da parede (velocidade de atrito) (HEDLUND, 2014):

$$y^+ = \frac{y^* u^*}{\nu} \quad (15)$$

Após definido o critério de malha, prosseguiu com as simulações com o critério de refinamento nas regiões próximas à parede com o adimensional y^+ médio. Na Figura 3 é possível observar a avaliação do y^+ para diferentes simulações com a variação dos parâmetros excentricidade, e , e espaçamento entre tubos, $S/2b$.

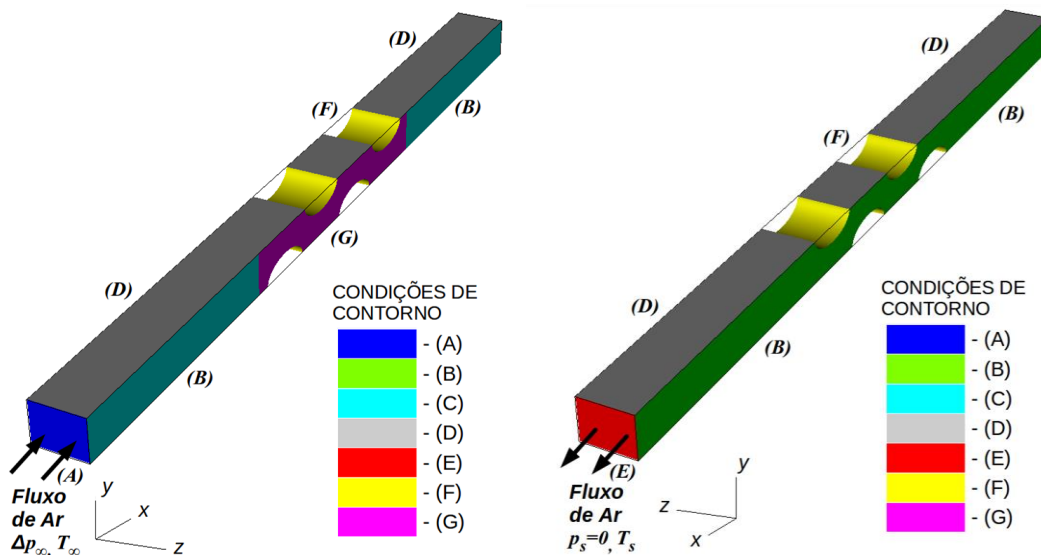
Figura 3: Gráfico do controle de malha com o parâmetro y^+





Foram geradas diferentes malhas bidimensionais e tridimensionais no canal elementar (domínio do problema) utilizando o aplicativo Gmsh (GEUZAINÉ e REMACLE, 2009). A dimensão desse domínio é “L” e no domínio estendido, ou seja, a jusante e a montante dos tubos, foi adotado mais uma dimensão “L” para cada lado, totalizando o domínio computacional de “3L”.



Para solução do problema foi utilizado o código computacional OpenFOAM (OpenFOAM, 2011). Na Figura 4 são apresentadas as condições de contorno do problema, isto é, temperatura prescrita nos tubos, pressão prescrita na entrada, nenhuma penetração nas interfaces de canal para canal e célula para célula, e condição de não deslizamento nas superfícies sólidas.


Figura 4: Condições de contorno em três dimensões do domínio computacional




	(A)	$p_{\infty} = 2000Pa; T_{\infty} = 300K$	(16)
---	-----	--	------

	(B)	$v = w = 0; \frac{\partial u}{\partial Z} = \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$	(17)
---	-----	--	------


	(C)		
	(D)	$v = w = 0; \frac{\partial u}{\partial Y} = \frac{\partial T}{\partial Y} = 0$	(18)



$$(E) \quad p_s = 0Pa; \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (19)$$



$$(F) \quad u = v = w = 0; T_w = 310K \quad (20)$$



$$(G) \quad u = v = w = 0; \frac{\partial T}{\partial Z} = 0 \quad (21)$$

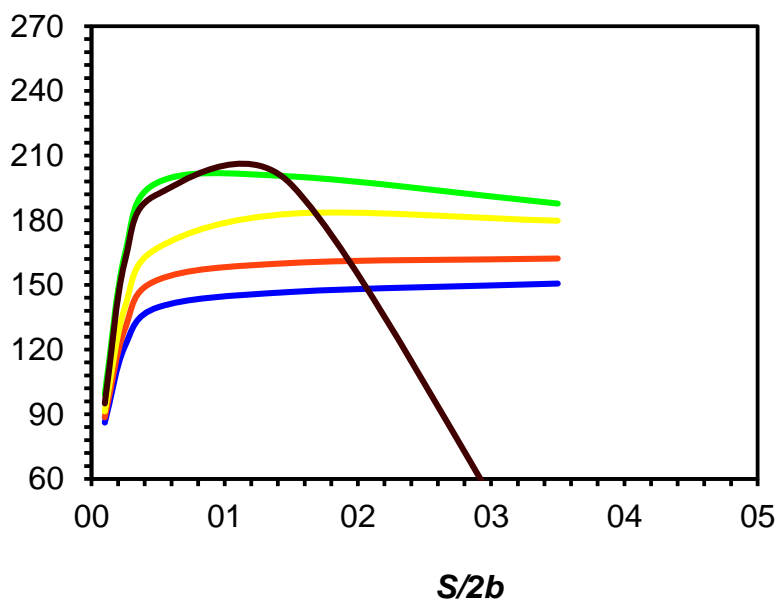
O escoamento utilizado neste estudo foi tridimensional, incompressível em convecção forçada e regime turbulento. Para essa aplicação foi utilizado o código (solver), *buoyantBoussinesqPimpleFoam* que faz parte do pacote OpenFOAM na versão 2.4.0. O código resolve os problemas turbulentos em regime transiente em função da necessidade de maior estabilidade na solução a cada interação. Todos os resultados obtidos nesse trabalho foram coletados após um pós-processamento diretamente no pacote OpenFOAM e também utilizando o software livre VISIT 2.12.2 (CHILDERS *et al.*, 2012), para visualizar e analisar resultados de simulações.

5 RESULTADOS

De acordo com a Figura 1 as dimensões do volume fixo para a análise numérica foram $L = 135,33$ mm, $H = 115,09$ mm, $W = 152$ mm, e $D = 2b = 15,875$ mm. Todos os arranjos tiveram $N_{ce} = 6$ células unitárias e $N = 4$, onde N é o número de tubos em uma célula unitária.

Os resultados para transferência de calor dos arranjos de tubos circulares e elípticos aletados utilizando o número de Nusselt médio, Nu_D , para os diferentes parâmetros: excentricidade dos tubos: $e = 0,3; 0,4; 0,5; 0,75$ e $1,0$ (tubo circular), espaçamentos entre tubos: $S/2b = 0,1; 0,25; 0,5; 1,5$ e $3,5$ e densidade de aletas: $\Phi_f = 0,260$, Figura 5.

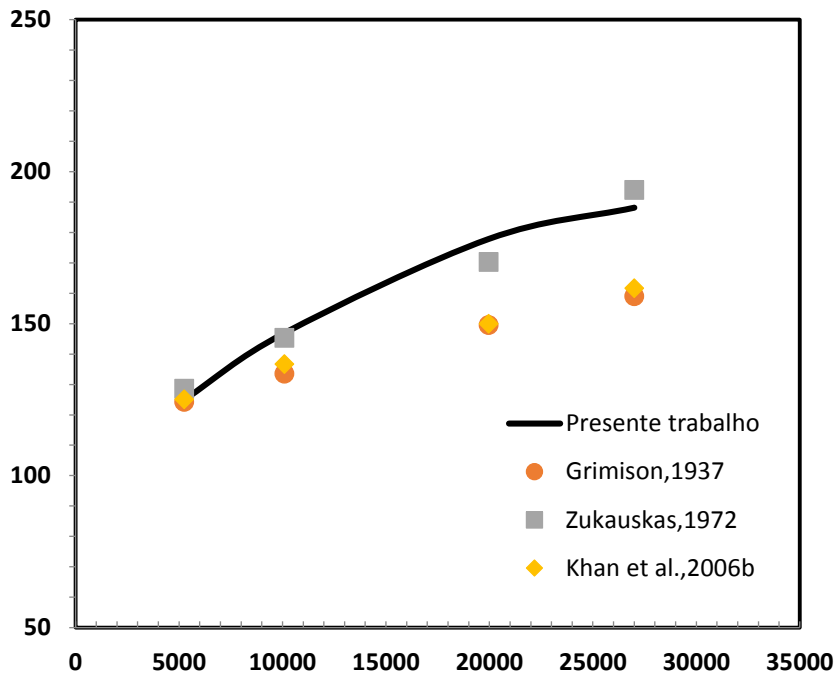
Figura 5: Gráfico dos resultados numéricos para Nu_D em arranjos de tubos com $\Phi_f = 0,260$



Os resultados apresentados na Figura 5 para Nu_D em relação à excentricidade e espaçamento entre tubos denota um aumento de transferência de calor nos tubos elípticos em relação aos tubos circulares e nas menores excentricidades ($e = 0,3$ e $0,4$) podem ser observados máximos Nu_D para menores $S/2b$. As simulações para $e = 0,3$ foram realizadas para uma faixa menor de espaçamento entre tubos (0,1 a 1,5) em função da geometria construtiva do canal.

Posteriormente é apresenta-se na Figura 6 a curva de Nu_D em relação a Re_D para diferentes correlações empíricas da literatura. Verifica-se uma boa concordância dos resultados numéricos de Nu_D em relação a faixa de $Re_D = 5000$ a 35000 comparados as correlações de (GRIMISON, 1937; ZUKAUSKAS, 1972 e KHAN *et al.*, 2006). As correlações informadas são válidas para arranjos escalonados com um determinado número de fileiras (NT), de dimensões dos arranjos ($ST \times SL$) e de Re_D .

Figura 6: Gráfico dos resultados numéricos para Nusselt médio em relação a correlações empíricas da literatura.



Na Tabela 1 são apresentados os parâmetros envolvidos na obtenção das correlações e simulações.

Tabela 1: Parâmetros dos arranjos de tubos para determinar Nu

Correlação	Grimison, 1937	Zukauskas, 1972	Khan <i>et al.</i> , 2006	Presente trabalho, 2018
N_T	$N_T \geq 10$	$N_T \geq 20$	$N_T \geq 4$	$N = 4$
$S_T \times S_L$	$1,25 \leq S_T \leq 3$	$S_T / S_L < 2$	$1,25 \leq S_T \leq 3$	$0,1 \leq S_T \leq 3,5$
	$0,6 \leq S_L \leq 3$	$S_T / S_L > 2$	$1,25 \leq S_L \leq 3$	$S_L = 2,16$
Re_D	$2000 \leq Re_D \leq 4 \times 10^4$	$1000 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$	$100 \leq Re_D \leq 4 \times 10^4$	$2000 \leq Re_D \leq 27000$

6 CONCLUSÕES

Foi estabelecido um modelo matemático do escoamento e transferência de calor tridimensional em regime turbulento composto pelas equações de

Navier-Stokes acopladas a um modelo de turbulência de duas (2) equações SST k- ω .

A modelagem numérica utilizou o método dos volumes finitos com o aplicativo de código aberto, OpenFOAM. Essa mudança na solução do modelo matemático comparativamente a outros estudos do grupo de pesquisa (MATOS *et al.*, 2001, 2003 e 2004) apenas reforçou a robustez dos resultados alcançados na solução numérica de trocadores de calor de tubos elípticos aletados. Além disso, a utilização de códigos abertos permite a toda a sociedade acadêmica o acesso a poderosas ferramentas de simulação de escoamento e transferência de calor computacional.

REFERÊNCIAS

BEJAN, A. The optimal spacings for cylinders in crossflow forced convection. **Journal of Heat Transfer**, vol. 117, p. 767-770, 1995.

BORDALO, S. N.; SABOYA, F. E. M. Pressure drop coefficients for elliptic and circular sections in one, two and three-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, vol. 21, n. 4, p. 600-610, 1999.

BRAUER, H. Compact heat exchangers. **Chemical and Process Engineering**, p. 451-460, 1964.

CHILDS, H.; BRUGGER, E.; WHITLOCK, B.; MEREDITH, J.; AHERN, S.; PUGMIRE, D.; BIAGAS, K.; MILLER, M.; HARRISON, C.; WEBER, G. H.; KRISHNAN, H.; FOGAL, T.; SANDERSON, A.; GARTH, C.; WES BETHEL, E.; CAMP, D.; R`UBEL, O.; DURANT, M.; FAVRE, J. M.; NAVR`ATIL, P. Visit: An End-User Tool For Visualizing and Analyzing Very Large Data. **High Performance Visualization-Enabling Extreme-Scale Scientific Insight**, p. 357-372, 2012.

GEUZAINÉ, C.; REMACLE, J.-F. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, vol. 79, p. 1309-1331, 2009.

Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão. Paranaguá, PR, v.4, n.2, abril de 2019.

GRIMISON, E. D. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers**, vol. 59, p. 583-594, 1937.

HEDLUND, A. **Evaluation of RANS turbulence models for the simulation of channel flow**. 2014. 26f. Independent thesis Advanced level (degree of Master) - Department of Engineering Sciences, Uppsala University, Uppsala, Sweden, 2014.

KHAN, W. A.; CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M. M. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 49, p. 4831-4838, 2006.

KANG, S.; IACCARINO, G. Computation of turbulent Prandtl number for mixed convection around a heated cylinder. **Annual Research Briefs**, 2010.

KUNDU, B.; MAITI, B.; DAS, P. K. Performance Analysis of Plate Fins Circumscribing Elliptic Tubes. **Heat Transfer Engineering**, vol. 27, n.3, p. 86-94, 2006.

MAINARDES, R. L. S. **Otimização de Trocadores de Calor de Tubos Aletados Circulares e Elípticos em Regime Turbulento**. 2007. 152 fls. Tese (Doutorado em Energia e Ciências Térmicas), PIPE-UFPR, Curitiba, 2007.

MATOS, R. S.; VARGAS, J. V. C.; LAURSEN, T. A.; SABOYA, F. E. M. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 20, p. 3953-3961, 2001.

MATOS, R. S. **Otimização e Comparação de Desempenho de Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos não Aletados**. 2003. 224 fls. Tese (Doutorado em Energia e Ciências Térmicas), PIPE-UFPR, Curitiba, 2003.

MATOS, R. S.; LAURSEN, T. A.; VARGAS, J. V. C.; BEJAN, A. Three-Dimensional Optimization of Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 43, p. 477-487, 2004.

Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão. Paranaguá, PR, v.4, n.2, abril de 2019.

MENTER, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, **AIAA Journal**, vol. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.

OpenFOAM, The OpenFOAM Foundation. www.openfoam.org, 2013. Ltd. OpenCFD. OpenFOAM - User guide- Version 2.1.0, 2011.

ROACHE, P. J. Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. **Journal of Fluids Engineering**, vol. 116, p. 405-413, 1994.

ROCHA, L. A. O.; SABOYA, F. E. M.; VARGAS, J. V. C. A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 18, p. 247-252, 1997.

SALIM, M. S.; CHEAH, S.C. Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows. In: MULTICONFERENCE OF ENGINEERS AND COMPUTER SCIENTISTS, 2009, Hong Kong. Proceedings, vol II...Hong Kong: IMECS, 2009.

SCHULEMBERG, F. Finned elliptical tubes and their applications in air-cooled heat exchangers. **Journal of Engineering for Industry**, vol. 88, p. 179-190, 1966.

STANESCU, G.; FOWLER, A. J.; BEJAN, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, p. 311-317, 1996.

ŽUKAUSKAS, A. Heat Transfer from Tubes in Crossflow. **Advances in Heat Transfer**, vol. 8, p. 93-160, 1972.

Edição especial - 8º MCSul - Conferência Sul em Modelagem Computacional e VIII SEMENGO - Seminário e Workshop em Engenharia Oceânica.

Enviado em: 05 fev. 2019

Aceito em: 05 fev. 2019

Editores responsáveis: João Paulo Silva Lima / Liércio André Isoldi / Mateus das Neves Gomes

Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão. Paranaguá, PR, v.4, n.2, abril de 2019.