



“EU, A INDÚSTRIA E O MUNDO”
08 a 11 de novembro de 2016 no campus Viçosa da UFV
Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica – DEP
Universidade Federal de Viçosa – UFV

Vol. 02 N. 04 (2016) 040–042

doi: <https://doi.org/10.18540/2446941602042016040>
OPEN ACCESS

MODELAGEM E SIMULAÇÃO CFD DE TROCADOR DE CALOR PARA CONDICIONAMENTO DE AR

Luísa Fernanda Martins Ribeiro Giardini, Álvaro Messias Binhonha Tibiriça
Universidade Federal de Viçosa, Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Ph. Rolfs s/n – 36570-000 – Viçosa – MG
luisa.giardini@ufv.br, alvaro.tibirica@ufv.br

1. INTRODUÇÃO

Em trocadores de calor, o lado do ar representa uma resistência de troca de calor de 85%. Como resultado, para melhorar o desempenho térmico e reduzir o tamanho e o peso, são acrescentadas aletas (superfícies, normalmente metálicas, com alto coeficiente de condução) para aumentar a superfície de contato (Bhuiyan *et al.*, 2012). Principal componente em sistemas de ar condicionado, trocadores de calor do tipo tubo aletado são representantes de trocadores de calor compacto devido a sua elevada capacidade de troca de calor (Dogan *et al.*, 2015). A transferência de calor ocorre por meio de um escoamento cruzado sobre bancos de tubos. Em tais equipamentos, um fluido moverá dentro dos tubos enquanto o outro (ar no caso de um sistema de ar condicionado) se move perpendicularmente aos tubos, direcionado por aletas (Çengel *et al.*, 2012).

A construção civil responde por um terço proporção de todo o consumo de energia na sociedade. Mais da metade desse consumo de energia provém de aquecimento, ventilação e sistemas de ar condicionado. Dessa forma, com o intuito de aumentar a eficiência desses sistemas e consequentemente dos trocadores de calor (responsáveis pela transferência de calor), vários estudos são feitos com o intuito de melhorar o desempenho dos trocadores de calor (Dogan *et al.*, 2015; Jiang *et al.*, 2015). O fluxo de ar através de um trocador de calor compacto é complexo. Por isso a previsão teórica de coeficientes de transferência de calor não é facilmente determinada (Wang *et al.*, 1996). Por fornecer flexibilidade da utilização e de uma ampla variedade de condições físicas através de modelos computacionais realistas sem que haja necessidade de construir equipamentos de teste caros ou protótipos, a simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tem contribuído com esses estudos (Yaïci *et al.*, 2014).

2. OBJETIVO

Validar um modelo computacional com base nos dados experimentais obtidos por Wang *et al.* (1996).

3. METODOLOGIA

O trabalho desenvolvido por Wang *et al.* (1996) testou 15 trocadores de calor com diferentes dimensões entre si e para diferentes valores de velocidade. Principais parâmetros para análise em um trocador de calor, transferência de calor e queda de pressão foram obtidas e adimensionadas através do fator j de Colburn e do fator f de atrito, respectivamente. No fim, resultou em correlações dependentes do número de Reynolds (Re_D) e de parâmetros da geometria do trocador de calor (t = espessura da aleta; D = diâmetro do tudo; N = número de tubos; F_p = distância entre aletas) -Eq. (1) e (2).

$$j = 0,394Re_D^{-0,392} \left(\frac{t}{D}\right)^{-0,0449} N^{-0,0897} \left(\frac{Fp}{D}\right)^{-0,212} \quad (1)$$

$$f = 1,039Re_D^{-0,418} \left(\frac{t}{D}\right)^{-0,104} N^{-0,0935} \left(\frac{Fp}{D}\right)^{-0,197} \quad (2)$$

Escolheu-se um trocador dentre os 15 testados por Wang *et al.* (1996) e o modelo computacional por modelagem CFD foi criado a partir das dimensões do mesmo ($N = 4$ tubos; $Fp = 3$ mm; $D = 10,23$ mm; $t = 0,13$ mm; Pt (distância transversal entre tubos) = 25,4 mm; Pl (distância longitudinal entre tubos) = 22 mm; L (tamanho total do trocador) = 88 mm). Aproveitando o fato do trocador de calor possuir simetrias, um modelo 3D simplificado foi criado (Fig. 1).

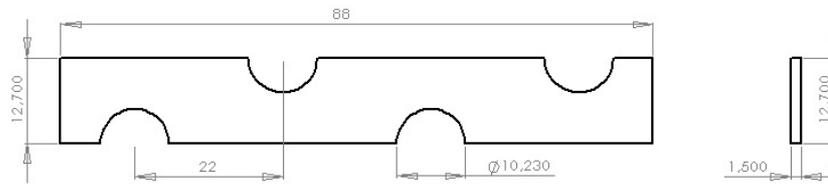


Figura 1 - Geometria criada e respectivas dimensões.

O modelo 3D foi dividido em elementos finitos (malha). Tomou-se o cuidado de obter elementos menores próximos a paredes para que assim os fenômenos de camadas limites fossem capturados. Além disso, um teste de malha foi feito a fim de escolher a que gerasse melhores resultados com a menor exigência computacional.

As condições de contorno foram definidas de acordo com as velocidades testas por Wang *et al.* (1996) e as demais para que se igualasse ao modelo real. *Inlet* para a entrada, *wall* para tubos e aleta, *symmetry* para laterais e no plano médio entre duas aletas e *opening* para a saída do ar. E o modelo $k-\omega$ de turbulência foi adotado, pois é o que consegue captar os fenômenos das camadas limites em conjunto com a malha criada.

As equações utilizadas para comparação às correlações de Wang *et al.* (1996) estão descritas abaixo – Eq. (3), (4) e (5). O comprimento característico utilizado por Wang *et al.* (1996) foi o diâmetro do tubo (D), porém nesse presente trabalho, ele foi substituído pela distância entre as aletas (Fp). Onde utilizou-se o adimensional Prantl (Pr), a condutividade do ar (k), o fluxo de calor (\dot{Q}), temperatura (T), pressão (P), densidade do ar (ρ) e velocidade (v).

$$j = \frac{hFp}{k Re_{Fp} Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (3)$$

$$h = \frac{\dot{Q}}{T_{parede} - T_{entrada}} \quad (4)$$

$$f = \frac{P_{entrada} - P_{saida}}{\frac{1}{2} \rho v^2 4L} \quad (5)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados encontrados estão dispostos na Fig. 2 e Fig. 3. Representam as curvas dos dados obtidos experimentalmente (Wang *et al.*, 1996) e os dados obtidos pelo modelo computacional gerado por esse trabalho para cinco valores de *Reynolds*.

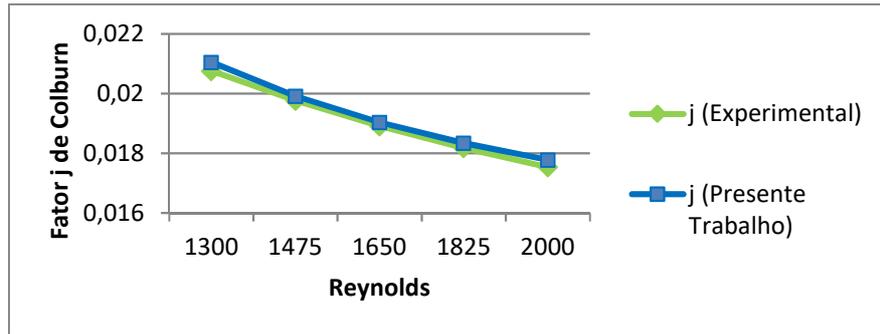


Figura 2 - Fator j de Colburn em função do número de Reynolds dos dados experimentais e do modelo computacional obtido.

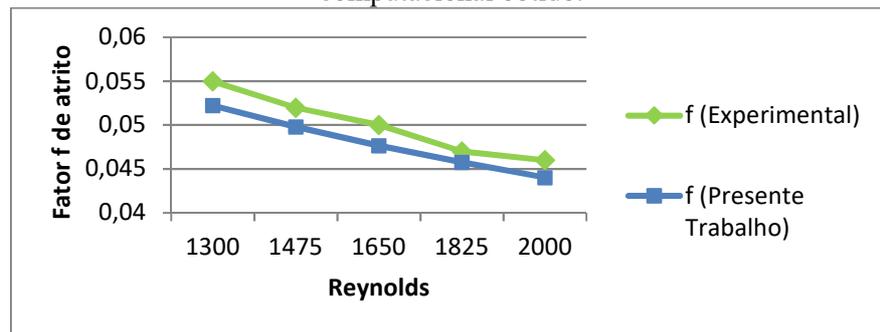


Figura 3 - Fator f de atrito em função do número de Reynolds dos dados experimentais e do modelo computacional obtido.

O fator j de Colburn e o fator f de atrito decrescem com o aumento do número de Reynolds, mesmo a transferência de calor e a queda de pressão aumentando. Isso se deve ao fato dos adimensionais serem inversamente proporcionais à velocidade. Os valores do fator j de Colburn obtido pelo modelo computacional aproximaram dos dados experimentais em uma faixa menor que 1,4% e os dados do fator f de atrito do modelo computacional aproximaram dos dados experimentais em uma faixa menor que 5,05%.

5. CONCLUSÃO

O presente trabalho aproximou os resultados em valores inferiores a 5,05% dos resultados experimentais obtidos por Wang *et al.* (1996). Dessa forma, conclui-se que o modelo computacional obtido pode ser utilizado para representar a realidade e com isso para futuras pesquisas.

REFERÊNCIAS

- BHUIYAN, A. A.; AMIN, M, R.; ISLAM, A.K.M.S. “Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime”. Applied Thermal Engineering. p. 445-454, 2013.
- ÇENGEL, Y.A; GHAJAR, A.J. “Transferência de Calor e massa: uma abordagem prática”. Porto Alegre: AMGH, 4 ed., 2012.
- DOGAN, B; ALTUN, O; UGURLUBILEK, N; TOSUN, M; SARIÇAY, T.; ERBAY, L.B. “An experimental comparison of two multi-louvered fin heat exchangers with different numbers of fin rows”. Applied Thermal Engineering. p. 270–278, 2015.
- WANG, C.; CHANG, Y.; HSIEH Y.; LIN, Y. “Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins”. International Journal of Refrigeration 19, p.223–230, 1996.
- YAÏCI, W; GHORAB, M; GHORAB, E.; “3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers”. International Journal of Heat and Mass Transfer 74, p. 490–500, 2014.