

9º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



9º CONGRESSO
Brasileiro de **P&D** em
PETRÓLEO E GÁS

Maceió, AL
de 09 a 11 de novembro
2017

Realização:



ABPG
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE P&D EM
PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBOS
ALETADOS

AUTORES:

Gabriel Rodrigues de Oliveira Anunciação, Filipe Saraiva de Sá Silva, Ricardo de Andrade
Medronho, Tânia Suaiden Klein

INSTITUIÇÃO:

Departamento de Engenharia Química, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 8º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 9º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás-ABPG, no período de 09 a 11 de novembro de 2017, em Maceió/AL. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 9ºPDPETRO.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBOS ALETADOS

Abstract

Air-cooler type heat exchangers are widely used in the petroleum industry because of their low environmental impact and the good heat exchange they promote. Also known as air chillers, air-coolers systems consist of a bundle of finned tubes through which the process fluid to be cooled flows. In these devices, air passes in cross flow, forced with the aid of fans. In order to improve air-cooler design techniques, numerical simulation tools, such as Computational Fluid Dynamics (CFD), are very useful to understand the physical phenomena that occurs during flow. On the other hand, a numerical simulation of a bundle of finned tubes demands a great computational effort. Therefore, this work aims to study simplifications in the boundary conditions to be specified in a CFD simulation of a single finned tube, belonging to a bundle of tubes of an air-cooler, in order to reduce the computational cost of the numerical simulations. Thus, two air-coolers were designed using the HTRI Xchanger Suite 6.0 program, with different fin frequencies - 100 and 200 fins per meter. A centre tube of each air-cooler was then simulated with CFD. Three boundary conditions were defined: linear profile of temperature on the external surface, provided by HTRI simulation; linear profile of temperature in the inner surfaces of the tubes, taking into account heat conduction in tubes and fins; and complete simulation, including the flow inside the tubes. Two turbulence models, $k-\epsilon$ and SST, have been tested and the first one presented better computational / benefit cost and has thus been chosen to conduct all simulations. The proposed simplifications in the boundary conditions in order to reduce computational efforts have shown questionable. The outlet temperatures predicted by the complete flow simulations were significantly closer to those predicted by the HTRI than the simplified cases. A comparison of the heat transfer coefficient and temperature profiles in the fins from the HTRI, CFD simulations and empirical / theoretical correlations has showed that the results are consistent and within expected orders of magnitude.

Introdução

Trocadores de calor são dispositivos largamente utilizados em engenharia na intenção de promover o aquecimento ou resfriamento de fluidos, o condicionamento de ar, a geração de energia, o refino do petróleo e o processamento de gás natural (INCROPERA et al., 2013). Geralmente classificados levando em consideração as configurações do seu escoamento e do seu tipo de construção, o trocador tipo *air-cooler* consiste no resfriamento de um fluido que escoar num feixe de tubos aletados utilizando-se de ar proveniente de uma convecção forçada ou natural (BEJAN, 1996).

O fator limitante em projetos e cálculos de desempenho de trocadores de calor é o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Muito comumente, programas comerciais, como o HTRI Xchanger Suite[®] da Heat Transfer Research, Inc., são utilizados. Porém estes programas fornecem apenas perfis médios ao longo do trocador e não permitem uma análise detalhada do escoamento ao longo do mesmo (HUANG, 2006).

A Fluidodinâmica Computacional (CFD) é uma ferramenta que permite análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e de massa, além de possíveis fenômenos relacionados, para prever detalhadamente o comportamento de dado sistema através da resolução numérica das equações de transporte. Entretanto, devido à complexa estrutura formada pelo feixe de tubos aletados, poucos trabalhos envolvendo a simulação de *air-coolers* com CFD são encontrados na literatura. Espera-se, contudo, que esta ferramenta computacional possa contrinuir para melhor compreensão do escoamento do ar, externo ao feixe de tubos aletados, e com isso, melhorar correlações para cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

Dessa forma, o objetivo deste trabalho é validar simulações com CFD para utilização futura desta ferramenta no projeto e previsão de desempenho de trocadores de calor do tipo *air-cooler*. Para isso, o

escoamento cruzado de ar por um tubo aletado, integrante de uma fileira de tubos em um trocador de calor do tipo *air-cooler*, é simulado com diferentes condições de contorno para a superfície do sistema tubo-aletas através de CFD e os resultados são comparados com simulações feitas no *software* HTRI *Xchanger Suite 6.0*. De modo a embasar a comparação dos resultados obtidos com HTRI e CFD, cálculo dos coeficientes de transferência de calor e perfis de temperaturas são também comparados com correlações disponíveis na literatura.

Metodologia

Para esse trabalho, escolheu-se como base um trocador de calor do tipo *air-cooler* com o objetivo de estudar a troca térmica promovida pelo ar quando água escoar no interior dos tubos aletados. De modo a facilitar a comparação com modelos teóricos da literatura, que consideram temperatura da parede constante, a vazão mássica dos fluidos ar e água foi determinada de modo a gerar uma pequena variação da temperatura da água, tornando razoável considerar as temperaturas nas paredes interna e externa do tubo como aproximadamente constantes.

Inicialmente, foram efetuadas simulações utilizando o *software* HTRI *Xchanger Suite 6.0* para gerar um *air-cooler* visando validar os dados gerados pelo CFD através do pacote comercial ANSYS 15.0. Devido à restrição do tamanho da malha, foram projetados em HTRI dois *air-coolers* com apenas 1 fileira de 12 tubos aletados, com frequências de 100 e 200 aletas por metro, de modo a se reproduzir em CFD apenas um dos tubos centrais de cada fileira de tubos.

Como o foco deste trabalho é validar a simulação com CFD, deseja-se observar uma variação significativa de temperatura no ar, mas o que ocorre com o fluido de processo, que passa nos tubos, não é relevante, diferentemente de um serviço típico de *air-cooler* em que o objetivo é reduzir a temperatura do fluido de processo. Dessa forma, conforme dito acima, o serviço térmico consistiu em ter uma redução bem pequena na temperatura do fluido interno de modo a obter uma temperatura aproximadamente constante nas suas paredes interna e externa.

Assim, o serviço térmico dos *air-coolers* projetados consistiu em trocar calor entre 14kg/s de água pressurizada a 100°C com ar, inicialmente a 27°C. Para uma redução bem pequena de temperatura no lado da água no trocador projetado, o ventilador deveria fornecer ar a 7m/s, o que é acima das velocidades de projeto recomendadas, porém, para o presente estudo, ainda válido. Foi utilizado apenas um ventilador de diâmetro 0,71 m. As demais especificações para projeto dos *air-coolers* encontram-se resumidas na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros do HTRI.

Parâmetros geométricos do <i>air-cooler</i>	Tamanho (mm)
Bocais de entrada e saída de fluido	102,3
Comprimento do feixe de tubos	800
Passo Transversal	63,5
Diâmetro externo	25,4
Espessura do tubo	1,65
Altura da aleta	15,9
Espessura da aleta	0,4
Folga entre aletas	6,3

Os parâmetros de diâmetro externo, altura da aleta, folga entre aletas e passo transversal seguem as normas especificadas pela API 661 e pela ISSO 13706. Já o comprimento do feixe de tubos foi

escolhido de modo a proporcionar uma geometria pequena com uma razão área do ventilador/área da célula relativamente alta para melhorar a eficiência de troca térmica.

A simulação em CFD foi dividida em três etapas para cada frequência de aleta, aumentando gradativamente o grau de complexidade da simulação e se aproximando do caso real. São elas:

- Caso 1: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Externa - Neste primeiro caso, foi aplicado um perfil de temperatura nas paredes externas – do tubo e da aleta – ao longo do comprimento do tubo com base nas temperaturas de entrada e saída da água fornecidas pelo HTRI.
- Caso 2: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Interna - Para o segundo caso, foi implementado o mesmo perfil de temperatura com base nas temperaturas obtidas no HTRI, porém dessa vez na parede interna do tubo.
- Caso 3: Água escoando no Interior do Tubo - Por fim, a última simulação contou com o escoamento de água no interior do tubo, sendo especificada somente a sua temperatura de entrada.

Tendo como base o desenho original fornecido pelo HTRI do trocador de calor tipo *air-cooler*, foi utilizado o programa *Design Modeler* do pacote ANSYS 15.0 para construir a geometria a ser utilizada. Para isso, assumiu-se que o espaço simulado para o ar deveria ter comprimento horizontal equivalente ao passo transversal escolhido, de modo que o tubo ficasse centralizado no domínio do problema, conforme ilustrado na Figura 1.

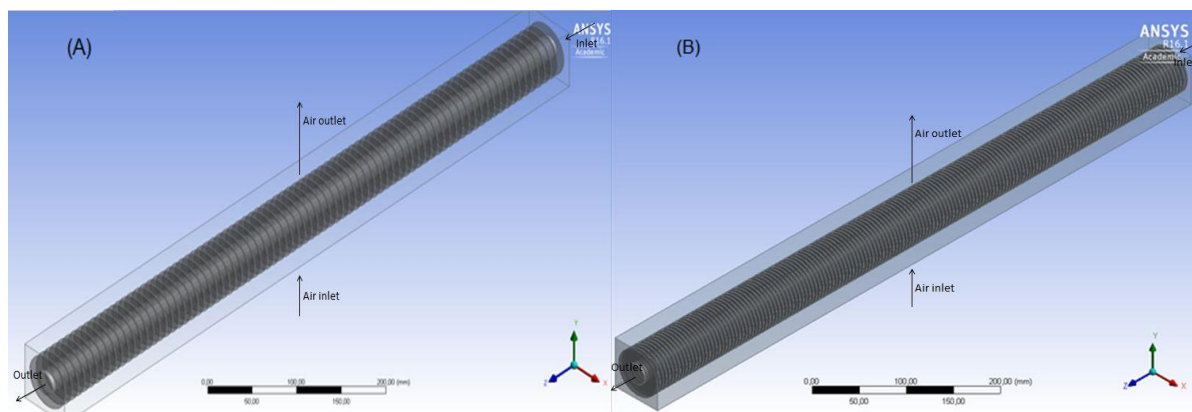


Figura 1. Domínio computacional. Tubos com (A) 100 e (B) 200 aletas por metro.

A malha computacional foi elaborada no ANSYS Meshing 15.0. Um teste de malha foi realizado com a malha do Caso 1 para ambas as frequências de aletas para garantir a independência dos resultados com relação à malha.

As simulações foram então realizadas no ANSYS CFX-Pre 15.0. Foram especificadas as condições de entrada de acordo com o serviço térmico a ser realizado e, nas laterais do domínio, foi utilizada a condição de simetria, por se tratar de um tubo central do feixe de tubos (testes confirmaram que esta condição de contorno retornava resultados similares se a condição de não aderência – *free slip* – fosse utilizada nas laterais). Utilizou-se um esquema de advecção de segunda ordem (*High Resolution* do CFX) e as simulações foram consideradas convergidas quando os resíduos RMS atingiram 10^{-7} .

Para identificar qual modelo de turbulência seria mais adequado ao experimento, avaliou-se, para o Caso 1 com as duas malhas, as temperaturas de saída obtidas e os valores de y^+ para os modelos $k-\epsilon$ (JONES e LAUNDER, 1972; LAUNDER e SPALDING, 1974) e SST (MENTER, 1994). Os valores finais das temperaturas estão apresentados na Tabela 2, onde pode-se ver que as simulações com o modelo $k-\epsilon$ retornam resultados mais próximos aos do HTRI. Juntamente com isso, observou-se que foi possível manter um y^+ próximo de 30 para a malha do $k-\epsilon$, tornando o resultado do mesmo

coerente. O y^+ obtido com a malha para o SST apresentou y^+ menor que 5, como desejado, porém um número muito maior de elementos que não se justificou por melhores resultados.

Tabela 2 - Teste de malhas com diferentes modelos de turbulência.

Programa	Frequência	Modelo	Temperatura de saída do ar (K)
HTRI	100	-	303.89
CFD	100	k-ε	305.72
	100	SST	308.64
HTRI	200	-	306.25
CFD	200	k-ε	308.28
	200	SST	321.13

A avaliação dos resultados se deu por comparação das temperaturas de saída obtidas pelos Casos 1, 2 e 3 com as simulações de CFD e aquelas obtidas no HTRI. Comparou-se também os coeficientes de transferência de calor obtidos de maneira teórica (por correlações empíricas) com aquelas fornecidas pelo HTRI e por CFD. Para os cálculos teóricos foram utilizadas a correlação de Hilpert (1933) como apresentada por Incropera et al. (2013), descrita pela Eq. 1, para escoamento externo em cilindros lisos, considerando ambos os diâmetros do tubo externo (D_1) e externo da aleta (D_2). Para o escoamento interno, foi utilizada a correlação de Dittus-Boetler (WINTERTON, 1998), também apresentada por Incropera et al. (2013), definida na Eq. 2.

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D}{k} = CRe_D^m Pr^{1/3} \quad \text{Eq.1}$$

$$Nu_D = 0,023Re_D^{4/5} Pr^n \quad \text{Eq.2}$$

Nessas equações, h é o coeficiente de transferência de calor, D é o diâmetro, k é a condutividade térmica, ρ é a densidade volumétrica, ν é a viscosidade cinemática, μ é viscosidade dinâmica e C_p é o calor específico. C e m são valores tabelados que dependem do número de Reynolds com base no diâmetro externo (aqui utilizou-se $C = 0,193$ e $m = 0,618$), enquanto n é igual 0,3 para resfriamento.

Resultados e Discussão

A Tabela 4 fornece os resultados das temperaturas de saída de ar, as diferenças entre as respectivas saídas e entradas (ΔT) e o erro percentual do ΔT quando comparado com a resposta do HTRI.

Tabela 3 - Diferenças de Temperatura e Erros em relação ao HTRI.

	Casos	Temperatura de Entrada do ar (K)	Temperatura de Saída do Ar (K)	ΔT (K)	Erro (%)
Frequência 100	HTRI	300.15	303.89	3.74	-
	Caso 1	300.15	305.72	5.57	48.93
	Caso 2	300.15	305.18	5.03	34.49
	Caso 3	300.15	304.82	4.67	24.87
Frequência 200	HTRI	300.15	306.25	6.10	-
	Caso 1	300.15	308.28	8.13	33.28
	Caso 2	300.15	307.12	6.97	14.26
	Caso 3	300.15	306.59	6.44	5.57

Caso 1: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Externa, Caso 2: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Interna, Caso 3: Água escoando no Interior do Tubo

É possível observar que os resultados apresentados pela Tabela 3 indicam que o aumento do número de aletas proporcionou um aumento na troca térmica, o que é esperado uma vez que as frequências utilizadas são relativamente baixas. Deve-se notar também que, em comparação ao HTRI, os resultados obtidos com CFD apresentaram discrepâncias relativamente altas, mas essas são amenizadas do Caso 1 ao 3 e de 100 para 200 aletas por metro. Dessa forma, neste estudo, conclui-se que as simplificações nas condições de contorno da parede dos tubos mostraram afetar o resultado final de forma significativa, porém resultados bastante plausíveis foram encontrados no Caso 3 (simulação completa do sistema). Além disso, pode-se concluir que as simulações em CFD retornaram valores mais próximos aos do HTRI quando uma maior turbulência (maior frequência de aletas) foi promovida. Deve-se levar em consideração nesses resultados que o ΔT que se deseja reproduzir é muito pequeno e isso também pode ser uma fonte dos erros obtidos. Maiores investigações são necessárias e isto é reservado para estudos futuros.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção fornecidos pelo HTRI obtidos pelas correlações empíricas (com as propriedades físicas fornecidas pelo HTRI), pelo HTRI e por CFD encontram-se resumidos na Tabela 4.

Tabela 4 - Coeficientes de transferência de calor.

Fluido	Frequência (aletas/m)	h (W/m ² K) HTRI	Diâmetro utilizado nas correlações	h (W/m ² K) correlações	h (W/m ² K) CFD		
					Caso 1	Caso 2	Caso 3
Ar	100	64.1	externo do tubo	56.9	72.5	72.8	72.5
			externo da aleta	41.7			
	200	59.5	externo do tubo	56.9	65.0	65.1	65.1
			externo da aleta	41.7			
Água	100	17118	interno do tubo	16629	-	-	14191
	200	17073	interno do tubo	16648	-	-	14191

Caso 1: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Externa, Caso 2: Perfil Linear de Temperaturas na Parede Interna, Caso 3: Água escoando no Interior do Tubo

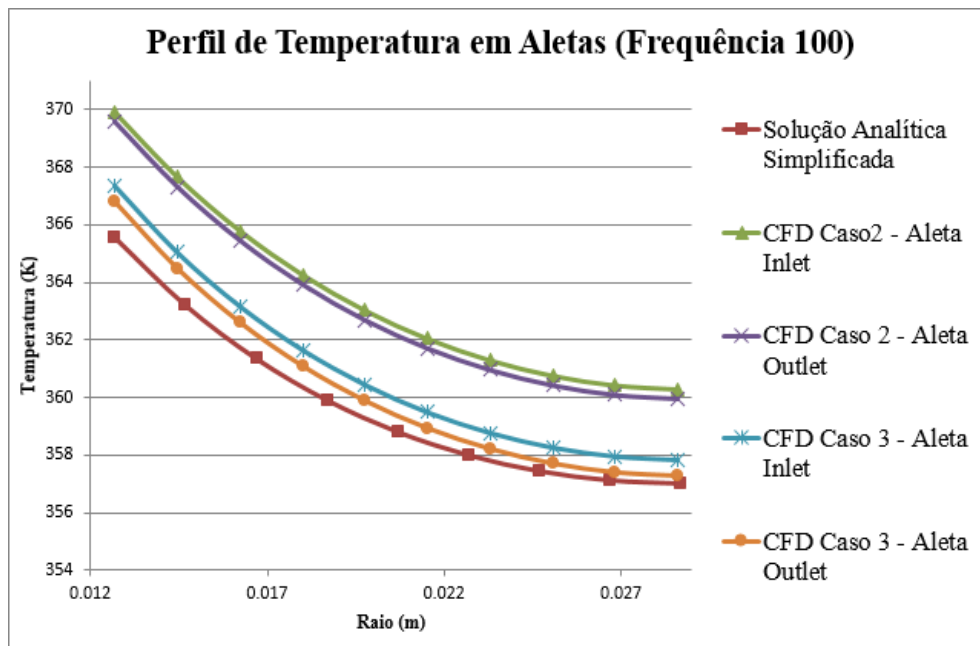
Analisando a Tabela 4, pode-se concluir que a correlação empírica de Hilpert (1933), para tubos lisos, fornece valores mais próximos ao do HTRI, quando se utiliza o diâmetro externo do tubo. É coerente que os valores encontrados por esta correlação sejam menores que aqueles fornecidos pelo HTRI, pois a presença das aletas aumenta o coeficiente de transferência de calor. De qualquer forma, pode-se observar que quando se aumenta a frequência das aletas, o coeficiente de transferência de calor diminui, porém, a área total de troca térmica aumenta muito e as correlações empíricas não captam essa variação, pois são para tubos lisos e não variam, portanto, com a frequência das aletas. Em CFD, os coeficientes se mostraram maiores do que aqueles esperados, coerentemente com a previsão de maior troca térmica (maiores temperaturas de saída do ar – Tabela 3). Pode-se notar, no entanto, que todos os valores previstos estão dentro das ordens de grandeza esperadas.

Ainda com relação à Tabela 4, mas avaliando os coeficientes de transferência de calor na água, pode-se observar que a correlação empírica utilizada, apesar de simples e não levar em consideração o fator de atrito no tubo, retorna valores com discrepância menor que 5% em relação aos dados do HTRI. Já os coeficientes resultantes da simulação com CFD, estes retornaram valores aproximadamente 17% menor que os previstos pelo HTRI. De qualquer forma, vale notar que todos estão na mesma ordem de grandeza e que, devido aos coeficientes de transferência de calor no ar serem muito menores, estes são os que regem o coeficiente global de transferência de calor.

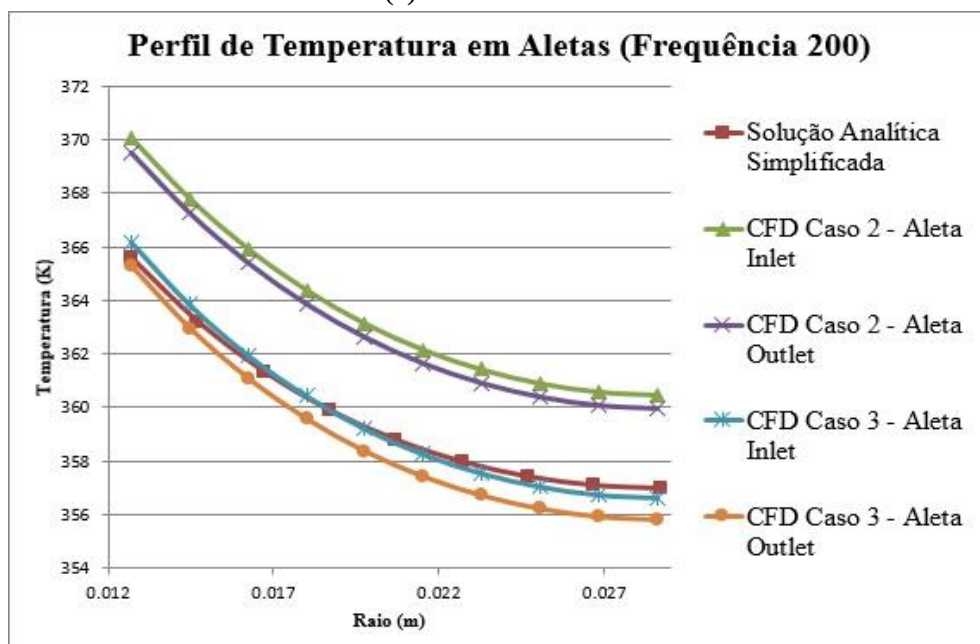
Por fim, traçou-se o perfil de temperatura nas aletas previsto pela simulação CFD para os Casos 2 e 3 (que são os casos que levaram em consideração condução nas aletas). Os perfis obtidos foram comparados com o perfil analítico, que pode ser obtido para condução unidimensional na direção

radial da aleta e extremidades adiabáticas, com correção para levar em consideração a convecção nas mesmas (INCROPERA et al., 2013). Para cálculo desses perfis analíticos, utilizou-se os coeficientes de transferência de calor obtidos pelas correlações empíricas e as propriedades físicas fornecidas pelo HTRI.

Em tese, de acordo com as considerações feitas, o perfil das aletas não deveria variar na direção axial dos tubos. De modo a inferir isso nas simulações CFD, avaliou-se os perfis de temperatura na primeira e na última aleta do tubo para ambas as frequências de aletas. Estes perfis estão apresentados na Figura 2.



(a) 100 aletas/metro



(b) 200 aletas/metro

Figura 2. Perfis de Temperatura em Aletas

Pode-se observar que realmente os perfis da primeira e última aletas são muito próximos, justificando as hipóteses feitas e que os perfis de temperatura nas aletas obtidos com CFD representam muito bem

aquele esperado pela base teórica. Contudo, mais uma vez, nota-se que, simulando o escoamento interno (Caso 3), os perfis de temperatura ficam mais próximos dos perfis analíticos.

Conclusões

Neste trabalho foi realizada a validação de uma simulação de tubos aletados em CFD a partir de resultados obtidos pelo programa HTRI para um trocador de calor do tipo *air-cooler*. Duas frequências de aletas foram avaliadas e três diferentes condições de contorno/interface para a parede do tubo foram estudadas, visando analisar o comportamento do fluido externo, ar.

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ mostrou-se mais conveniente na presente aplicação e foi, portanto, utilizado.

Neste trabalho, obteve-se que apenas simulando o sistema completo (Caso 3) chega-se a dados de temperatura de saída do ar e coeficientes de transferência de calor próximos aos calculados pelo programa HTRI. Dessa forma, as simplificações propostas pelos Casos 1 e 2, apesar de retornarem valores na ordem de grandeza esperada, se mostraram mais distantes dos dados esperados.

Mostrou-se que os coeficientes de calor obtidos com CFD são consistentes, em termos de ordem de grandeza, com os previstos pelo programa HTRI e por correlações empíricas amplamente utilizadas, validando a metodologia utilizada.

Os perfis de temperatura na aleta obtidos com CFD também se mostraram coerentes com os perfis obtidos por soluções analíticas simplificadas, confirmando a validação das simulações realizadas e confirmando que o Caso 3 (mais completo, que simulou os escoamentos interno e externo) apresenta os resultados mais próximos dos esperados.

Referências Bibliográficas

BEJAN, A. Transferência de Calor. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1996.

HUANG, L., HTRI Design Manual, Texas, *Heat Transfer Research, Inc.*, 2006.

HILPERT, R., Forsch. Geb. Ingenieurwes., v. 4, p. 215-224, 1933.

INCROPERA, F., DEWITT, D., BERGMAN, T., LAVINE, A., Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 6ª ed. Danvers, LTC, 2013.

JONES, W. P., LAUNDER, B. E., The prediction of laminarization with a two equation model of turbulence. Int. J. Heat Mass Transfer, v. 15 (2), p. 301–314, 1972.

LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B., The numerical computation of turbulent flows. Comput. Methods Appl. Mech. Eng., v. 3 (2), p. 269–289, 1974.

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

WINTERTON, R. H. S., Int. J. Heat Mass Transfer, v. 41, p. 809, 1998.