

DETERMINAÇÃO COMPUTACIONAL DAS CURVAS DE DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES DE CALOR TUBO-ALETA

João V. L. Hinterholz

Márcio J. E. Demétrio

Christian J. L. Hermes

POLO Labs, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil. Autor para correspondência: marcio.demetrio@polo.ufsc.br

Resumo: O presente trabalho busca desenvolver um método computacional, usando técnicas de CFD, para caracterizar o desempenho termo-hidráulico de trocadores de calor tubo-aleta para aplicações em refrigeração comercial leve. O objetivo por trás do trabalho está em reduzir o número de protótipos e testes experimentais em túnel de vento, de forma a obter, por meio de simulações computacionais, as curvas características de perda de carga e condutância global em função da vazão. Comparativos com dados da literatura clássica mostram que os modelos CFD são capazes de reproduzir o comportamento da superfície de transferência de calor – em termos de fatores de atrito de Fanning (f) e Colburn (j) em função do número de Reynolds – com erros de até 20%. Por outro lado, os modelos CFD para os trocadores completos apresentaram erros na ordem de 20% para a perda de carga e 5% para a taxa de transferência de calor quando comparados com as contrapartidas experimentais. Por fim, a fim de reduzir tempo de preparação e de simulações, versões simplificadas dos modelos CFD foram propostas e comparadas com os modelos completos.

Palavras-chave: Condensadores e Evaporadores, Trocador de calor tubo-aleta, CFD, Fator de atrito de Fanning, Fator j de Colburn.

1. INTRODUÇÃO

Dada a importância dos trocadores de calor no desempenho do ciclo de refrigeração, possíveis melhorias na eficiência deste componente podem influenciar significativamente no desempenho global do sistema, reduzindo as irreversibilidades externas e refletindo numa diminuição do consumo de energia. Dessa forma, os estudos de trocadores de calor tubo aleta se mostram relevantes, visto que são amplamente empregados em refrigeradores destinados a uma ampla faixa de mercado, desde aplicações domésticas até comerciais e de climatização. Estes trocadores são caracterizados por possuírem grandes superfícies de transferência de calor por unidade de volume. São geralmente utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás e, portanto, caracterizado por baixos coeficientes de transferência de calor por convecção. Nestes tipos de trocadores, a grande área de troca de calor tenta compensar o baixo coeficiente de transferência de calor do lado do gás. Muitos autores classificam estes trocadores como compactos. Atualmente, algumas das principais características de trocadores de calor, como as curvas de perda de carga (ΔP) e de condutância (UA) em função da vazão ($\dot{V}$), são obtidas através de testes normalizados em túneis de vento, que são onerosos e demandam tempo. Além disso, tais testes exigem a necessidade de protótipos, o que eleva ainda mais o custo de desenvolvimento do produto.

A fim de reduzir a necessidade de ensaios experimentais, o presente do trabalho tem como objetivo desenvolver um método computacional, usando técnicas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), para caracterizar o desempenho termo-hidráulico de trocadores de calor tubo-aleta para aplicações de refrigeração comercial leve. Nesse sentido, as curvas características são regredidas numericamente de modo a se obter as funções que relacionam os fatores de Fanning f e de Colburn j do trocador de calor com o número de Reynolds do escoamento no núcleo do trocador de calor (Re). Tal abordagem foi empregada por Barbosa et al. (2010), que realizaram um estudo computacional com foco em evaporadores do tipo “no-frost”, tipicamente empregados em refrigeradores domésticos. Além de viabilizar a obtenção das curvas características dos trocadores no-frost, os resultados da simulação mostraram que aproximadamente 40% de toda a troca térmica é realizada no primeiro segmento, correspondente a 20% da área do trocador.

Tais resultados, contudo, estão restritos aos evaporadores estudados, que diferem substancialmente, tanto em geometria como em condições de operação, dos trocadores tipo tubo-aleta empregados em refrigeradores comerciais. Enquanto os primeiros se caracterizam por operar com baixa vazão, baixa compactidade e razão de aspecto elevada, i.e. longo, comprimento na direção longitudinal e área de face reduzida, os trocadores tubo-aleta convencionalmente empregados em sistemas de refrigeração comercial operam com vazões elevadas, alto fator de compactidade e razão de aspecto baixa, i.e. ampla área de face e comprimento reduzido.

Neste contexto, o presente trabalho pretende desenvolver e validar uma abordagem computacional, através de técnicas

de CFD, que possa ser empregada na obtenção das curvas de desempenho termo-hidráulico de trocadores de calor tubo-aleta em condições de refrigeração comercial.

2. TRABALHO EXPERIMENTAL

Qualquer trabalho de simulação computacional requer dados experimentais para a calibração e validação dos modelos. Para a análise fluidodinâmica dos trocadores de calor empregados nesse trabalho, i.e., obtenção das curvas de ΔP em função da vazão ($\dot{V}$), empregou-se um túnel de vento aberto, construído de acordo com as especificações das normas ASHRAE (1987, 2000), conforme Figura 1 (à esquerda). O túnel é composto de diversas seções internas, pontos de medição de pressão e temperatura, é equipado com um ventilador auxiliar de rotação variável (A), um sistema de dampers (B) que atua no controle da vazão do ventilador, uma placa de bocais (C), transdutores de pressão diferencial (D) para o cálculo da vazão volumétrica e telas perfuradas (E) para homogeneização do fluxo de ar antes da seção de teste (F).

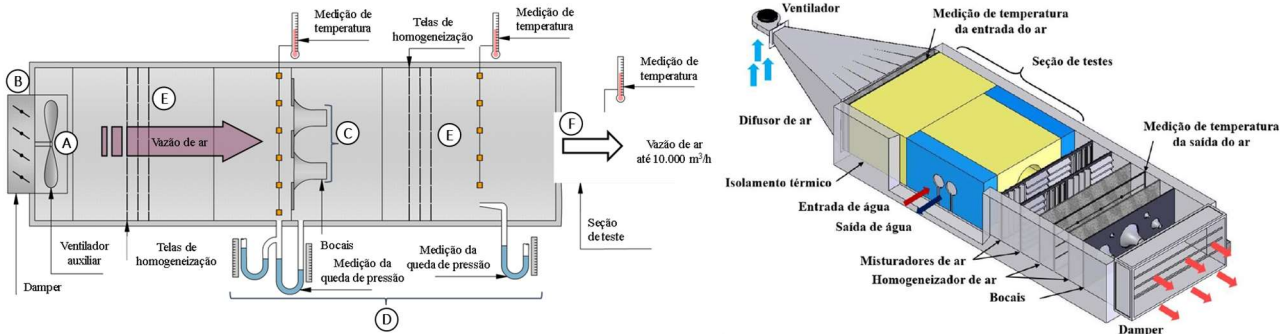


Figura 1 – Túnel de vento aerodinâmico (esquerda) e térmico (direita).

Já para a análise térmica dos trocadores de calor empregados nesse trabalho, i.e., obtenção das curvas de UA em função da vazão ($\dot{V}$), um túnel de vento térmico foi utilizado. Este túnel foi projetado com base nas normas ASHRAE (1987, 1988, 1999) e está apresentado na Figura 1 (à direita). O túnel é composto por dois circuitos: o circuito de ar e o circuito fechado de água (que escoam dentro dos tubos). O circuito de ar é composto basicamente por um ventilador centrífugo, um difusor de ar, a seção de testes e uma placa de bocais para medição da vazão volumétrica. A fim de garantir que o escoamento esteja uniforme na região de testes, onde é instalado o trocador de calor, é utilizada uma tela de feltro logo após o difusor de ar. A seção de teste é composta por um duto convergente a montante do trocador e outro divergente a jusante, para garantir uniformidade no escoamento e evitar by-pass, formação de vórtices e estagnação da corrente de ar que passa pelo trocador. Já o circuito de água é composto por seis componentes: duas bombas de água, o trocador de calor, um filtro de água, um transdutor de vazão mássica e um banho termostático (para manter a temperatura da água constante na entrada do trocador).

Através dos ensaios em túnel de vento, a efetividade do trocador pode ser determinada da seguinte forma:

$$\epsilon = \frac{\frac{1}{2}(Q_w + Q_a)}{C_{min}(T_{w,in} - T_{a,in})} \quad (1)$$

onde C_{min} se refere à mínima taxa de capacidade térmica dentre as duas correntes, i.e., ar e água. O número de unidades de transferência do trocador de calor (N_{tu}) é calculado em função da efetividade e da razão entre as taxas de capacidade mínima e máxima através de correlações clássicas para escoamento cruzado, com o lado do ar não misturado e o lado da água misturado. O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar pode então ser obtido por:

$$\frac{1}{h} = \frac{A_s}{N_{tu}C_{min}} - \frac{A_s}{h_w A_{int}} \quad (2)$$

onde A_s é a área de transferência de calor no lado do ar, incluindo aletas e tubos, h_w é o coeficiente de transferência de calor no lado da água, obtido através da correlação de Dittus-Boelter, e A_{int} é a área de transferência de calor dentro dos tubos. De posse das curvas características, os parâmetros da superfície de transferência de calor, j e f , podem ser determinados a partir das seguintes expressões:

$$f = \frac{A_{min}}{A_s} \frac{\rho}{\rho_{in}} \left[2 \frac{\rho_{in}}{G^2} \Delta P - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

$$j = \frac{h}{G c_p} Pr^{2/3} \quad (4)$$

onde $\sigma = A_{min}/A_{face}$ é a fração de área livre de passagem, e $G = m/A_{min}$ é o fluxo de massa na seção mínima de passagem, empregado na determinação do número de Reynolds no núcleo do trocador de calor,

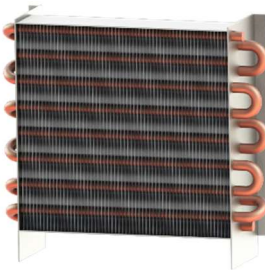
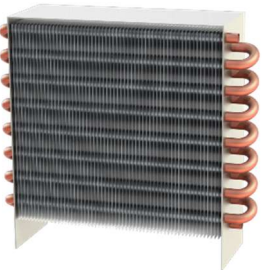
$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (5)$$

onde $D_h = 4A_{min}L/A_s$ é o diâmetro hidráulico do trocador de calor e μ a viscosidade absoluta do ar, calculada através da temperatura média entre a entrada e a saída, $\frac{1}{2}(T_{in} + T_{out})$, assim como a densidade ρ e o calor específico c_p . Diversos testes experimentais com diferentes configurações de trocadores de calor foram executados, como descrito a seguir.

2.1. Trocadores de Calor Analisados

No total três trocadores de calor com características geométricas diferentes foram avaliados. Os principais parâmetros dos trocadores estão reunidos na Tabela 1. Em todos os trocadores, as aletas possuem uma extensão chamada de “colarinho” que tem a função de aumentar a área de transferência de calor com a tubulação do trocador.

Tabela 1 – Parâmetros geométricos dos trocadores

Variável	Unidade	TC01	TC02	TC03
				
Nº Aletas	-	62	71	59
Espessura das Aletas	mm	0,125	0,15	0,125
Largura do Trocador	mm	216	305	216
A_{min}	mm ²	29592	44741	25375
A_s	mm ²	1065096	1550957	1012438
A_{face}	mm ²	43834	79331	43834
L	mm	44	44	44
σ	-	0,675	0,564	0,579
D_h	mm	4,89	5,08	4,41
V	mm ³	1928696	3490542	1928696

O trocador de calor 01 foi testado experimentalmente apenas no túnel de vento aerodinâmico, enquanto os trocadores 02 e 03 foram testados também em um túnel de vento térmico.

3. MÉTODO E RESULTADOS

3.1. Modelo Experimental/Numérico TC01

A partir da versão física do trocador de calor foi possível construir o modelo CAD completo deste trocador. Algumas variações foram estudadas, TC01.A, B, C e D de modo a avaliar a influência da seção transversal do túnel nos resultados. O TC01.A corresponde à seção transversal original do túnel conforme Figura 2 (esquerda). Nas variantes B e C, a seção transversal foi reduzida para 0,8 e 0,4 m, respectivamente, sendo a versão D com seção constante, como mostra a Figura 2 (direita).

Na Figura 2 além das dimensões de cada modelo também estão explicitadas as regiões de cada domínio. A condição de contorno na região de entrada foi de velocidade prescrita. As velocidades utilizadas nas simulações foram calculadas a partir dos dados de vazão volumétrica provenientes dos experimentos. Para a região de saída foi utilizada condição de

pressão estática igual a zero. Nas laterais do túnel foram utilizadas condição de parede, porém para compensar a impedância das paredes foi utilizada condição de escorregamento, ou seja, o atrito das paredes foi negligenciado. Desta forma consegue-se reproduzir o efeito que o ventilador auxiliar promove no experimento. Neste caso também poder-se-ia utilizar condição de simetria nas paredes do túnel.

Foi avaliado o comportamento da perda de carga em função da vazão tanto para o modelo de turbulência *Realizable K-Epsilon* com tratamento de parede *High y^+* , quanto para o caso *Realizable K-Epsilon Two Layer*. Nas regiões próximas a entrada do trocador, nas aletas e tubos e na saída do trocador foram aplicados controle de malha. As propriedades de densidade e viscosidade dinâmicas utilizadas para o ar foram $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1,825 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

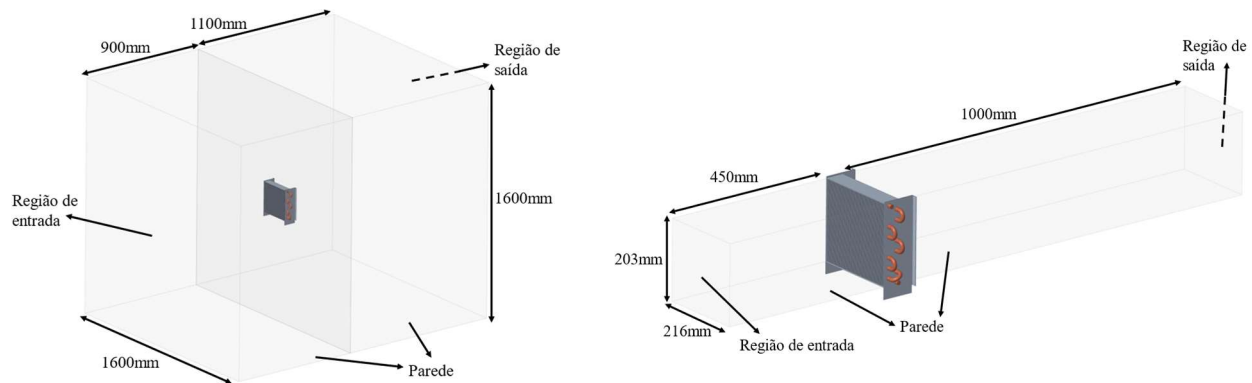


Figura 2 – TC01.A à esquerda e TC01.D à direita.

As simulações CFD foram realizadas com o software comercial Simcenter STAR-CCM+ licenciado para este laboratório. A escolha do modelo de turbulência *K-Epsilon* se deve ao fato deste fornecer um bom compromisso entre robustez, custo computacional e precisão, além de ser um modelo amplamente difundido em aplicações industriais.

A variação *Realizable* foi selecionada em relação a outras variações, como por exemplo a *Standard* por ser mais robusta em capturar escoamentos com estruturas complexas, escoamento envolvendo rotação, camada limite com gradiente de pressão adverso, separação e recirculação. Sabe-se que a camada limite forma-se nas regiões próximas às paredes devido ao escoamento. Nestas regiões é onde encontramos os maiores gradientes e onde ocorrem as maiores taxas de transferência. Por isso, a discretização desta região é de extrema importância. Numericamente o tratamento dessa região é feito através das funções de parede e dependendo do valor de y^+ ($y^+ = y\rho u/\mu$) seleciona-se a função de parede mais apropriada. Na equação anterior, y representa a distância da parede até o centroide do primeiro elemento de malha. Para avaliar esta região, duas funções de parede foram estudadas neste trabalho: *High y^+* e *Two Layer*. A função de parede *High y^+* é usada para valores de $y^+ > 30$, enquanto o modelo *Two Layer* é usado para valores no qual $1 > y^+ > 30$. Ou seja, o modelo *Two Layer* pode ser usado para situações em que temos uma combinação com malhas refinadas e malhas mais grosseiras.

Os resultados das simulações para o TC01 estão apresentados na Figura 3. Verificou-se que a redução de seção para o modelo completo B não teve impacto sobre a perda de carga. Porém para o modelo C observa-se uma leve diferença em relação aos modelos A e B, ou seja, isso sugere que a partir de um tamanho mínimo, a seção transversal de escoamento do domínio que conduz o ar ao trocador começa a influenciar nos resultados.

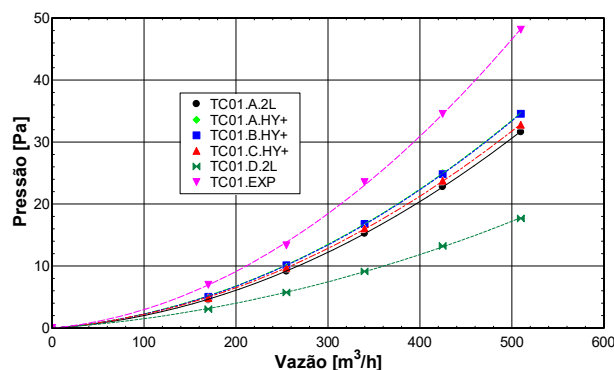


Figura 3 – Análise comparativa entre modelo experimental e versões de simulação do trocador TC01.

É possível observar que há diferença entre as duas simulações do modelo completo TC01.A, pois a versão com modelo de turbulência/parede *Realizable K-Epsilon High y^+* apresentou resultados melhores do que o *Realizable K-Epsilon Two Layer*. Por fim, quando se confrontam os casos TC01.A e TC01.D (considerando ambos com modelo de turbulência/parede *Realizable K-Epsilon Two Layer*), percebe-se que o modelo TC01.A leva a uma maior perda de carga como já esperado devido aos efeitos de contração e expansão do escoamento.

3.2. Modelo Experimental/Numérico TC02

Para o Trocador 02, nas simulações computacionais foi utilizado o modelo de turbulência *Realizable K-Epsilon* e tratamento de parede *High y+*. Inicialmente foi construída a versão completa TC02.A conforme dimensões do túnel de vento (semelhante ao modelo TC01.A). A partir dos dados levantados é possível comparar os resultados por meio do gráfico da Figura 4. Percebe-se que o modelo de simulação é capaz de reproduzir com boa aproximação os resultados experimentais, com erro variando de 5 a 17%.

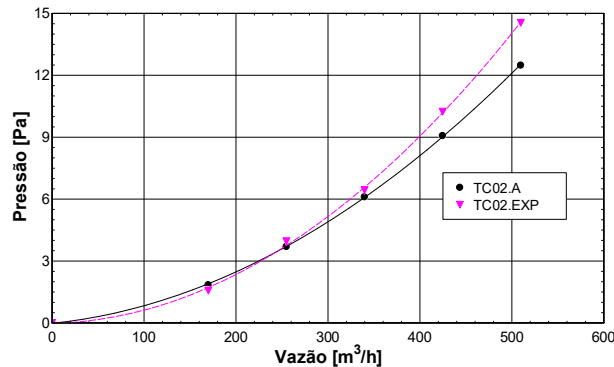


Figura 4 – Comparação entre modelo TC02.A e análise experimental em túnel de vento aerodinâmico.

Versões simplificadas também foram analisadas buscando reproduzir o efeito da região de contração e expansão devido ao formato do túnel conforme Figura 5 (esquerda). Para isso, foram avaliadas seções de entrada com seções retangulares diversas (modelos TC02.B, TC02.C e TC02.D). Além disso, ainda dentro do estudo fluidodinâmico foram avaliadas as configurações com seção constante TC02.E (modelo completo) e TC02.F (versão simplificada), conforme apresentado na Figura 5 (direita). A seção transversal dos fluidos pré- e pós-trocador do modelo TC02.F é a mesma seção do domínio fluido simplificado na região da aleta e seus comprimentos são os mesmos utilizados para os modelos TC02.B, C e D.

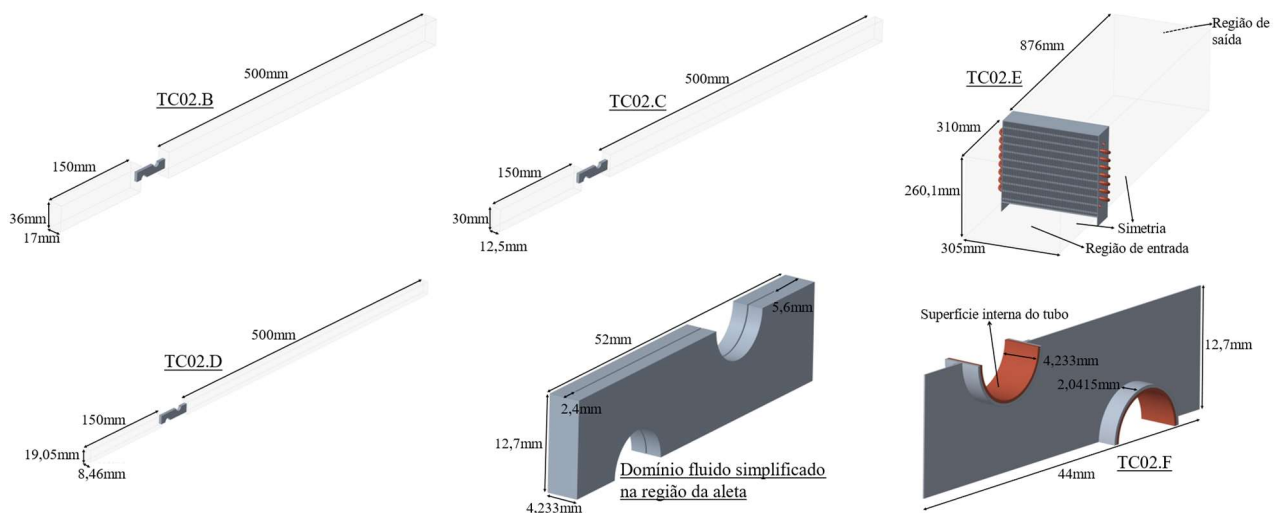


Figura 5 – Modelos TC02.B, TC02.C, TC02.D (esquerda) e versões TC02.E e TC02.F (direita).

A análise dos resultados dos modelos simplificados com seção variável permite concluir que diferentes seções de entrada levam a comportamentos distintos de perda de carga devido ao efeito de contração e expansão do escoamento quando atinge a região do trocador/aleta. O modelo TC02.D (com área de seção menor) é aquele que mais se aproxima da versão de simulação completa TC02.A (para vazão de 170 m³/h o resultado do modelo TC02.D foi 12,1% maior que a versão TC02.A, enquanto para 510 m³/h a diferença foi de 9,2%).

Na sequência, pode-se verificar através da Figura 6 que quando não há alteração da seção do escoamento, a versão simplificada TC02.F consegue reproduzir com elevada semelhança o comportamento experimental. Além disso, ambos modelos computacionais têm certa capacidade de reproduzir o comportamento real (comparação com teste experimental com seção constante), principalmente para vazões mais baixas. Portanto, para dada aplicação com seção constante ao longo de todo o domínio, o modelo simplificado TC02.F é capaz de reproduzir o fenômeno com erro máximo de 10%. É possível concluir da avaliação do gráfico do Fator de Fanning da Figura 6 (direita) que o modelo simplificado TC02.F consegue reproduzir com boa aproximação os dados experimentais até mesmo melhor que o modelo com seção constante (TC02.E). Essa diferença nos resultados entre os modelos TC02.E e TC02.F pode estar associada devido ao fato do

modelo F ser menor e poder-se trabalhar com um refino de malha maior. O fator de atrito de Fanning para o modelo E em relação aos dados experimentais fica em torno de no máximo 25%.

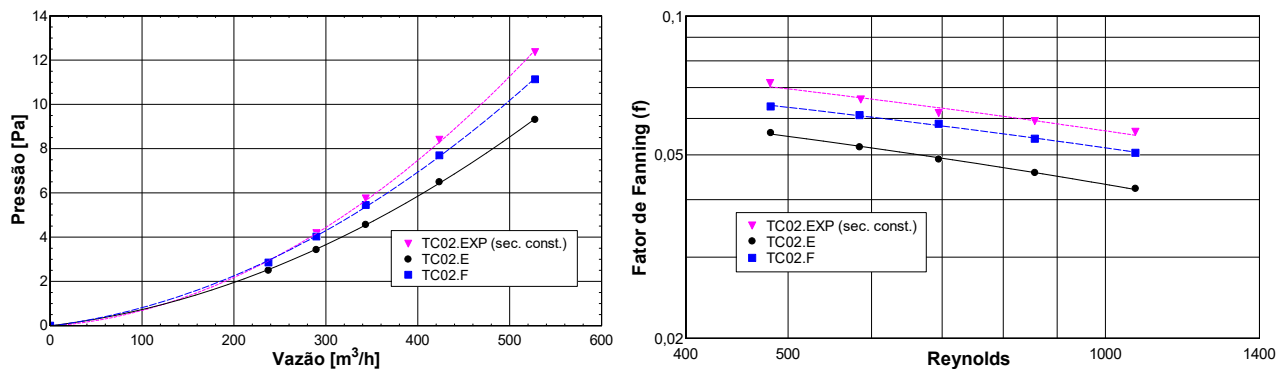


Figura 6 – Análise da pressão em função da vazão (esquerda) e Fator de Fanning (f) em função de Reynolds (direita) entre modelo TC02.E, TC02.F e resultado experimental.

Para a análise térmica foi necessário adicionar os componentes sólidos (como aletas, tubos, e chapas do trocador de calor) aos modelos. Assim, buscou-se avaliar duas condições, tanto de temperatura prescrita na superfície interna do tubo (TC02.F) quanto condição de convecção na mesma superfície (TC02.G), com coeficiente de troca de calor h determinado através da correlação de Gnielinski (1976). Os resultados estão reunidos na Tabela 2. Para estes modelos foram avaliadas três condições distintas de vazão, 173, 340 e 510 m^3/h .

Tabela 2 – Resultados TC02.F (esquerda) e TC02.G (direita).

Parâmetro	Unidade	#1	#2	#3	Parâmetro	Unidade	#1	#2	#3
Lado do ar					Lado do ar				
Vazão	kg/s	1,14E-04	7,57E-05	3,86E-05	Vazão	kg/s	1,14E-04	7,57E-05	3,86E-05
Vazão	m^3/h	509,7	339,8	173,13	Vazão	m^3/h	509,7	339,8	173,13
Velocidade	m/s	1,78	1,19	0,61	Velocidade	m/s	1,78	1,19	0,61
Temperatura entrada	$^{\circ}\text{C}$	22,20	21,60	20,90	Temperatura entrada	$^{\circ}\text{C}$	22,20	21,60	20,90
Temperatura saída	$^{\circ}\text{C}$	29,35	30,03	32,37	Temperatura saída	$^{\circ}\text{C}$	28,94	29,59	31,88
Queda de pressão	Pa	8,86	4,50	1,51	Queda de pressão	Pa	8,86	4,50	1,51
Lado da água					Lado da água				
Temperatura superfície	$^{\circ}\text{C}$	38,55	38,45	39,30	h convecção	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	6740,8	5602,2	4340,9
Resultados					Temperatura superfície	$^{\circ}\text{C}$	38,55	38,45	39,30
Taxa de tranf. calor ($\dot{Q}_a$)	W	0,816	0,642	0,444	Resultados				
G	kg/m^2	3,66	2,44	1,24	Taxa de tranf. calor ($\dot{Q}_a$)	W	0,769	0,608	0,426
Re	-	991,1	661,2	336,1	G	kg/m^2	3,66	2,44	1,24
efetividade	-	0,438	0,500	0,623	Re	-	991,1	661,2	336,1
NTU	-	0,576	0,694	0,976	efetividade	-	0,412	0,474	0,597
UA	W/K	0,066	0,053	0,038	NTU	-	0,531	0,642	0,908
f	-	0,0446	0,0509	0,0658	UA	W/K	0,061	0,049	0,035
j	-	0,0133	0,0160	0,0225	f	-	0,0446	0,0509	0,0658
					j	-	0,0122	0,0148	0,0209

A avaliação dos resultados da Figura 7 permite inferir que o modelo completo TC02.E é extremamente semelhante ao experimental com erro inferior a 4%. Enquanto isso, as versões simplificadas apresentam maior diferença de resultados quando comparados aos dados experimentais. É importante salientar que na versão real e modelo completo de simulação do Trocador 02, quatro dos vinte tubos não trocam calor, efeito que a versão simplificada não consegue reproduzir. Assim, uma parcela da maior troca de calor apresentada nos modelos simplificados decorre desse fato (o Trocador 03 não apresenta tal característica e sua avaliação permitirá quantificar melhor o real desempenho dos modelos simplificados).

Ao se confrontar o resultado dos modelos simplificados, nota-se que quando é utilizada temperatura prescrita na superfície interna do tubo, acaba-se por inserir uma condição de contorno não adequada para este caso, levando a resultados com erro da ordem de 25%. Já quando é aplicada convecção interna, o fenômeno é melhor representado, de

forma a se considerar a resistência térmica interna no tubo, que afeta o desempenho global do trocador. Logo, a abordagem TC02.G (convecção) se mostrou mais adequada para a construção do modelo simplificado.

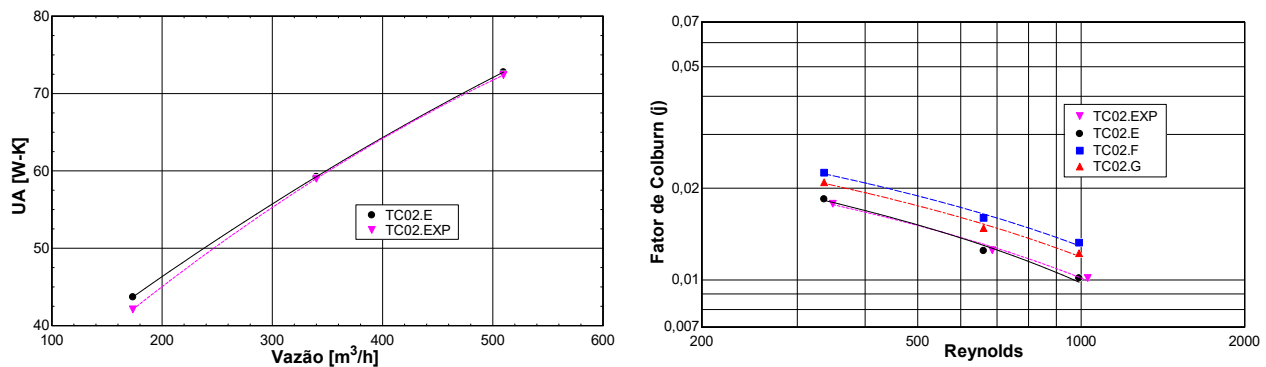


Figura 7 – Condutância global em função da vazão (esquerda) e fator de Colburn (direita).

3.3. Modelo Experimental/Numérico TC03

A análise do Trocador 03 foi focada na análise térmica. Assim, foi construída a curva de UA em função da vazão (Figura 8) e, então, quantificado o erro do modelo completo e com seção constante (TC03.A) em relação aos dados experimentais para as vazões de 170, 340 e 510 m³/h, e os resultados foram de 4,7%, 3,9% e 2,5%, respectivamente. Ou seja, o modelo completo consegue reproduzir o fenômeno físico com elevada exatidão.

A Figura 8 (direita) traz o resultado do Fator do Colburn (j), de onde conclui-se que o modelo simplificado com temperatura prescrita (TC03.B – equivalente em termos de construção e geometria ao modelo TC02.F) se distancia mais dos demais resultados, e tende a superestimar a real capacidade de troca térmica do trocador, como já havia sido observado na análise do Trocador 02. Por fim, os resultados obtidos da versão simplificada com convecção (TC03.C) foram mais condizentes com a realidade, de forma que o erro máximo foi de 8,7%.

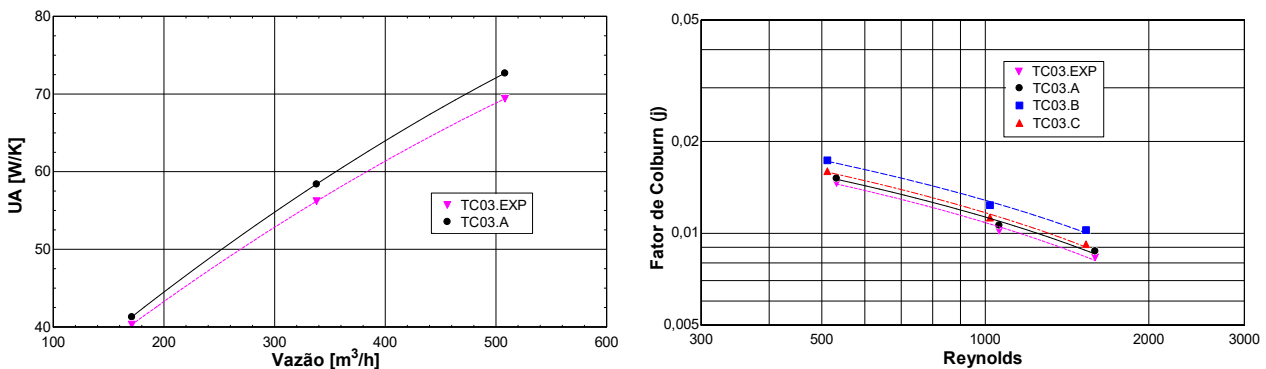


Figura 8 - Condutância global em função da vazão (esquerda) e fator de Colburn (direita).

Portanto, a abordagem de convecção se mostrou mais adequada para a construção do modelo simplificado. Assim, como no Trocador 03 todos os tubos realmente trocam calor, o resultado do modelo simplificado com convecção se aproximou significativamente do resultado experimental, enquanto no Trocador 02 essa diferença havia sido maior.

4. CONCLUSÕES

Por meio das diversas simulações fluidodinâmicas dos trocadores notou-se que o modelo de turbulência/parede *Realizable K-Epsilon High y+* levou a resultados mais próximos dos experimentais. De forma complementar, foi possível confirmar que em modelos em que a seção de entrada é maior que as dimensões do trocador a perda de carga é maior do que quando a área da seção é constante. Além disso, o estudo desses trocadores permitiu concluir que os modelos de simulação completos com seção de entrada conforme dimensão do túnel de vento aerodinâmico foram capazes de reproduzir os efeitos medidos na versão física. Para a versão simplificada que tenta reproduzir o efeito da seção de entrada do túnel de vento há elevada sensibilidade dos resultados de acordo com a área da seção de entrada. Já quando não há alteração da seção do escoamento, a versão simplificada reproduz com boa aproximação o comportamento do modelo completo.

Através da análise dos modelos completos foi possível concluir que estes conseguem reproduzir com ótima exatidão os dados experimentais, com erro inferior a 5% para os valores de UA. Já quando se avaliam as versões simplificadas, percebe-se que quando a condição de contorno é de temperatura prescrita leva a uma diferença no valor de j de até 20%, o caso de convecção apresentou erro de no máximo 8,7%.

Por fim, é possível estabelecer um método final para caracterização termo-hidráulica de trocadores de calor tubo aleta. O trocador de calor de interesse pode ser modelado de forma simplificada, considerar as paredes do domínio fluido como planos de simetria, enquanto para a aleta, tubos e estrutura do trocador deve-se considerar o efeito de borda. O modelo de turbulência indicado é o *Realizable K-Epsilon* e tratamento de parede *High y^+* , enquanto a condição de contorno térmica mais adequada é considerar convecção prescrita na superfície interna do tubo. A conversão dos resultados do modelo simplificado para a versão física completa, utilizam-se as equações para j e f , de onde são obtidas a queda de pressão e coeficiente de troca de calor em função da vazão. Para esse cálculo, deve-se corrigir a vazão mássica através do parâmetro G ($G = \dot{m}/A_{min}$) sendo necessário também conhecer os parâmetros geométricos do trocador físico de interesse (como as áreas de transferência de calor A_s , a área mínima de passagem A_{min} e a área de face do trocador A_f).

5. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado nos POLO/UFSC sob os auspícios do programa Institutos Nacionais de Ciência e Tecnologia (CNPq 404023/2019-3, FAPESC 2019TR0846).

6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE 33, 2000. "Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils". *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, Atlanta-GA, USA.
- ASHRAE 41.2, 1987. "Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement". *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, Atlanta-GA, USA.
- ASHRAE Standard 37, 1988. "Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment". *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, Atlanta-GA, USA.
- ASHRAE Standard 51, 1999. "Laboratory methods of testing fans for aerodynamic performance rating". *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, Atlanta-GA, USA.
- Barbosa, Jr., J. R., Hermes, C. J. L e Melo, C., 2010. "CFD Analysis of Tube-Fin 'No-frost' Evaporators". *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v.32, n.4, p.445-453.
- Kays, W.M., London, A.L., 1998. "Compact Heat Exchangers". 3rd Ed., Krieger, Malabar, FL. 335 p.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

COMPUTATIONAL DETERMINATION OF THE THERMO-HYDRAULIC PERFORMANCE CURVES OF TUBE-FIN HEAT EXCHANGERS

João V. L. Hinterholz
Márcio J. E. Demétrio *
Christian J. L. Hermes

POLO Labs, Mechanical Engineering Department, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil

* Corresponding author: marcio.demetrio@polo.ufsc.br

Abstract. *The present work is aimed at developing a computational method, using CFD techniques, to characterize the thermohydraulic performance of fin tube heat exchangers for light commercial refrigeration applications. The objective behind this work is to reduce the amount of prototypes and wind tunnel tests, but at the same time be able to obtain through computational simulations the characteristics curves of pressure drop and heat transfer coefficient as a function of volumetric flow and also the Fanning friction factor (f) and Colburn factor (j) as a function of Reynolds number. The full simulation models lead to results with a 20% difference in terms of pressure drop for the experimental test, and an error lower than 5% in the total heat exchange. Also, simplified versions of the model were able to reproduce the results of the full simulation models mainly in those cases where the airflow section remains constant.*

Keywords: *Condensers and Evaporators, Tube-fin heat exchanger, CFD, Fanning friction factor, Colburn j factor.*