

ESTUDO COMPARATIVO DE MÉTODO DIFERENCIAL TERMOFLUIDODINÂMICO PARA TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS 1-2 COM CHICANAS FRACIONADAS E HELICOIDAIS

A. S. PEREIRA¹, M. L. MAGALHÃES¹ e S. J. M. CARTAXO¹

¹ Universidade Federal do Ceará, Departamento de Engenharia Química
E-mail para contato: samuel@ufc.br

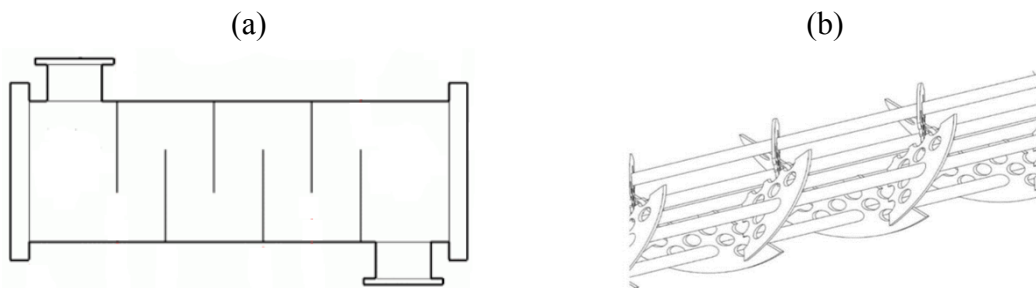
RESUMO – Trocadores de calor do tipo casco e tubos são equipamentos utilizados para a manipulação e reaproveitamento de cargas térmicas entre correntes de processo. Neste trabalho, utilizou-se do desenvolvimento de um método rigoroso transiente de análise e dimensionamento de trocadores de calor casco e tubos 1-2 para comparação do comportamento termofluidodinâmico como coeficientes de transferência de calor e perda de carga para diferentes conformações de chicanas: fracionadas e helicoidais. Para isso, os parâmetros do trocador foram mantidos constantes, com o objetivo de avaliar o desempenho em diferentes condições operacionais. Foram utilizados os métodos apresentados por Bell-Delaware (chicanas fracionadas) e Tao *et al.* (chicanas helicoidais) para o lado do casco e as propriedades físicas são avaliadas localmente baseadas em equações de predição adaptáveis a vários fluidos disponíveis em banco de dados e na literatura. As simulações foram realizadas no ambiente computacional framework Python e seus módulos, para determinar o perfil de temperatura, pressão e propriedades físicas dos fluidos ao longo do trocador, considerando a variação unidimensional. Esta ferramenta é de grande ajuda na análise e dimensionamento de trocadores de calor, pois podemos determinar qual o tipo de arranjo de chicana é mais adequado para cada processo.

1. INTRODUÇÃO

O processo de troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas é um fenômeno muito comum em aplicações de engenharia, realizado por trocadores de calor. Do ponto de vista físico e de construção, reconheceu-se que trocadores multitubulares com chicanas permitem um maior coeficiente de troca térmica. No entanto, notou-se experimentalmente que o fluxo do lado do casco está sujeito a interações entre parâmetros fluidodinâmicos e de construção.

As chicanas são usadas para direcionar o fluido do lado do casco através do feixe de tubos e a escolha estrutural na construção é fundamental no projeto do trocador de calor adequado para atender o serviço de forma mais eficiente e econômica. A Figura 1 mostra dois tipos de chicanas, fracionada e helicoidal.

Figura 1 – Tipos de chicanas: (a) Fracionada. Fonte: Taborek (1983) e (b) Helicoidais. Fonte: Tao *et al.* (2010).



As chicanas fracionadas são empregadas para diminuir a área do escoamento no lado do casco, proporcionando uma maior turbulência, para mudar a direção do escoamento, forçando um fluxo cruzado e para interromper o crescimento da camada limite na parede externa dos tubos, onde ocorre a resistência ao fenômeno de transferência de energia, que acarreta no aumento do coeficiente de película.

Os equipamentos do tipo Helixchanger® são trocadores de calor casco e tubos que possuem uma alteração estrutural nas chicanas, que são instaladas em hélice para que o escoamento seja em forma de parafuso ao longo do comprimento, maximizando o coeficiente de película por reduzir zonas mortas susceptíveis à formação de depósitos. Este tipo de escoamento faz com que a perda de pressão no lado do casco seja menor, sendo geralmente indicado em situações onde a perda de pressão é um fator crítico.

Para comparação do comportamento termofluidodinâmico dos trocadores casco e tubos 1-2 com chicanas fracionadas (CTCF) e chicanas helicoidais (CTCH), faz-se necessário a utilização do modelo diferencial transiente apresentado por Pereira *et al.* (2015).

$$\frac{\partial(t_1)}{\partial t} = \frac{-w \cdot c p_t \frac{\partial(t_1)}{\partial x} + U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot (T - t_1)}{\rho_t \cdot c p_t \cdot N_1 \cdot A_t} \quad (1)$$

$$\frac{\partial(t_2)}{\partial t} = \frac{w \cdot c p_t \frac{\partial(t_2)}{\partial x} + U_2 \cdot N_2 \cdot P \cdot (T - t_2)}{\rho_t \cdot c p_t \cdot N_2 \cdot A_t} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(T)}{\partial t} = \frac{W \cdot c p_c \frac{\partial(T)}{\partial x} - U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot (T - t_1) - U_2 \cdot N_2 \cdot P \cdot (T - t_2)}{\rho_c \cdot c p_c \cdot A_c} \quad (3)$$

Como o coeficiente de transferência de calor e perda de carga para o casco depende do tipo de chicana, o método de Bell-Delaware (1980) e o método de Tao *et al.* (2010) foram empregados para estimá-los em CTCF e CTCH, respectivamente.

1.1. Método Bell-Delaware

O método de Bell (1980) é o mais preciso para determinar o coeficiente de película e queda de pressão no casco, como constatado em diversos trabalhos na literatura (Taborek, 1983), e baseia-se no modelo proposto por Tinker.

No trabalho de Bell (1980), são definidos os fatores de correção para as correlações de transferência de calor em um escoamento ideal e o modelo para perda de carga no casco. Taborek (1983) traz o detalhamento do método de Bell-Delaware que apresenta a Equação 4 e Equação 5 como o coeficiente de transferência de calor real no casco e perda de carga, respectivamente.

$$h_{casco} = (J_c J_L J_b J_R J_S J_\mu) \cdot h_{ideal} \quad (4)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (5)$$

1.2. Método Tao *et al.*

Trocadores do tipo Helixchanger® podem ser dimensionados utilizando um método analítico integral proposto por Tao *et al.* (2010), onde as correlações do coeficiente convectivo foram baseadas em Schlünder (1983) e Stehlik *et al.* (1994).

Estes fatores abrangem correções do fluxo helicoidal, do gradiente de temperatura, das variações das propriedades físicas, entre outros. A Equação 6 e seus fatores são encontrados em Stehlik *et al.* (1994). Os fatores de correção também são utilizados para a perda de pressão, dessa forma a perda de pressão total é expressa pela Equação 7.

$$h_{casco} = \frac{2 \cdot k}{\pi \cdot d_e} \cdot 0.62 \left(0.3 + \sqrt{Nu_{laminar}^2 + Nu_{turbulento}^2} \right) Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4 \cdot Y_7 \cdot Y_8 \cdot Y_9 \cdot Y_{10} \quad (6)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{fluxo} + \Delta P_{ent_saida} + \Delta P_{bocal} \quad (7)$$

2. COMPARAÇÕES DOS MÉTODOS

Todos os parâmetros relativos à configuração do trocador e as condições operacionais para o Caso 1 e Caso 2 estão apresentados na Tabela 1 e Tabela 2.

A Figura 2 ilustra os perfis de temperatura e coeficiente global ao longo do trocador e observa-se uma pequena diferença nas temperaturas de saída, onde o CTCH se mostra mais eficiente, possibilitando um comprimento menor para atender as mesmas especificações. Nota-se também que o escoamento parafuso maximiza o coeficiente de transferência de calor.

Tabela 1 – Parâmetros do trocador de calor casco e tubos 1-2.

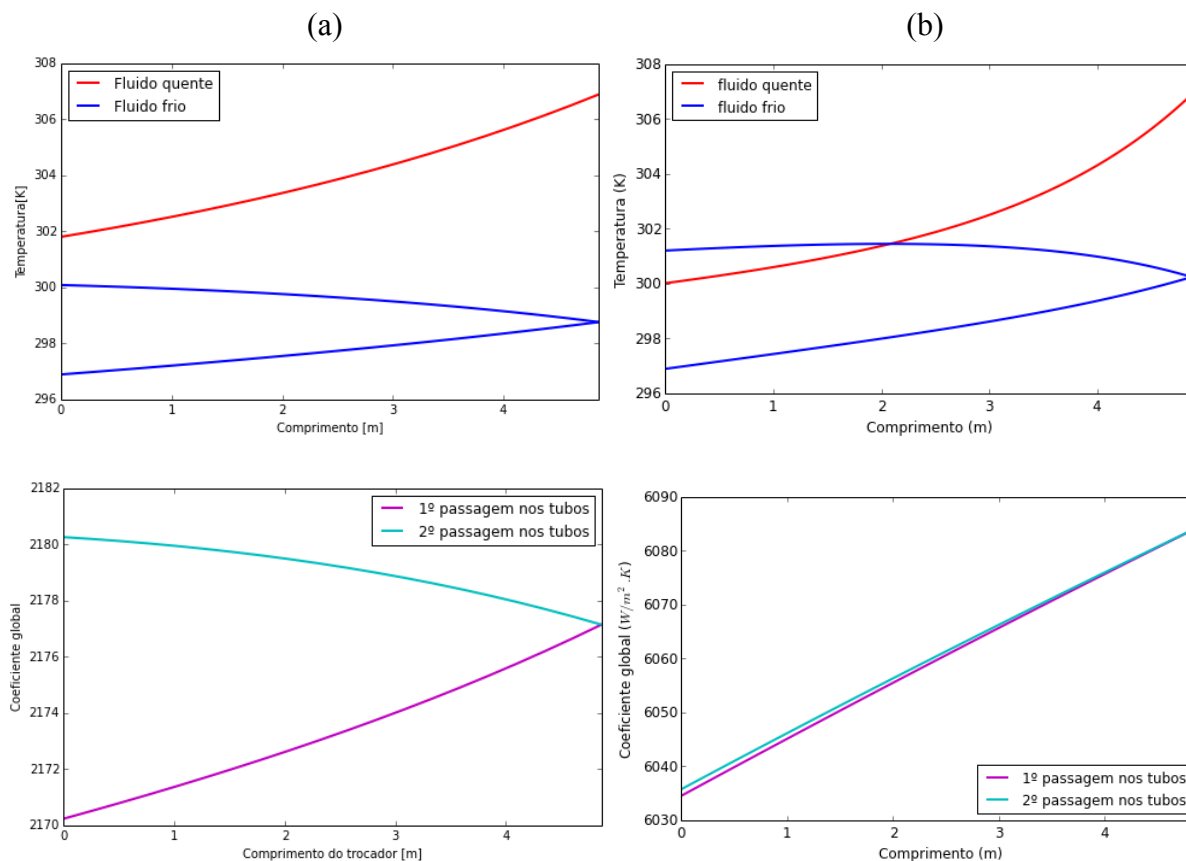
Casco	Diâmetro interno (m)	Diâmetro externo (m)	Espaçamento das chicanas (m)	Comprimento do trocador (m)	Corte da chicanas	Angulação das chicanas (°)
	0,387	0,400	0,304	4,900	0,25	44
Tubos	Diâmetro interno (m)	Diâmetro externo (m)	Pitch dos tubos (m)	Número de tubos (TEMA)	Tipo de passo	

0,016 0,019 0,023 160 triangular

Tabela 2 – Condições de operação para os Casos 1 e 2.

Caso 1				Caso 2		
	Fluido	Temperatura de entrada (K)	Vazão (Kg/s)	Fluido	Temperatura de entrada (K)	Vazão (Kg/s)
Casco	água	307,0	22,0	benzeno	400,0	20,0
Tubos	água	297,0	35,2	tolueno	280,0	15,0

Figura 2 – Perfis de temperatura e coef. global para o Caso 1: (a) CTCF e (b) CTCH.



Percebe-se pela Figura 3, que não há vantagem relacionada ao tempo de transiência, já que para os dois tipos o regime estacionário é estabelecido após aproximadamente 25s.

Para o Caso 2, os perfis de temperatura e coeficiente global são expressivamente diferentes, confirmando que o CTCH apresenta vantagens térmicas por conta da alteração estrutural das chicanas.

Na Tabela 3, pode-se verificar que a perda de carga no casco é sempre menor para o CTCH, pois a disposição das chicanas faz com que o escoamento tenha menor resistência.

Dessa forma, esse tipo de equipamento com chicanas helicoidais é mais indicado por possuir uma carga térmica maior e uma perda de pressão consideravelmente menor.

Figura 3 – Perfis de temperatura com o tempo para o Caso 1: (a) CTCF e (b) CTCH.

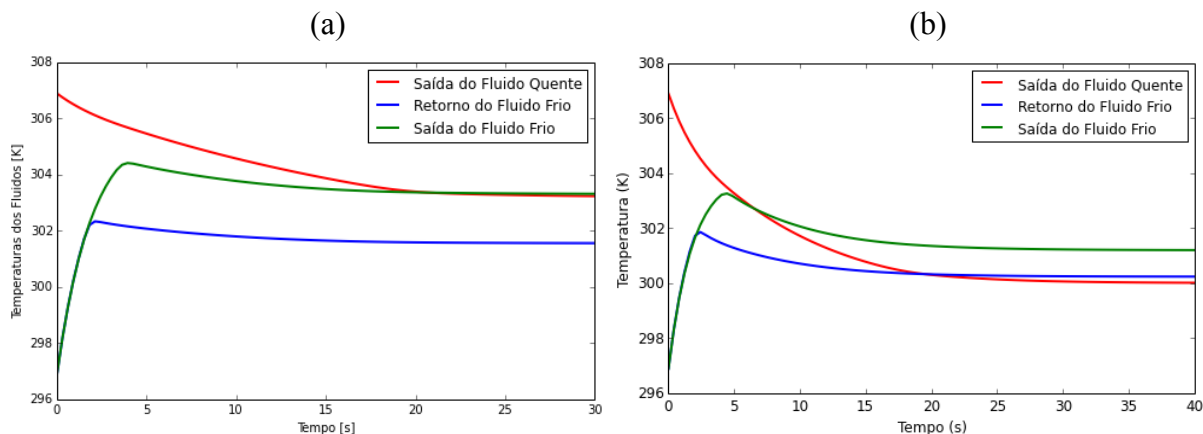


Figura 4 – Perfis de temperatura e coef. global para o Caso 2: (a) CTCF e (b) CTCH.

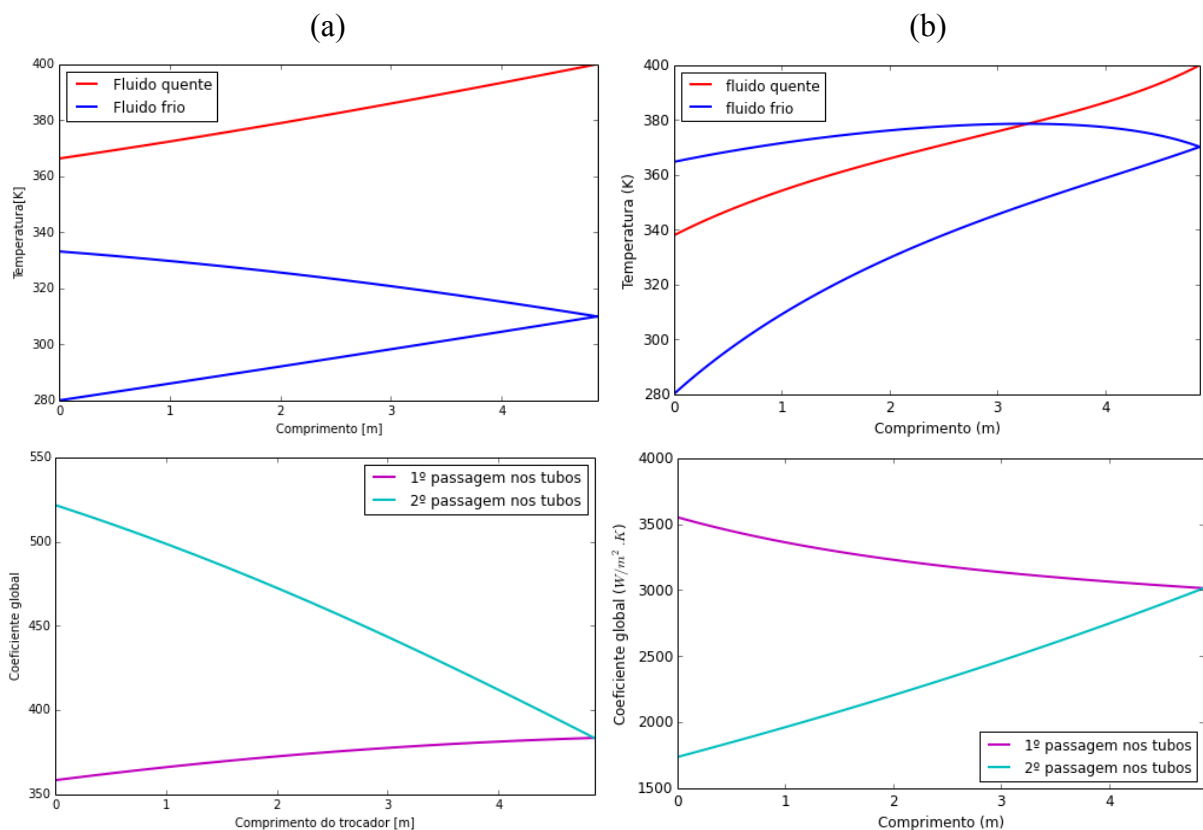


Tabela 3 – Perda de pressão e carga térmica para os Casos 1 e 2.

	Caso 1			Caso 2		
	$\Delta P_{casco}(KPa)$	$\Delta P_{tubos}(KPa)$	Carga térmica (KW)	$\Delta P_{casco}(KPa)$	$\Delta P_{tubos}(KPa)$	Carga térmica (KW)
CTCF	60,272	62,661	660,848	28,565	13,18	1375,851

CTCH	55,263	55,707	717,432	26,94	21,24	4.737,098
------	--------	--------	---------	-------	-------	-----------

3. CONCLUSÃO

Mostrou-se, pelas simulações, que o trocador de calor com chicana helicoidal é mais eficiente do que com chicana fracionada, pois apresenta maior carga térmica e menor perda de pressão menor.

3. NOMENCLATURA

h_{ideal}	coeficiente de película para bando de tubos ideal [W/m ² K]
J	fatores de correção para o método de Bell-Delaware
ΔP_c	perda de pressão pelo fluxo cruzado [Pa]
ΔP_w	perda de pressão pela espaçamento nas janelas [Pa]
ΔP_e	perda de pressão de entrada e saída do trocador [Pa]
t_1	temperatura local do fluido frio na primeira passagem no trocador [K]
t_2	temperatura local do fluido frio na segunda passagem no trocador [K]
T	temperatura do fluido quente [K]
U_1	coeficiente de convecção local na primeira passagem no trocador [W/m ² .K]
U_2	coeficiente de convecção local na segunda passagem no trocador [W/m ² .K]
Y_{n^o}	fatores de correção para o método de Tao et al.
w	vazão mássica do fluido frio [Kg/s]
W	vazão mássica do fluido quente [Kg/s]

4. REFERÊNCIAS

- BELL, K. J., Delaware Method for Shell Side Design, *Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, New York: McGraw-Hill, 1980.
- PEREIRA, A. S.; MAGALHAES, M. L.; CARTAXO, S. J. M. Development of Transient Differential Model of Bell-Delaware Method with A Case Study of Water/TiO₂ Nanofluid. *J. Adv. Thermal Science Research*, v. 2, p. 12-21, 2015.
- SCHLÜNDER, E. U.; *Heat Exchanger Design Handbook*. Washington: Hemisphere, 1983.
- STEHLIK, P.; NEMCANSKY, J.; KRÁL, D.; Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental or Helical Baffles. *Heat Transfer Eng.*, v. 15, p. 55–65, 1994.
- TABOREK, "Shell-and-Tube Heat Exchangers", Section 3.3, *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere, 1983.

TAO, W. Q.; HE, Y. L.; ZHANG, J. F.; A Design and Rating Method for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Helical Baffles. *Journal of Heat Transfer*, v. 132, p. 51802.1 - 51802.8, 2010.