



INIS-mf -- 7640

BR8206492

415

ANAIS	COBEM 81	PROCEEDINGS
	VI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA	
	RIO DE JANEIRO, 15 - 18 de dezembro de 1981	
TRABALHO PAPER	N.º A-40	P. P. 415 - 421
		PUC/RJ

PROJETO DE TROCADORES DE CALOR POR MÉTODOS NUMÉRICOS

Ahmet Aydin Konuk

Prof. Colaborador - Depto. de Engenharia Química
UNICAMP

Benedito Dias Baptista Filho

Pesquisador - IPEN - SP.

SUMÁRIO

São derivadas e resolvidas numericamente as equações diferenciais descrevendo a transferência de calor nos trocadores de calor de carcaça e de tubos. O método de $\Delta T_{m\ell}$ é comparado com o método proposto em casos onde o calor específico C_p e o coeficiente de transferência de calor global U variam com a temperatura. O erro do método de $\Delta T_{m\ell}$ no cálculo do comprimento do trocador de calor não ultrapassa + 10% nos casos considerados. Contudo, o método numérico, sendo mais preciso e, ao mesmo tempo, de utilização fácil e econômica, é recomendado no projeto de trocador de calor de carcaça e tubos. (autor).

SUMMARY

Differential equations describing the heat transfer in shell - and-tube heat exchangers are derived and solved numerically. The method of $\Delta T_{\ell m}$ is compared with the proposed method in cases where the specific heat at constant pressure, C_p and the overall heat transfer coefficient, U , vary with temperature. The error of the method of $\Delta T_{\ell m}$ for the computation of the exchanger length is less than + 10%. However, the numerical method, being more accurate and at the same time easy to use and economical, is recommended for the design of shell-and-tube heat exchangers. (author).

1. Introdução

No cálculo de trocadores de calor de carcaça e tubos, é prática comum utilizar a equação

$$q = FUA \bar{\Delta T}_{m\ell}$$

onde q é o calor trocado, F um fator de correção, U o coeficiente de transferência de calor global, \bar{A} a área de transferência de calor, e $\Delta T_{m\ell}$ a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos de carcaça e de tubos. Eq. (1) baseia-se nas hipóteses de U e calores específicos C_p constantes. U e C_p podem variar com a temperatura ao longo do trocador de calor, e não se sabe o erro introduzido no cálculo de q devido a essas variações. O cálculo correto de q , quando U e C_p variam, pode ser feito através da solução de equações diferenciais que descrevem a transferência de calor no trocador de calor. Neste trabalho são derivadas e resolvidas numericamente tais equações diferenciais para trocadores de calor com um passo de carcaça e um passo de tubos operando em correntes paralelas, correntes contrárias, e para trocadores de calor com tubos em U . Óleo de algodão foi escolhido como fluido no lado da carcaça e no lado dos tubos devido às variações significativas de viscosidade μ e do C_p com a temperatura. Os resultados são comparados com os da eq. (1) para avaliar a precisão da eq. (1) quando U e C_p são variáveis.

2. Equacionamento

Para derivação das equações diferenciais mencionadas, são considerados três casos.

a) Correntes paralelas - passo único

As equações de conservação de energia são derivadas admitindo-se uma temperatura média na seção transversal do trocador de calor, para ambos os fluidos, ou seja, somente variação axial das temperaturas. Também não é considerada condução axial. Neste caso, tem-se as equações a seguir:

$$\frac{dh_t}{dx} = \frac{UA}{m_t} (T_c - T_t) \quad (2)$$

$$\frac{dh_c}{dx} = \frac{UA}{m_c} (T_t - T_c) \quad (3)$$

onde os índices t e c referem-se respectivamente aos fluidos de tubos e carcaça, h é entalpia específica, x a direção axial, U o coeficiente de

troca de calor global, função da temperatura, A a área de transferência de calor por unidade de comprimento, m vazão em massa, constante, e T a temperatura na posição x .

Para eliminar as derivadas da entalpia, escreve-se:

$$\frac{dh}{dx} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dx} + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T \frac{dp}{dx} \quad (5)$$

onde $\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$ é a definição do calor específico C_p e, o segundo termo do lado direito pode ser desprezado; p é a pressão.

Assim, as equações (2) e (3) podem ser reescritas:

$$\frac{dT_t}{dx} = \frac{UA}{m_t C_{p_t}} (T_c - T_t) \quad (5)$$

$$\frac{dT_c}{dx} = \frac{UA}{m_c C_{p_c}} (T_t - T_c) \quad (6)$$

onde C_{p_t} e C_{p_c} são funções da temperatura.

b) Correntes contrárias - passo único

Analogamente ao procedimento anterior são obtidas as equações de conservação de energia. Considerando-se a vazão do fluido dos tubos na direção x , sua equação é a mesma da eq. (5). Para o fluido de carcaça tem-se:

$$\frac{dT_c}{dx} = \frac{UA}{m_c C_{p_c}} (T_c - T_t) \quad (7)$$

c) Tubos em U - passo único

O esquema de um trocador de calor de tubos em U é mostrado na Figura 1.

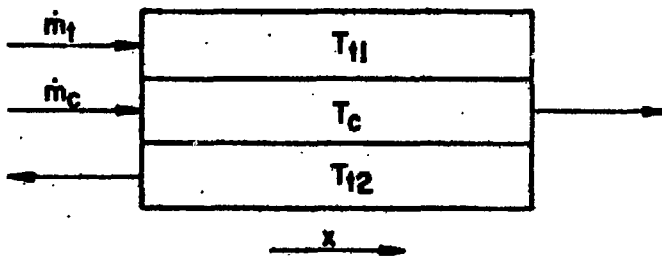


Figura 1 - Esquema de um trocador de calor de tubos em U

Para esse trocador, tem-se as seguintes equações:

$$\frac{dT_{t1}}{dx} = \frac{U_1 A}{2m_t C_{p_{t1}}} (T_c - T_{t1}) \quad (8)$$

$$\frac{dT_c}{dx} = \frac{A}{2m_c C_{p_c}} \left[U_1 (T_{t1} - T_c) + U_2 (T_{t2} - T_c) \right] \quad (9)$$

$$\frac{dT_{t2}}{dx} = \frac{U_2 A}{2m_t C_{p_{t2}}} (T_{t2} - T_c) \quad (10)$$

Na Figura 1 e nas equações acima, os índices 1 e 2 referem-se ao fluido dos tubos respectivamente nas direções x e $(-x)$.

3. Solução numérica das equações

As equações de energia apresentadas são resolvidas para problemas de projeto onde a área de transferência de calor por unidade de comprimento A , é conhecida. Neste caso, o problema consiste em calcular o comprimento L do trocador e pode ser resolvido numericamente como um problema de valores iniciais, utilizando métodos conhecidos como Euler, Runge-Kutta, etc.

No caso de trocador de calor com correntes paralelas, a solução numérica começa com os valores de entrada de T_t e T_c , e prossegue passo a passo na direção x , calculando-se T_t e T_c , até chegar à temperatura de saída especificada, no projeto, seja do tubo ou da carcaça. O valor de x neste ponto fornece L .

No caso de trocador de calor com correntes contrárias, usa-se como valores iniciais o valor de entrada de T_t e o valor de saída de T_c especificado no projeto. A solução passo a passo continua até chegar ao valor de entrada de T_c , e novamente L é dado por x neste ponto.

Para calcular L de um trocador de calor de tubos em U , utiliza-se como valores iniciais os valores de entrada de T_{t1} e de T_c , e o valor de saída de T_{t2} especificado no projeto. Como T_{t1} e T_{t2} tem que ter o mesmo valor no fim do trocador de calor, a solução prossegue passo a passo até $T_{t1} = T_{t2}$, e neste ponto, tem-se $L = x$.

A solução numérica das equações diferenciais não apresenta nenhuma dificuldade e pode ser obtida utilizando uma calculadora programável, como TI 58, TI 59, ou HP 41C, não necessitando uso de um computador.

4. Resultados

A eq. (1) e o método numérico apresentado foram utilizados para calcular o comprimento L para os três tipos de trocador de calor modelados (correntes paralelas, correntes contrárias e tubos em U), resolvendo três problemas de projeto para cada tipo. Os casos estudados são dados na Tabela 1.

Óleo de algodão, escolhido como fluido dos tubos e da carcaça, tem as seguintes propriedades:

$$\mu = 0.02937 e^{-0.01356 T} \text{ Btu/hr ft } ^\circ\text{F} \quad (T \text{ em } ^\circ\text{F})$$

$$C_p = 0.4125 + \frac{T}{1600} \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k = 0.0808 \text{ Btu/hr ft } ^\circ\text{F}$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, e k a condutividade térmica.

O coeficiente de transferência de calor h é calculado utilizando:

$$h = 0.023 \frac{k}{D_H} Re^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

onde D_H é o diâmetro hidráulico, Re o número de Reynolds e Pr o número de Prandtl. O expoente n é 0.4 para fluido aquecendo, e 0.3 para fluido resfriando. Eq. (10) é apropriada para escoamento em tubos, mas foi também utilizada para calcular o h do fluido da carcaça. O cálculo apropriado de h para o fluido da carcaça é discutido em [1].

Para calcular o termo $\Delta T_{m\bar{t}}$ que aparece na eq. (1), é necessário conhecer a temperatura de saída não especificada no projeto. No caso de trocador de correntes paralelas, admitindo que as temperaturas de entrada (T_{tc} para fluido dos tubos e T_{ce} para fluido da carcaça) e a temperatura da saída dos tubos (T_{ts}) são dadas, a temperatura de saída (T_{cs}) do fluido da carcaça é calculada da seguinte maneira:

$$q = m_t \bar{c}_{p_t} (T_{ts} - T_{te}) \quad (12)$$

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{q}{m_c \bar{c}_{p_c}^i} \quad (13)$$

$$\bar{c}_{p_t} = c_{p_t} \left(\frac{T_{te} + T_{ts}}{2} \right) \quad (14)$$

$$\bar{c}_{p_c}^i = c_{p_c} \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}^i}{2} \right) \quad (15)$$

Tabela 1 - Os resultados

Caso	Entrada (°F)		Saída (°F)		Vazão (lb/s)		L (ft)	Desvio em L, %	Variação de U, %
	T _t	T _c	T _t	T _c	m _t	m _c			
Paralelo - 1	70	255	124.38	172.56 172.53	35	20	84 81.13	- 3.42	54
Paralelo - 2	70	300	250.94	284.41 284.41	10	100	58 62.86	+ 8.38	84
Paralelo - 3	70	300	249.03	268.94 268.93	10	50	76 82.59	+ 8.67	72
Contrário - 1	70	255.26	125.18 125.18	171.5	35	20	74 72.76	- 1.68	48
Contrário - 2	70	299.55	250.47 250.46	284	10	100	54 57.15	+ 5.83	86
Contrário - 3	70	300	251.18 251.18	268.5	10	50	64 67.03	+ 4.73	82
	T _{t1}	T _c	T _{t2}	T _c					
Tubos em U-1	70	255	125	171.51 171.51	35	20	67.4 65.85	- 2.30	16
Tubos em U-2	70	300	250	284.52 284.50	10	100	35.01 37.28	+ 6.52	80
Tubos em U-3	70	300	250	268.78 268.74	10	50	45.86 48.67	+ 6.14	70

onde \bar{C}_{p_t} e \bar{C}_{p_c} são os calores específicos médios. As iterações indicadas na eq. (13) convergem rapidamente para o valor desejado de T_{cs} .

Nos casos de trocadores de correntes contrárias e de tubos em U, o mesmo método é utilizado para calcular a temperatura não conhecida. O fator F é determinado utilizando gráficos (2).

Para solução numérica das equações diferenciais, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem, com um intervalo de integração de 1 ft foi utilizado. O erro numérico no cálculo de L é estimado inferior a 0.1%.

Os resultados são mostrados na Tabela 1. Nas colunas de temperatura de saída e de comprimento L, o valor acima se refere ao método numérico e o valor abaixo à eq. (1).

As temperaturas de saída calculadas pelas equações (12) a (15) e pelo método numérico são praticamente iguais, como é de se esperar pois C_p é uma função linear da temperatura.

A variação percentual de U entre a entrada e a saída, relativa a U médio, é dada na última coluna. Observa-se que os desvios no cálculo de L pela eq. (1) aumentam a medida que aumenta a variação percentual de U, o maior desvio em relação à solução numérica sendo de + 8.6%.

5. Conclusões

O método de ΔT_{mL} , baseado nas hipóteses de C_p e U constantes, fornece bons resultados em casos onde C_p e U tem variação significativas com a temperatura, o maior erro no cálculo do comprimento sendo inferior a + 10%. Contudo, em outros casos, o erro deste método poderia ser maior.

O método numérico permite o cálculo correto de transferência de calor nos trocadores, e como é de fácil utilização e baixo custo de computação, poderia substituir o método de ΔT_{mL} no projeto de trocadores de calor de carcaça e tubos.

REFERÊNCIAS

- [1] Baptista Filho, B.D., Konuk, A.A., "Um novo método para cálculo de perda de carga e transferência de calor em trocadores de carcaça e tubos" VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, RJ., 15-18, dezembro de 1981.
- [2] Foust, A.S. et. al. Principles of Unit Operations, John Wiley and Sons (1960).

