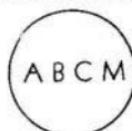




COBEM 79
V CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECANICA

CAMPINAS, 12-13-14 e 15

DEZEMBRO 1979



TRABALHO DE PESQUISA
 RESEARCH PAPER

N.º D-20

P.P. 291 - 300

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS EM UM TROCADOR DE
CALOR DE CARÇAÇA E TUBOS "U" COM CHICANAS SEGMENTADAS

Benedito Dias Baptista Filho
 Pesquisador, IPEN
 USP - São Paulo - SP - Brasil

Ahmet Aydin Konuk
 Prof. Colaborador - Depto Eng. Química
 UNICAMP - Campinas - SP - Brasil

SUMÁRIO

Foi desenvolvido um modelo numérico que fornece as distribuições de temperaturas para os fluidos de carcaça e tubos ao longo de um trocador de calor de carcaça e tubos "U" com chicanas segmentais. O modelo, testado com resultados experimentais de um trocador de calor, reproduziu com alta precisão as temperaturas de saída dos fluidos. O método, implementado de um programa em FORTRAN de baixo custo e fácil utilização, pode ser usado para cálculos de projeto e operação desses trocadores.

SUMMARY

A numerical model has been developed to calculate the temperature distribution for the tube and shell-side fluids in a shell-and-U-tubes heat exchanger with segmental baffles. The model, checked with experimental results from one heat exchanger, predicted with good accuracy outlet temperatures for both fluids. The method, implemented in a computer program of low cost and easy application, can be used in the design and performance evaluation of commercial units.

1. Introdução

Trocadores de calor de carcaça e tubos com chicanas são muito utilizados em diversas áreas industriais. Utilizam-se chicanas de segmentos de placas ou de anéis e discos. O lado dos tubos pode ser feito em uma ou mais passagens de tubos simples ou em tubos "U".

Neste trabalho, apresentamos um modelo térmico de um trocador de carcaça e tubos "U" com chicanas segmentais (Fig. 1).

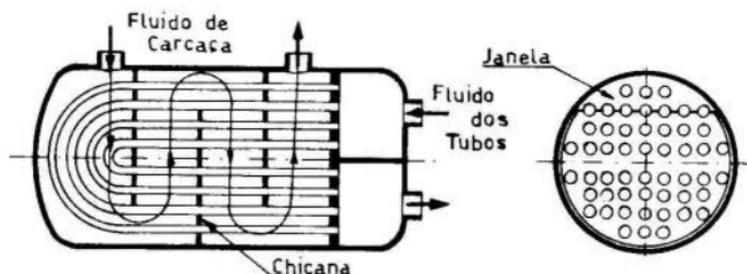


Fig. 1 - Trocador de tubos "U" e chicanas segmentais

Existem diversos métodos para cálculo de projeto e operação desses trocadores [1,2]. O método de análise de correntes, desenvolvido por Palen e Taborek [1] na HTRI ("Heat Transfer Research Inc.", Alhambra, California), que nos parece superior aos demais, foi aplicado a 64 trocadores de tipos comerciais e experimentais fornecendo um desvio médio da ordem de 30% na comparação com resultados experimentais de perda de carga e troca de calor. Esse método reduz o complicado escoamento do fluido de carcaça em uma rede de correntes com resistências hidráulicas associadas a cada uma. Essa corrente considera o fluxo através da janela de uma chicana, o fluxo perpendicular ao feixe de tubos entre duas chicanas e os fluxos de fuga que ocorrem nas folgas entre a chicana e a carcaça, entre os tubos e os furos das chicanas e o fluxo periférico entre o feixe de tubos e a carcaça. São avaliados números de Reynolds corrigidos na janela da chicana e na região de fluxo cruzado. Para o cálculo do coeficiente de troca de calor h_c , do fluido de carcaça, é utilizada uma média ponderada entre os dois números de Reynolds, que é multiplicada por um fator de correção que considera o efeito dos fluxos de fuga. É

considerada também uma diferença média logarítmica corrigida de temperaturas entre os fluidos. As resistências e as correções mencionadas foram obtidas pela minimização de erros do método com os dados experimentais dos 64 trocadores utilizados.

O objetivo deste trabalho foi a obtenção de um modelo térmico tridimensional em estado estacionário para esse tipo de trocadores, mais preciso e confiável que os demais existentes. A modelação foi baseada em balanços de massa, forças e energia em volumes de controle distribuídos em todo o trocador. Esse equacionamento, denominado de "análise de subcanais", que é a base dos Códigos para análise termo-hidráulica do núcleo de reatores nucleares [3], permite a obtenção das distribuições de velocidades e temperaturas ao longo de todo o trocador.

Nas seções seguintes, os modelos para o escoamento dos fluidos de carcaça e tubos, bem como o cálculo dos coeficientes de troca de calor locais e os métodos de solução são discutidos brevemente, sendo então comparados os resultados com os dados experimentais de um trocador de calor do Circuito Experimental de Hélio do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN) aonde, o Hélio no lado dos tubos é resfriado por água no lado da carcaça. Os detalhes deste trabalho são dados em [4].

2. Modelo e Método de Solução

Uma metade diametral do trocador que divide simetricamente cada chicana é subdividida axialmente em subcanais com pequenos grupos de tubos associados. O trecho entre a primeira e a última chicana é dividido em níveis transversais que, com as divisões axiais, geram os volumes de controle, tanto para o fluido dos tubos como para o da carcaça (Fig. 2). Cada trecho entre duas chicanas é dividido em pelo menos dois níveis, sendo que um deles contém uma chicana.

Para o fluido de carcaça, a pressão p e a componente axial de velocidade u , são definidas como médias na face de cada subcanal, em todos os volumes. As componentes transversais de velocidades v e w em todos os níveis, são definidas como médias superficiais nas faces entre subcanais adjacentes. A temperatura do fluido de carcaça T_c é definida como a média no volume. Para cada grupo de tubos é definida uma velocidade u_t como sendo a média entre as velocidades de cada tubo do grupo. A temperatura do fluido dos tubos T_t também é definida

para cada volume de controle (Fig. 3) .

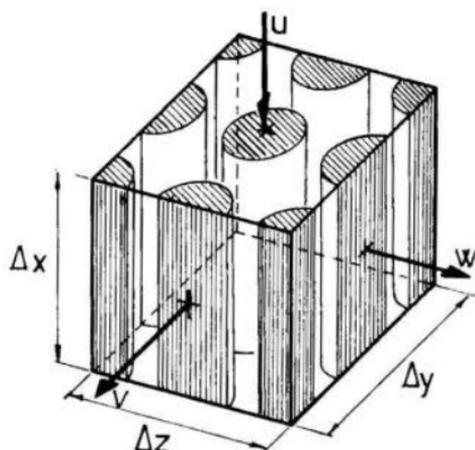


Fig. 2 - Volumes de Controle

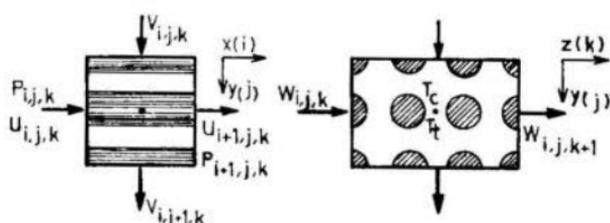


Fig. 3 - Posicionamento de variáveis

As equações de energia para os fluidos de carcaça e tubos, em regime permanente, obtidas por meio de balanço térmico em cada volume são representadas nas equações (1) e (2) respectivamente .

$$\begin{aligned}
 & \rho_c c_{p_c} [A_x^{j,k} (u^{i,j,k} T_c^{i-1,j,k} - u^{i+1,j,k} T_c^{i,j,k}) - \\
 & (A_y^{j,k} v^{i,j,k} T_c^{i,j-1,k} - A_y^{j+1,k} v^{i,j+1,k} T_c^{i,j,k}) + \\
 & (A_z^{j,k} w^{i,j,k} T_c^{i,j,k-1} - A_z^{j,k+1} w^{i,j,k+1} T_c^{i,j,k})] + \\
 & A_{tr}^{i,j,k} U^{i,j,k} (T_t^{i,j,k} - T_c^{i,j,k}) = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\rho_t C_{p_t} \left[A_t^{j,k} \left(u_t^{i,j,k} T_t^{i-1,j,k} - u_t^{i+1,j,k} T_t^{i,j,k} \right) \right] -$$

$$A_{tr}^{i,j,k} U^{i,j,k} \left(T_c^{i,j,k} - T_t^{i,j,k} \right) = 0 \quad (2)$$

aonde ρ é a densidade do fluido, C_p o calor específico à pressão constante, A_x a área do subcanal, A_y e A_z as áreas mínimas de passagem entre subcanais adjacentes nas direções y e z respectivamente, A_t a soma das áreas internas dos tubos do grupo correspondente ao subcanal, A_{tr} a área de troca de calor do volume, U o coeficiente de troca de calor no volume e os índices c e t referem-se respectivamente aos fluidos de carcaça e tubos.

As componentes de velocidades u , v e w e as pressões p , são inicialmente obtidas para um intervalo entre duas chicanas consecutivas pela solução das equações de conservação de massa e "momentum", escritas para escoamento isotérmico em regime permanente de um fluido incompressível como nas referências [4,5,6]. Esses resultados são entendidos para os demais intervalos pois, o escoamento, se repete igualmente de chicana para chicana como já foi comprovado experimentalmente por Konuk [5]. O balanço de massa nas regiões de entrada e saída do trocador fornece a distribuição de velocidades nesses níveis. Para o fluido dos tubos, são calculadas velocidades para cada comprimento de tubo "U" através da simulação de uma rede de tubos com resistências hidráulicas diferentes e interligados por pressões de entrada e saída, obtendo-se também a perda de carga no lado dos tubos. O coeficiente de troca de calor U , de um dado volume de controle é definido pela eq. (3).

$$\frac{1}{U^{i,j,k}} = \frac{d_e}{d_i h_t^{i,j,k}} + \frac{1}{h_c^{i,j,k}} + \frac{d_e (d_e - d_i)}{k_t (d_e + d_i)} \quad (3)$$

aonde d_e e d_i são respectivamente os diâmetros externo e interno dos tubos, k_t a condutividade térmica do metal dos tubos e h_t e h_c , os coeficientes de troca de calor dos fluidos avaliados nas condições de cada volume de controle. O coeficiente h_t do fluido dos tubos, é baseado na correlação de Colburn com a correção de viscosidade de Mc Adams. Para o fluido de carcaça, são consideradas duas regiões dis

tintas. Nos volumes de chicana é utilizada uma média logarítmica entre a correlação de Colburn avaliada nas condições das folgas entre tubos e chicana e entre chicana e carcaça e a correlação de Weisman nas condições do subcanal. Nos demais volumes é utilizada uma média angular na forma da eq. (4) .

$$h_c^{i,j,k} = \frac{\alpha}{\pi/2} h_{cr}^{i,j,k} + \frac{\pi/2 - \alpha}{\pi/2} h_p^{i,j,k} \quad (4)$$

onde α é o ângulo formado entre a velocidade resultante no volume e os tubos, h_{cr} o coeficiente de troca de calor para fluxo cruzado através de tubos, baseado na resultante transversal de velocidade e na correlação de Mc Adams e h_p o coeficiente para fluxo paralelo, baseado na correlação de Weisman [7].

O sistema de equações algébricas formado pelas eqs. (1) e (2) , escritas para todos os volumes, foi transformado em um sistema de equações diferenciais ordinárias de 1ª ordem que, resolvido pelo método de Euler, reduziu os requisitos de memória e de tempo de processamento (CPU) em relação aos métodos diretos e iterativos. Essa transformação foi feita pela introdução de um termo fictício de transiente (dT/dt) nas eqs. (1) e (2). A solução desse transiente conduz a um regime permanente que é a solução do sistema original.

Para a obtenção das distribuições de velocidades e temperaturas no trocador foi feito um programa FORTRAN [4] que requer as condições de operação e os dados geométricos do trocador de uma forma extremamente facilitada ao usuário através de uma alta automatização .

3. Resultados

O trocador apresentado (Fig. 1), foi modelado em 16 subcanais e em um total de 13 níveis (5 níveis por chicana). A Fig. 4 mostra uma típica distribuição de velocidades entre duas chicanas e a porcentagem de vazão por subcanal no nível da chicana, obtidas para uma vazão de aproximadamente 2 litros por segundo, à uma temperatura de 50 °C.

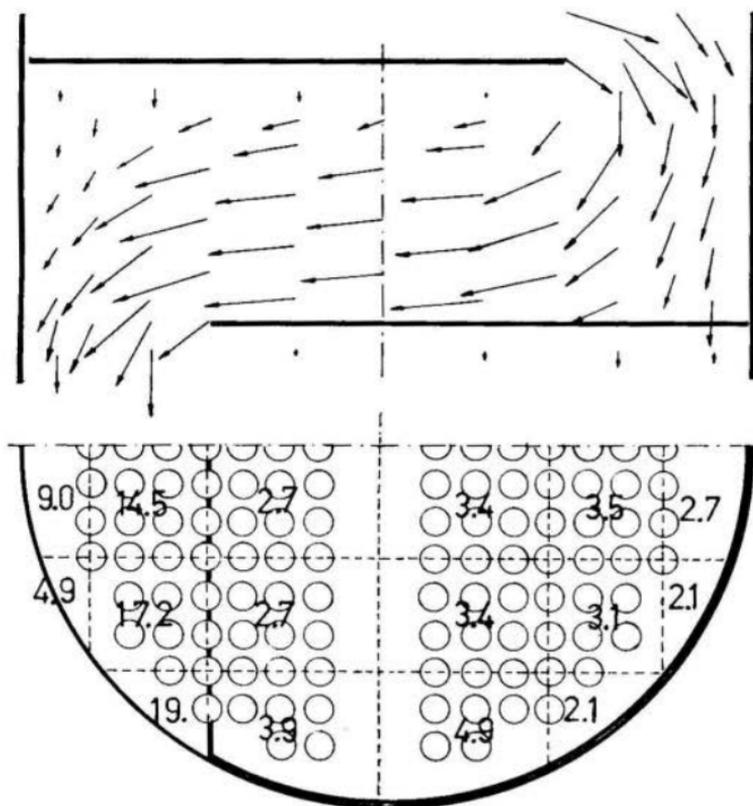


Fig. 4 - Distribuição de velocidades e vazões

As figuras (5) e (6) mostram respectivamente, a variação do coeficiente de troca de calor h_c , do fluido de carcaça, para três subcanais e a variação das temperaturas de ambos os fluidos ao longo de um tubo "U" e dos subcanais correspondentes, para uma vazão de Hélio de 1.57 Kg/s nos tubos, entrando a 221 °C e uma vazão de água de 2.09 Kg/s na carcaça, entrando a 18 °C. O efeito de aumento do coeficiente de troca de calor causado pela chicana pode ser notado com a comparação a um coeficiente calculado para fluxo paralelo sem a existência das chicanas (h_0 , linha horizontal pontilhada na Fig. 5).

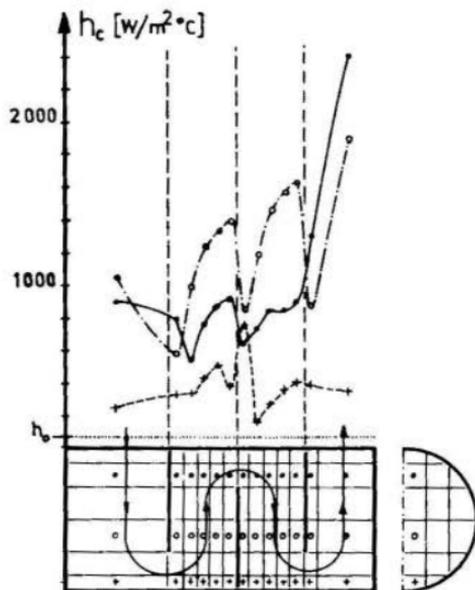


Fig. 5 - Coeficientes de troca de calor, Fluido de carcaça

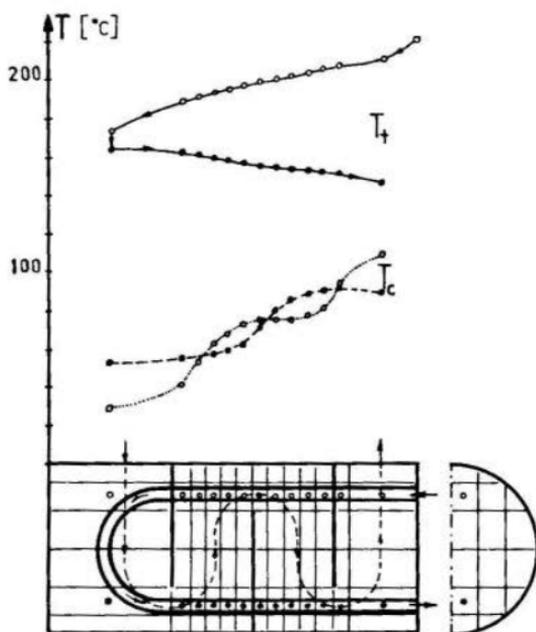


Fig. 6 - Distribuição de Temperaturas

A Tabela 1, apresenta a comparação de dados experimentais dispo-
níveis com os previstos pelo método .

Tabela 1
Resultados obtidos

\dot{m}_t (Kg/s)	\dot{m}_c (Kg/s)	T_{o_t} (°C)	T_{o_c} (°C)	T_{e_t} (°C)	T_{c_t} (°C)	ϵ %	T_{e_c} (°C)	T_{c_c} (°C)	ϵ %
1.26	1.20	170.	20.	120.	121.0	0.8	85.	83.7	-1.5
1.46	2.14	225.	20.	140.	145.7	4.1	90.	87.1	-3.2
1.48	2.33	230.	20.	140.	146.9	4.9	90.	85.4	-5.1
1.53	2.65	240.	20.	145.	150.1	3.5	88.	84.3	-4.2
1.55	2.14	220.	20.	140.	144.5	3.2	90.	87.8	-2.4
1.56	1.94	225.	20.	148.	149.9	1.3	95.	94.9	-0.1
1.57	2.09	221.	18.	143.	146.0	2.1	91.	87.8	-3.5

aonde \dot{m}_t e \dot{m}_c são as vazões em massa dos fluidos, T_{o_t} e T_{o_c} as tempe-
raturas de entrada dos fluidos, T_{e_t} e T_{e_c} as temperaturas de saída
medidas, T_{c_t} e T_{c_c} as temperaturas de saída calculadas e ϵ o desvio
percentual entre os valores experimentais e calculados. Nota-se uma
boa concordância entre os resultados experimentais e os calculados .
Os desvios estão dentro dos erros experimentais de medida.

Para o modelo apresentado (3 chicanas, 5 níveis por chicana) fo-
ram necessários 2.88 min. de processamento e 312 K-bytes de memória
no IBM 370/55 do IPEN. Se o objetivo for unicamente a obtenção das
temperaturas de saída dos fluidos, podem ser feitas somente duas di-
visões por chicana sem alterar sensivelmente o valor das temperatu-
ras calculadas mas, reduzindo o tempo de processamento para .61 min.
e para aproximadamente 200 K-bytes de memória .

4. Conclusões

O modelo desenvolvido permite, através da solução das equa-
ções de conservação escritas para os volumes de controle, tanto do
lado dos tubos como do lado da carcaça, a obtenção das distribuições
de velocidades e temperaturas ao longo de um trocador de calor de
carcaça e tubos "U" com chicanas segmentais o que, não é possível
pelos demais métodos .

O modelo testado com resultados experimentais de um trocador re produziu com alta precisão as temperaturas de saída. Como o modelo só utiliza correlações gerais para fatores de atrito f e de troca de calor h , não contendo nenhum parametro otimizado, ao contrário do método de Palen e Taborek, portanto independente da geometria e condições de operação, pode-se esperar previsões de mesma ordem de precisão de outros trocadores.

Esperamos que este método, de fácil utilização e alta eficiência computacional, combinados com alta precisão e confiabilidade seja utilizado para cálculos de projeto e operação dos trocadores industriais, uma vez que o modelo, com pequenas alterações no programa, pode ser adaptado aos demais tipos de trocadores com chicanas .

Bibliografia

- [1] Palen J.W., e Taborek, J., "Solution of Shell-Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", Chem. Engng. Progr. Symp. Ser., No 92, Vol. 65 (1971)
- [2] Bell, K.J., "Exchanger Design Based on Delaware Research Program", Petro/Chem. Engng. (1960)
- [3] Rowe, D.S., "COBRA IIIC, A Digital Computer Program for Steady State and Transient Thermal-Hydraulic Analysis of Rod Bundle Nuclear Fuel Element", BNWL-1695 (1973)
- [4] Baptista Fº, B.D., Modelo Numérico para a Solução Térmica e Hidráulica de um Trocador de Calor de Carcaça e Tubos "U" com Chicanas Segmentais, Tese de Mestrado, IPEN (1979)
- [5] Konuk, A.A., "Pressure and Flow Distribution in the Subchannels of Rod Bundles with Segmental Baffles", "Ph.D. Thesis" University of California, Santa Barbara (1975)
- [6] Konuk, A.A., Distribuição de Pressões e Velocidades em Trocadores de Calor de Carcaça e Tubos com Chicanas Segmentais V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (1979)