

## **OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CASCO E TUBOS PELA ANÁLISE DE CUSTO E DA SINERGIA DOS CAMPOS DE TEMPERATURA E VELOCIDADE**

Andrade-Neto, A.M., [angeloandrade.neto@hotmail.com](mailto:angeloandrade.neto@hotmail.com)<sup>1</sup>  
Pedrosa, R.M., [rafaelmaxado3@hotmail.com](mailto:rafaelmaxado3@hotmail.com)<sup>1</sup>  
Maia, C.B., [cristiana@pucminas.br](mailto:cristiana@pucminas.br)<sup>1</sup>  
Hanriot, S.M., [hanriot@pucminas.br](mailto:hanriot@pucminas.br)<sup>1</sup>  
Cabezas-Gómez, L., [luben@pucminas.br](mailto:luben@pucminas.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, Prédio 10, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG. CEP 30535-901

**Resumo:** *O presente trabalho apresenta um estudo numérico de um trocador de calor do tipo casco e tubos de ampla aplicação em sistemas térmicos e de potência. O modelo matemático proposto descreve o processo de transferência de calor sensível entre dois fluidos monofásicos (água). O sistema de equações resultantes é resolvido no software EES (Engineering Equation Solver). O estudo desenvolvido engloba a realização de simulações numéricas considerando cinco técnicas diferentes de otimização e quatro dimensões geométricas do trocador de calor em intervalos determinados. Como funções de otimização são considerados os custos totais do equipamento e a sinergia dos campos de temperatura e velocidade. Os resultados obtidos indicam diferenças nos parâmetros geométricos finais do trocador em função da técnica de otimização e da função objetivo empregados. Os melhores resultados foram obtidos com o desenvolvimento da otimização multivariável com o método genético. O artigo apresenta uma análise comparativa dos parâmetros do trocador obtidos para um custo mínimo e para uma sinergia dos campos de temperatura e velocidade máxima. A consideração da sinergia dos campos como uma variável de otimização se mostra como uma técnica muito conveniente para a otimização de trocadores de calor.*

**Palavras-chave:** *Trocadores de calor de casco tubo, Sinergia dos campos de temperatura e velocidade, Otimização numérica multivariável, Custo total*

### **1. INTRODUÇÃO**

Trocadores de calor são equipamentos que facilitam a transferência de energia entre dois fluidos a temperaturas diferentes. Na maioria dos trocadores de calor de dois fluidos, uma parede sólida separa os dois fluidos, evitando o contato dos mesmos. Trocadores de calor do tipo casco e tubos são, provavelmente, o tipo mais comum de trocadores de calor aplicáveis em uma ampla faixa de temperaturas e pressões de operação. Estes trocadores possuem razões entre a área de transferência de calor e o volume do trocador maiores em relação aos trocadores de duplo tubo, e são fáceis de produzir numa grande variedade de tamanhos e de configurações de escoamento dos fluidos de trabalho. Este tipo de trocador de calor pode ainda operar a altas pressões, possibilitando o seu desarme para manutenção e limpeza (Selbaş et al., 2006).

De forma geral, e particularmente para trocadores de calor do tipo casco e tubos, o projeto tradicional de trocadores de calor é um processo iterativo que se baseia fortemente na experiência do projetista. Usualmente se fixam inicialmente uma configuração geométrica de referência e a queda de pressão permissível. Após isso, os valores das variáveis de projeto são definidos com base nas especificações de projeto e adoção de diversos parâmetros mecânicos e termodinâmicos para calcular satisfatoriamente os coeficientes de transferência de calor que possibilitem o cálculo satisfatório da superfície de transferência de calor. As escolhas do projetista são verificadas com base em procedimentos iterativos envolvendo diversas tentativas até atingir um projeto razoável, que cumpra as especificações de projeto considerando um compromisso entre as quedas de pressão e o desempenho térmico (Caputo et al., 2008).

Embora este procedimento seja bem aceito e forneça resultados razoáveis, consome muito tempo e pode produzir projetos ineficientes do ponto de vista do custo, devido a não consideração explícita do mesmo durante a fase de cálculo. Considerando a importância funcional e a utilização de trocadores de calor do tipo casco e tubos em plantas de processamento, o custo mínimo é uma meta importante. Na literatura, tentativas de automatizar e otimizar o processo de projeto de trocadores de calor têm sido abordadas e ainda são o foco de pesquisas correntes. Os procedimentos

sugeridos têm variado na escolha da função objetivo, no número e tipo dos parâmetros de otimização utilizados e nos métodos de otimização empregados (Caputo et al., 2008).

Em relação à função objetivo utilizada, a maioria dos autores tem considerado a soma dos investimentos capitais em relação à área de transferência de calor, e também os custos energéticos relacionados com a energia necessária para superar as perdas de carga (perdas de bombeamento) (Selbaş et al., 2006; Caputo et al., 2008; e outros). Entretanto, alguns trabalhos consideram outros métodos. Mott et al., (1972) apenas consideraram o custo de bombeamento como função objetivo, enquanto Ramananda Rao et al. (1991) apenas usaram o investimento capital. Outros autores assumiram a geração de entropia (Johannessen et al., 2002; Sun et al., 1993) ou a exergia (Ozçelik, 2007) como função objetivo. O custo dos desempenhos em relação aos custos foi considerado por Kovarik (1989). Recentemente o número de sinergia dos campos (campo do vetor velocidade e da temperatura) foi empregado por Guo et al. (2009) como função objetivo para otimização do projeto de um trocador de calor de casco e tubos. No presente trabalho o custo total e o número de sinergia dos campos se empregam como funções objetivo.

Em relação às variáveis de otimização, a maioria dos trabalhos tem desenvolvido uma seleção simultânea de diversos parâmetros de otimização, enquanto alguns trabalhos têm focado no estudo de apenas um parâmetro de otimização. Saffar-Avval e Damangir (1995) desenvolveram correlações gerais para determinar apenas o espaçamento ótimo das chicanas. Khalifeh Soltan et al. (2004) desenvolveram uma correlação similar otimizando múltiplas variáveis para obter custos mínimos no caso de condensadores de casco e tubos. Os trabalhos de Eryener (2006) e Poddar e Polley (2000) também apresentam estudos de otimização com variáveis múltiplas.

Outro tipo de abordagem empregado na literatura é o estudo do emprego de diferentes métodos de otimização para projeto de trocadores de calor (Caputo et al., 2008). O método dos multiplicadores de Lagrange tem sido amplamente usado (Kovarik, 1989; Fax e Mills, 1957; Unuvar e Kargici, 2004). O método Simplex foi utilizado por Fontein e Wassink (1978). Palen et al. (1974) consideraram o método denominado Complex. O método da programação geométrica foi empregado por Paul (1982) e outros. Recentemente o método baseado no uso de algoritmos genéticos tem demonstrado ser um procedimento efetivo segundo diversos pesquisadores (Ozçelik, 2007; Selbaş et al., 2006; Caputo et al., 2008; Tayal et al., 1999; Guo et al., 2009, e outros).

No presente trabalho é otimizado um trocador de calor de casco e tubos, água-água, com um passe no casco e dois passes nos tubos. As funções objetivo empregadas são: o custo total mínimo do equipamento e a sinergia dos campos de temperatura e velocidade máxima. As variáveis de otimização foram o comprimento e o diâmetro externo dos tubos, o número de tubos e o espaçamento entre as chicanas. Os resultados foram obtidos utilizando cinco técnicas numéricas de otimização. O modelo matemático é resolvido utilizando o software EES. O estudo de casos foi realizado considerando os dados de projeto de um exemplo estudado em Kakaç e Liu (2002). O principal objetivo é comparar a influência nos resultados de projeto das funções objetivo empregadas, custo total e sinergia de campo, assim como comparar técnicas numéricas de otimização programadas no EES.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

### 2.1. Projeto termo-hidráulico do trocador de calor

O projeto termo-hidráulico do trocador de calor se baseia no procedimento tradicional amplamente utilizado na literatura especializada (Kakaç e Liu, 2002; Kern, 1950, e outros). Nesse procedimento os coeficientes de transferência de calor e as perdas de pressão nos tubos e na carcaça são calculados utilizando o denominado método de Kern (Kakaç e Liu, 2002).

Considerando as hipóteses simplificadoras usuais: condução de calor nula na direção longitudinal, variações desprezíveis das energias cinética e potencial dos fluidos, transferência de calor desprezível entre o trocador e o meio externo, coeficientes de transferência de calor convectivos e global médios, e outras; o balanço de energia se formula como:

$$Q = \dot{m}_t c_{p,t} (T_{t,e} - T_{t,s}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (1)$$

Na Eq. (1),  $Q$  é a taxa de transferência de calor, [W],  $\dot{m}$  representa a vazão mássica do escoamento, [kg/s],  $c_p$  é o calor específico a pressão constante do fluido, [J/(kg-K)],  $T$  representa a temperatura, [K], os subscritos  $t$  e  $c$  se referem ao fluido que escoia no interior dos tubos e no interior da carcaça, entre os tubos, respectivamente, e os subscritos,  $e$ ,  $s$ , se referem às seções de entrada e saída do trocador de calor, respectivamente.

Utilizando a denominada equação de Peclet, a taxa de transferência de calor,  $Q$ , se relaciona com a área de transferência de calor,  $A$ , [m<sup>2</sup>], e o coeficiente global de transferência de calor médio,  $U$ , [W/(m<sup>2</sup>-K)], através da seguinte relação:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \cdot F \quad (2)$$

Onde  $\Delta T_{ln}$  se refere à diferença média logarítmica de temperaturas, [K], e  $F$  ao fator de correção dessa diferença de temperaturas, considerando um arranjo de um passe na carcaça e dois passes nos tubos. Ambos os parâmetros são

determinados utilizando as equações amplamente divulgadas na literatura tradicional (Kern, 1950; Incropera, 2008). O coeficiente global médio de transferência de calor é calculado como segue:

$$U = \left[ \frac{1}{h_c} + \frac{d_{ext}}{2} \cdot \frac{\ln(d_{ext}/d_{in})}{k_t} + \frac{d_{ext}}{d_{in}} \cdot \frac{1}{h_t} + R_{inc} \right]^{-1} \quad (3)$$

Na Eq. (3)  $h$  se refere ao coeficiente médio de transferência de calor por convecção, [W/(m<sup>2</sup>-K)],  $d_{ext}$  e  $d_{in}$  representam os diâmetros externo e interno dos tubos, respectivamente, [m],  $k_t$  é a condutividade térmica dos tubos empregados, [W/(m-K)],  $R_{inc}$  é a resistência térmica devido às incrustações nas superfícies interna e externa dos tubos,  $R_{inc} = 0,000176$  [(m<sup>2</sup>-K)/W].

Os coeficientes de transferência de calor por convecção são determinados através das respectivas correlações válidas para o escoamento do fluido no interior dos dutos e para o escoamento do fluido no interior da carcaça por entre o arranjo de tubos. No caso do escoamento do fluido no interior dos tubos do trocador de calor se utiliza a correlação de Gnielinski (1976)

$$h_t = \frac{k_t}{d_{in}} \left[ \frac{(f_t/2)(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12,7(f_t/2)(Pr_t^{2/3} - 1)} \right] \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de calor pelo lado da carcaça é determinado através da correlação de Kern (Kern, 1950; Kakaç e Liu, 2002):

$$h_c = \frac{k_c}{D_e} \cdot 0,36 \cdot Re_c^{0,55} \cdot Pr_c^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_{par}} \right)^{0,14} \quad (5)$$

Nas Eqs. (4) e (5)  $k$ ,  $Pr$  e  $Re$  representam a condutividade térmica média, [W/(m-K)], o número de Prandtl médio e o número de Reynolds médio, respectivamente,  $D_e$  representa o diâmetro hidráulico equivalente pelo lado da carcaça, [m],  $\mu_t$  e  $\mu_{par}$  representam a viscosidade dinâmica do fluido no interior dos tubos à temperatura média do mesmo e à temperatura da parede dos tubos, respectivamente, [kg/(m-s)]. Na Eq. (4),  $f_t$  representa o fator de atrito para o escoamento no interior dos tubos:

$$f_t = (1,58 \cdot \ln(Re_t) - 3,28)^{-2} \quad (6)$$

No presente trabalho a área de transferência de calor é determinada através da Eq. (2). Como não está sendo empregada uma equação direta para relacionar o número de tubos total,  $N_t$ , o diâmetro interno da carcaça,  $D_c$ , e o comprimento dos tubos num passe,  $L_t$ , com a área de transferência de calor,  $A$ ; se empregam então as seguintes relações geométricas que relacionam  $D_c$  com  $N_t$  (Kakaç e Liu, 2002):

$$D_c = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[ \frac{A_c \cdot PR^2 \cdot d_{ext}}{L_t} \right]^{1/2}} \quad (7)$$

e

$$N_t = 0,785 \cdot \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{D_c^2}{PR^2 \cdot d_{ext}^2} \quad (8)$$

Nas Eqs. (7) e (8)  $CL$  representa o espaçamento entre os centros dos tubos, [m],  $CTP$  é a constante de contagem dos tubos,  $CTP = 0,9$ ; e  $PR$  representa a razão entre o passo entre os tubos e o diâmetro externo dos mesmos. O diâmetro hidráulico equivalente,  $D_e$  se calcula considerando um arranjo quadrado de espaçamento do centro dos tubos  $P_T$ , como:

$$D_e = 4 \cdot \left[ \frac{P_T^2 - \pi \cdot \frac{d_{ext}^2}{4}}{\pi \cdot d_{ext}} \right] \quad (9)$$

Para calcular os números de Reynolds as velocidades dos dois fluidos são calculadas segundo as seguintes relações:

$$v_t = \frac{\dot{m}_t}{\pi d_{in}^2 / 4 \cdot \rho_t} \cdot \frac{n}{N_t} \quad (10)$$

e

$$v_c = \frac{\dot{m}_c}{a_c \cdot \rho_c}; \quad a_c = \frac{D_c \cdot B \cdot CL}{P_T}; \quad CL = P_T - d_{ext} \quad (11)$$

Nas Eqs. (10) e (11)  $n$  representa o número de passes dos tubos, ( $n = 2$ ),  $B$  é o espaçamento das chicanas, [m], e  $\rho$  se refere à densidade mássica do fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

A potência de bombeamento,  $P$ , necessária para a determinação do custo total do trocador de calor, é calculada considerando as quedas de pressão nos tubos,  $\Delta P_t$  e na carcaça  $\Delta P_c$ , através da seguinte expressão:

$$P = \frac{1}{\eta_b} \left( \frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \cdot \Delta P_t + \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \cdot \Delta P_c \right) \quad (12)$$

A queda de pressão nos tubos,  $\Delta P_t$ , é calculada considerando o atrito nos tubos e as perdas localizadas nos bocais de entrada e saída e nas curvaturas dos tubos, considerando o procedimento empregado em Kakaç e Liu (2002) e Caputo et al. (2008):

$$\Delta P_t = \frac{\rho_t \cdot u_t^2}{2} \left( \frac{L_t}{d_i} \cdot f_t + 4 \right) \cdot n \quad (13)$$

A queda de pressão na carcaça é calculada pelo método apresentado em Kakaç e Liu (2002) e Caputo et al. (2008):

$$\Delta P_c = \frac{\rho_c \cdot u_c^2}{2} \cdot f_c \cdot \frac{L_t}{B} \cdot \frac{D_c}{D_e} \quad (14)$$

Nas Eqs. (12) e (14)  $\eta_b$  representa a eficiência da bomba, assumida igual a 0,8; e  $f_c$  representa o fator de atrito para o escoamento no lado da carcaça, respectivamente. Esse fator de atrito é calculado através da seguinte relação:

$$f_c = 2 \cdot b_0 \cdot Re_c^{-0,15} \quad (15)$$

sendo  $b_0 = 0,79$  (Peters e Timmerhaus, 1991).

## 2.2. Cálculo do custo total do trocador de calor

O custo total do trocador de calor é determinado considerando a metodologia descrita em Caputo et al. (2008) e Guo et al. (2009). Tradicionalmente a otimização de trocadores de calor se baseia na procura do custo mínimo total das diferentes variantes de projeto. Segundo os autores anteriormente citados o custo total,  $C_{tot}$ , é calculado através das seguintes relações:

$$C_{tot} = C_i + C_{oD} \quad (16)$$

$$C_i = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (17)$$

$$C_{oD} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (18)$$

$$C_o = P \cdot C_E \cdot H \quad (19)$$

Nas Eqs. (16) a (19),  $C_i$  representa o investimento capital, sendo  $a_1 = 8000$ ,  $a_2 = 259,2$  e  $a_3 = 0,91$  para trocadores de calor com os tubos e a carcaça construídos com aço inoxidável (Taal et al., 2003);  $C_{oD}$  representa o custo de operação total descontado relacionado com a potência de bombeamento,  $P$ ;  $C_o$  representa o custo de operação anual;  $C_E$  é o custo da energia [\$/kW-h]; e  $H$  é o tempo de operação anual [h/ano].

## 2.3. O número de sinergia dos campos

Nas décadas passadas muitas pesquisas estiveram relacionadas com o desenvolvimento da tecnologia de intensificação da transferência de calor. Algumas das técnicas desenvolvidas para esse fim são: o aumento da área de transferência de calor, a intensificação da turbulência, a redução da espessura da camada limite e a geração de um

escoamento secundário (Guo et al., 2009). No entanto, estas técnicas de intensificação da transferência de calor possuem o inconveniente de aumentar consideravelmente a potência de bombeamento. Com o intuito de intensificar a transferência de calor sem promover um aumento considerável da queda de pressão, Guo et al. (1998) e Guo et al. (2005) propuseram o princípio da sinergia dos campos (Guo et al., 2009). A sinergia dos campos é um princípio que sugere que a taxa de transferência de calor em um trocador não depende apenas da magnitude da velocidade do escoamento e do gradiente de temperaturas, mas também da sinergia entre eles. Recentemente utilizando este conceito Wei et al. (2009) obtiveram uma equação para otimização da taxa de transferência de calor em função do ângulo formado através dos vetores dos gradientes de temperatura e de velocidade em escoamentos laminares.

A equação de conservação da energia para um escoamento bidimensional em regime permanente ao longo da camada limite numa placa fria, com ângulo de incidência nulo e sem dissipação viscosa é dada por:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (20)$$

Na Eq. (20),  $\rho$ ,  $c_p$  e  $k$  representam a densidade, o calor específico a pressão constante e a condutividade térmica do fluido, respectivamente.  $T$  é a temperatura,  $x$  e  $y$  são as coordenadas cartesianas ao longo do escoamento do fluido e perpendicular ao escoamento do fluido, respectivamente, e  $u$  e  $v$  são as componentes da velocidade ao longo das coordenadas  $x$  e  $y$ , respectivamente.

O número de sinergia dos campos,  $F_c$ , é um parâmetro importante que possibilita verificar se existe uma boa sinergia entre os campos vetoriais de velocidade e do gradiente de temperaturas do escoamento. Quanto maior o número de sinergia dos campos, mais intenso é o processo de transferência de calor, e melhor é a sinergia entre os campos de velocidade e do gradiente da temperatura (Guo et al., 2009). Segundo Guo et al. (2005), o número de sinergia do campo,  $F_c$ , é diretamente proporcional ao número adimensional de Nusselt local,  $Nu_x$ , e inversamente proporcional aos números adimensionais de Reynolds local,  $Re_x$ , e Prandtl,  $Pr$ ; e pode ser obtido desenvolvendo uma análise dimensional da Eq.(20) resultando na seguinte relação:

$$F_c = \int_0^1 (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dy = \frac{Nu_x}{Re_x Pr} \quad (21)$$

Na Eq. (21)  $\mathbf{U}$  e  $\nabla T$  representam o vetor velocidade e o gradiente de temperatura adimensionais na região da camada limite, respectivamente. A relação para  $F_c$  mostrada na Eq. (21) será utilizada como a segunda função objetivo do presente trabalho.

### 3. RESULTADOS

No presente trabalho são desenvolvidas otimizações de um trocador de calor de casco e tubos, visando duas funções objetivo diferentes: à máxima sinergia dos campos vetoriais de velocidade e do gradiente de temperaturas, e o custo total mínimo do trocador de calor. A solução das equações do modelo matemático apresentado na seção 2 é obtida utilizando o software EES. As variáveis otimizadas são: o espaçamento entre as chicanas,  $B$ , o diâmetro externo do tubo  $d_{ext}$ , o comprimento dos tubos,  $L_t$  e o número de tubos,  $N_t$ .

Quando se considera a minimização do custo total do trocador de calor, são apresentados resultados de otimização do trocador considerando a influência simultânea das quatro variáveis de otimização. Esses cálculos de otimização são desenvolvidos considerando três técnicas de otimização diferentes, já implementadas no EES. No caso da maximização da sinergia dos campos, são apresentados os resultados considerando a influência em separado de algumas variáveis de otimização e a influência simultânea de todas as variáveis.

A configuração inicial do trocador de calor é a configuração considerada no exemplo 8.1 de Kakaç e Liu (2002). Os dados são os seguintes: um trocador de calor água-água, confeccionado em aço inox, com um passe no casco e dois passes no tubo. Considera-se que o vapor d'água escoo com uma vazão de 50000 kg/h, entrando no casco a uma temperatura de 67°C e uma pressão de 0,2 bar; enquanto a água de resfriamento, que escoo pelo interior dos tubos com uma vazão de 30000 kg/h, entra a uma temperatura de 17°C e deve sair com temperatura superior a 40°C. Os diâmetros interno e externo dos tubos são, respectivamente, 0,016 m e 0,019 m. O diâmetro interno do casco é de 0,39 m. Considera-se ainda que o espaçamento entre as chicanas é de 0,25 m. Essas duas variáveis são posteriormente comentadas no programa e calculadas durante a otimização do mesmo.

Para a configuração inicial do trocador de calor foi obtida uma efetividade térmica de 0,4905, e uma sinergia de campo de 0,001483. O custo total do trocador foi de \$ 14.152,00. Os coeficientes globais de transferência de calor foram de 1664 W/(m<sup>2</sup>.K) para o vapor e 1287 W/(m<sup>2</sup>.K) para a água de resfriamento. O número de tubos necessário calculado foi de 124.

A tabela 1 apresenta os valores ótimos das variáveis de otimização, objetivando a minimização do custo total do trocador de calor. Foram utilizadas três técnicas de otimização diferentes: o método genético, o método métrico variável e o método da procura direta. Observa-se que, para qualquer técnica de otimização, foi obtido um custo total menor que o custo total inicial do trocador não otimizado. O método genético apresentou maior redução de custo.

Tabela 1 – Otimização do trocador de calor em função do custo total

	Método genético	Método métrico variável	Método da procura direta
Comprimento do tubo (m)	2,158	2,997	2,170
Diâmetro externo do tubo (m)	0,01152	0,01511	0,01449
Número de tubos	170	107	73
Espaçamento entre as chicanas (m)	0,7304	0,3004	0,6093
Custo total (\$)	10.410,00	12.879,00	10.737,00

Para a maximização da sinergia de campo, foi avaliada a influência de cada variável de otimização. A tabela 2 apresenta os valores ótimos do comprimento dos tubos para a máxima sinergia de campo. Quando é avaliada apenas uma variável de otimização, são comparados os métodos de aproximações quadráticas e da seção áurea. Analisando-se os dados da tabela 2, observa-se que para os dois métodos utilizados, foram obtidos os mesmos resultados. Quando a sinergia de campo é comparada aos valores do trocador não otimizado, observa-se um aumento de 8.17%.

Tabela 2 – Otimização do trocador em função da sinergia de campo: Comprimento dos tubos

	Aproximações quadráticas	Procura da Seção Áurea
Comprimento dos tubos (m)	2,409	2,409
Sinergia de campo	0,001615	0,001615

A tabela 3 apresenta os valores ótimos do diâmetro externo do tubo. Observa-se que as técnicas de otimização produziram resultados semelhantes. Além disso, o valor otimizado da sinergia de campo foi o mesmo obtido através da otimização utilizando-se o comprimento do tubo como variável de otimização.

Tabela 3 – Otimização do trocador em função da sinergia de campo: Diâmetro externo do tubo

	Aproximações quadráticas	Procura da Seção Áurea
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,03129	0,03127
Sinergia de campo	0,001615	0,001615

A tabela 4 apresenta os valores ótimos do espaçamento entre as chicanas. Mais uma vez, os resultados obtidos pelos dois métodos foram idênticos. Observa-se que a influência do espaçamento entre as chicanas sobre a sinergia de campo é bem mais significativa que a influência do comprimento e do diâmetro do tubo, tendo sido obtido um aumento da sinergia de campo de 44.7% em relação ao trocador não otimizado.

Tabela 4 – Otimização do trocador em função da sinergia de campo: Espaçamento entre as chicanas

	Aproximações quadráticas	Procura da Seção Áurea
Espaçamento entre as chicanas (m)	0,80	0,80
Sinergia de campo	0,002685	0,002685

A seguir, foi avaliada a influência combinada de duas das variáveis de otimização analisadas anteriormente: o comprimento dos tubos e o espaçamento entre as chicanas. Como foram utilizadas duas variáveis de otimização, os métodos de otimização empregados foram diferentes. A tabela 5 apresenta os valores ótimos para esta condição. Observa-se que o método da procura direta foi aquele que apresentou a menor variação da sinergia de campo em relação ao trocador não otimizado. O método genético e o método métrico variável apresentaram valores semelhantes, tanto para as variáveis de otimização como para a sinergia de campo. Em ambos os casos, o aumento da sinergia de campo em relação ao trocador não otimizado foi superior a 45%. Pode-se ainda ressaltar que o ganho de sinergia de campo em relação à otimização utilizando-se apenas o espaçamento entre as chicanas é muito pequeno.

Tabela 5 – Otimização do trocador em função da sinergia de campo: Comprimento dos tubos e espaçamento entre as chicanas

	Método genético	Método métrico variável	Método da procura direta
Comprimento do tubo (m)	0,8	0,8	0,2503
Espaçamento entre as chicanas (m)	2,893	2,966	2,409
Sinergia de campo	0,002723	0,002697	0,001616

A tabela 6 apresenta os resultados da otimização da sinergia de campo, avaliando a influência combinada do comprimento e do diâmetro externo do tubo, do espaçamento entre as chicanas e do número de tubos. Quando os



valores das tabelas 5 e 6 são comparados, pode-se observar que o método métrico variável e o método da procura direta produziram menores valores para a sinergia de campo quando todas as variáveis de otimização foram utilizadas (tabela 6). No entanto, o método genético apresentou-se mais consistente, aumentando o valor da sinergia de campo em relação ao valor apresentado na tabela 5.

Tabela 6 – Otimização do trocador em função da sinergia de campo: Comprimento do tubo, diâmetro externo do tubo e espaçamento entre as chicanas.

	Método genético	Método métrico variável	Método da procura direta
Comprimento do tubo (m)	2,01	3,00	2,00
Diâmetro externo do tubo (m)	0,03206	0,04101	0,03756
Espaçamento entre as chicanas (m)	0,7992	0,2560	0,2508
Número de tubos	180	107	180
Sinergia de campo	0,003124	0,001628	0,001812

#### 4. CONCLUSÕES

No presente trabalho se apresentaram resultados de otimização de um trocador de calor de casco e tubos. Foram avaliadas duas funções objetivo: a minimização do custo total do trocador e a maximização da sinergia de campo. Como variáveis de otimização foram utilizadas: o comprimento dos tubos, o diâmetro externo dos tubos, o espaçamento entre as chicanas e o número de tubos. Apesar de se tratar de um tema largamente abordado na literatura, o trocador de calor de casco e tubos ainda pode ser otimizado geometricamente, permitindo variações construtivas que forneçam um custo inferior, ou um aumento da transferência de calor por convecção sem aumentos elevados da potência de bombeamento.

O problema de otimização foi resolvido utilizando três técnicas de otimização diferentes. Quando apenas uma variável de otimização era utilizada, foram avaliadas as técnicas de aproximações quadráticas e da procura da seção áurea. Quando foram utilizadas duas ou mais variáveis de otimização foram empregados o método genético, o método métrico variável e o método da procura direta. Observa-se que, para apenas uma variável de otimização, as técnicas utilizadas produziram resultados bastante semelhantes. No entanto, para a otimização multivariável, os resultados diferiram bastante em função das técnicas utilizadas. O método genético apresentou os melhores resultados para as duas funções objetivo utilizadas. Pode-se ainda ressaltar que os demais métodos utilizados apresentaram uma redução da sinergia de campo para quatro variáveis de otimização, quando comparado aos valores obtidos para três variáveis de otimização.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à PUC Minas, e ao CNPq e à FAPEMIG pelo apoio financeiro.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Caputo, A.C., Pelagagge, P.M., and Salini, P., 2008, "Heat Exchanger Design Based on Economic Optimization", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 1151-1159.
- Eryener, D., 2006, "Thermoeconomic Optimization of Baffle Spacing for Shell and Tube Heat Exchangers", *Energy Conversion & Management*, Vol. 47, No. (11- 12), pp. 1478-1489.
- Fax, D.H., and Mills, R.R., 1957, "Generalized optimal heat exchanger design", *ASME Transactions*, Vol. 79, pp. 653-661.
- Fontein, H.J., and Wassink, J.G., 1978, "The Economically Optimal Design of Heat Exchangers", *Engineering and Process Economics*, Vol. 3, pp. 141-149.
- Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-366.
- Guo, J., Xu, M., and Cheng, L., 2009, "The Application of Field Synergy Number in Shell-and-tube Heat Exchanger Optimization Design", *Applied Energy*, Vol. 86, No. 10, pp. 2079-2087.
- Guo, Z.Y., Li, D.Y., and Wang, B.X., 1998, "A Novel Concept for Convective Heat Transfer Enhancement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No. 14, pp. 2221-2225.
- Guo, Z.Y., Tao, W.K., and Shah, R.K., 2005, "The Field Synergy (Coordination) Principle and its Applications in Enhancing Single Phase Convective Heat Transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 9, pp. 1797-1807.
- Johannessen, E., Nummedal, L., and Kjelstrup, S., 2002, "Minimizing the Entropy Production in Heat Exchange", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2649-2654.
- Kakaç, S., and Liu, H., 2002, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", 2 ed., CRC Press.
- Kern, D.Q., 1950, "Process Heat Transfer", McGraw-Hill.
- Khalifeh Soltan, B., Saffar-Avval, M., and Damangir, E., 2004, "Minimizing Capital and Operating Costs of Shell and Tube Condensers Using Optimum Baffle Spacing", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2801-2810.

- Kovarik, M., 1989, "Optimal Heat Exchangers", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 287-293.
- Mott, J.E., Pearson, J.T., Brock, W.R., 1972, "Computerized Design of a Minimum Cost Heat Exchanger", ASME paper 72-HT-26.
- Ozçelik, Y., 2007, "Exergetic Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Using Genetic Based Algorithm", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1849-1856.
- Palen, J.W., Cham, T.P., and Taborek, J., 1974, "Optimization of Shell-and-tube Heat Exchangers by Case Study Method", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 70, No. 138, pp. 205-214.
- Paul, H., 1982, "An Application of Geometric Programming to Heat Exchanger Design", *Computers and Industrial Engineering*, Vol. 6, No. 2, pp. 103-114.
- Peters, M.S., and Timmerhaus, K.D., 1991, "Plant Design and Economics for Chemical Engineers", McGraw-Hill.
- Poddar, T.K., and Polley, G., 2000, "Optimize Shell-and-tube Heat Exchanger Design", *Chemical Engineering Progress*, Vol. 9, pp. 41-46.
- Ramananda Rao, K., Shrinivasa, U., and Srinivasan, J., 1991, "Synthesis of Cost Optimal Shell-and-tube Heat Exchangers", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 12, No. 3, pp. 47-55.
- Saffar-Avval, M., and Damangir, E., 1995, "A General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for all Types of Shell and Tube Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 13, pp. 2501-2506.
- Selbaş, R., Kizilkan, O., and Reppich, M., 2006, "A New Design Approach for Shell-and-tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithms from Economic Point of View", *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 45, No. 4, pp. 268-275.
- Sun, S., Lu, Y., and Yan, C., 1993, "Optimization in Calculation of Shell-and-tube Heat Exchanger," *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 675-685.
- Taal, M., Bulatov, I., Klemes, J., and Stehlik, P., 2003, "Cost Estimation and Energy Price Forecast for Economic Evaluation of Retrofit Projects", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1819-1835.
- Tayal, M.C., Fu, Y., and Diwekar, U.M., 1999, "Optimal Design of Heat Exchangers: a Genetic Algorithm Framework", *Industrial Engineering Chemical research*, Vol. 38, pp. 456-467.
- Unuvar, A., and Kargici, S., 2004, "An Approach for Optimum Design of Heat Exchangers", *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, pp. 1379-1392.
- Wei, L., Zhichun, L., Tao, W.K., and Shah, R.K., 2009, "Physical Quantity Synergy in Laminar Flow Field and its Application in Heat Transfer Enhancement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 19-20, pp. 4669-4672.

## **7. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso, incluído no seu trabalho.



# OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BY THE TOTAL COST AND VELOCITY AND TEMPERATURE GRADIENT FIELDS SYNERGY

Andrade-Neto, A.M., [angeloandrade.neto@hotmail.com](mailto:angeloandrade.neto@hotmail.com)<sup>1</sup>

Pedrosa, R.M., [rafaelmaxado3@hotmail.com](mailto:rafaelmaxado3@hotmail.com)<sup>1</sup>

Maia, C.B., [cristiana@pucminas.br](mailto:cristiana@pucminas.br)<sup>1</sup>

Hanriot, S.M., [hanriot@pucminas.br](mailto:hanriot@pucminas.br)<sup>1</sup>

Cabezas-Gómez, L., [luben@pucminas.br](mailto:luben@pucminas.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Pontifícia Universidade Católica de Minas gerais, PUC Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500, Prédio 10, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG. CEP 30535-901

**Abstract:** *This work presents a numerical study of a shell and tube heat exchanger which found a wide application in thermal and power systems. The proposed mathematical model describes the heat transfer process between two monophasic fluids (water). The resulting equations set is solved with the EES (Engineering Equation Solver) software. The developed study abords the realization of numerical simulations considering five different optimization techniques and four geometrical optimization parameters of the heat exchanger. The heat exchanger total cost and synergy of velocity and temperature gradient fields are considered as objective optimization functions. The optimization results indicate different values of the resulting geometrical parameters depending on the employed optimization technique and objective function. The best results were found with the multivariable optimization employing the genetic optimization algorithm programmed in the EES software. The paper presents a comparative analysis of the heat exchanger optimization parameters for a minimum total cost and a maximum field synergy between the velocity field and the temperature gradient field. The consideration of the field synergy objective function seems to be a very convenient function for optimizing heat exchangers.*

**Key-words:** *Shell and tube heat exchangers, Temperature and velocity fields synergy, Multivariable optimization technique, Total cost*

## 1. RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.