



**Simpósio de Métodos
Numéricos em Engenharia**

25 a 27 de outubro, 2017

Meta-Heurística Bio-inspirada para otimização de trocador de calor casco-tubo

Nathalia Kappaun Vieira

Escola Politécnica – Engenharia Mecânica
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Curitiba, Brasil.

nathaliakapp@hotmail.com

Douglas Mayer Rieger

Escola Politécnica – Engenharia Química
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Curitiba, Brasil.

douglasmr11@hotmail.com

Viviana Cocco Mariani

Departamento de Engenharia Mecânica
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Curitiba, Brasil.

viviana.mariani@pucpr.br

Resumo—O trocador de calor é o equipamento industrial responsável pela transferência de calor entre dois fluidos. Seus usos vão desde os refrigeradores domésticos e sistemas de condicionamento de ar até o processamento químico. Devido a vasta utilização e grande importância de tais equipamentos, o presente trabalho tem como objetivo a modelagem e otimização de um trocador de calor casco-tubo por meio do método meta-heurístico bio-inspirado do Lobo Cinzento (GWO, *Grey Wolf Optimization*). Foram simulados três casos no trocador: 1) metanol-água; 2) querosene-óleo cru e 3) água destilada-água bruta. Foram submetidas à otimização três variáveis físicas do trocador: o diâmetro interno do casco, o diâmetro externo do tubo e o espaçamento entre as chicanas. O método visou a redução do investimento inicial e do custo de operação do trocador. Utilizou-se do GWO clássico e do GWO modificado, que contou com a aplicação das funções exponencial, gaussiana e beta. Os resultados obtidos para o método clássico e as modificações foi o mesmo, exceto para função exponencial, que aumentou levemente o custo dos equipamentos. A função clássica, portanto, foi capaz de alcançar um valor ótimo, onde obtiveram-se reduções de custo de 31%, 32% e 62% no primeiro, segundo e terceiro caso, respectivamente. De fácil implementação e rapidez, o método GWO mostrou-se muito útil na otimização de trocadores de calor, superando, por uma grande margem, os métodos aplicados pela literatura prévia.

Palavras-chave—trocador de calor; casco-tubo; otimização; Lobo Cinzento; GWO.

I. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são os equipamentos responsáveis pela transferência de calor entre dois fluidos. Existem os trocadores do tipo casco-tubo, a placas, compactos e outros. O casco-tubo é um dos mais utilizados, frequentemente encontrado nas indústrias de processamento químico. Ele é composto de diversos tubos que ficam especificamente dispostos no interior de um casco, equipado com chicanas (defletores) de sustentação. Um fluido escoava dentro dos tubos e o outro percorre o casco, sendo defletido pelas chicanas, de modo a promover turbulência e melhorar a transferência de energia^{[1][2]}. Os tubos podem estar dispostos na configuração quadrada ou triangular (entre outras) no interior do casco, onde esta interfere diretamente na perda de carga e coeficientes de transferência do equipamento.^[4]

Os trocadores podem possuir diversos passes no casco e no tubo, de modo a aumentar o contato entre os fluidos. A presença dos passes requer a utilização de gráficos ou correlações empíricas para a correção da diferença de temperatura média logarítmica utilizada no cálculo da taxa de

transferência. Na Fig. (1) é possível visualizar um esquema de trocadores com múltiplos passes.

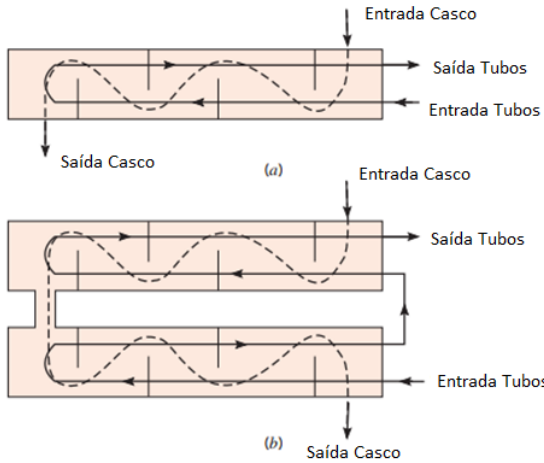


Figura 1. Esquema para trocadores com passes múltiplos. a) 2 passes no tubo e 1 no casco. b) 4 passes no tubo e 2 no casco. Fonte: Lavine *et al.*, 2014.

O processo de transferência de energia que ocorre em um trocador de calor se dá pela diferença de temperatura entre os fluidos, o potencial motriz para o fenômeno. Para uma taxa de transferência fixa, quanto menor a magnitude da diferença de temperaturas, maior será a área requerida do equipamento. Maiores áreas significam um maior custo, que é um fator limitador de projeto. Desse modo, meios para otimizar o processo e reduzir os custos de investimento e de operação são muito atrativos. O custo de operação de um trocador de calor não é apenas da construção e manutenção do trocador em si, mas também das bombas e ventiladores para transferência dos fluidos^[8].

Com o foco na minimização de custos, alguns estudos de otimização por meta-heurísticas foram surgindo, entre eles o Algoritmo Genético (AG), que foi utilizado por Caputo *et al.* (2008) e *Particle Swarm Optimization* (PSO) aplicado por Patel e Rao (2010) no estudo de trocadores de calor. No presente trabalho, aplicou-se o método do lobo cinzento (GWO, *Grey Wolf Optimizer*) proposto por Mirjalili *et al.* (2014) para otimizar o custo de um trocador casco-tubo com diversos casos com diferentes fluidos e condições.

O GWO é bio-inspirado no lobo cinzento, que é considerado um predador de elite e geralmente andam em alcateias de 5 a 12 lobos, possuindo posições sociais bem delimitadas. O método foi inspirado nessas hierarquias para a obtenção da otimização.

O objetivo geral deste estudo é realizar a modelagem de um trocador de calor casco-tubo e comparar o desempenho do método de otimização meta-heurística *Grey Wolf Optimizer* (GWO) com o design original do trocador, de Sinnott *et al.* (1996). As variáveis submetidas à otimização foram o diâmetro interno do casco, D_s , o diâmetro externo do tubo, d_o , e o espaçamento entre os defletores, B .

II. MATERIAIS E MÉTODOS

Antes de aplicar a otimização GWO, foi necessário realizar a modelagem matemática do trocador casco tubo, adquirir as propriedades termofísicas relevantes (massa específica, calor específico, viscosidade dinâmica, condutividade térmica) e determinar as correlações de convecção essenciais para a determinação dos coeficientes de transferência de calor do casco e do tubo.

Os resultados adquiridos pela otimização do GWO foram comparados, principalmente, ao estudo de Sinnott *et al.* (1996), que forneceu o design original do trocador. Além disso, também se comparou aos trabalhos de Caputo *et al.* (2008) e Rao & Patel (2010), que utilizaram o GA (algoritmo genético) e o PSO (*particle swarm optimization*). Compararam-se as dimensões dos tubos, do casco, os coeficientes de transferência, os parâmetros de escoamento e, principalmente, os custos de investimento e de operação, objetivos da otimização. A partir dos resultados adquiridos foi possível analisar os efeitos das variáveis do trocador no seu custo.

Foram estudados três casos, variando os fluidos, suas condições de entrada e com diferentes taxas de transferência de calor (fixas para cada caso). O primeiro (metanol-água) e terceiro (querosene-óleo cru) casos foram propostos por Sinnott *et al.* (1996) e o segundo (água-água) por Kern (1987). O escoamento no trocador nos três casos é contracorrente e utilizou-se do método da diferença média de temperatura logarítmica (referida como LMTD, do inglês, *Logarithmic Mean Temperature Difference*) para a modelagem matemática. As propriedades dos fluidos foram estimadas na temperatura média entre a entrada e saída do trocador.

A. Modelagem do Trocador de Calor

A equação geral que rege os trocadores de calor é a lei de resfriamento de Newton generalizada para o coeficiente global, representada por (1).

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot (F \cdot \Delta T_{ML}) \quad (1)$$

O conhecimento da taxa de transferência de calor, do coeficiente global e da diferença de temperatura média logarítmica (apropriada para o escoamento interno com temperatura da superfície constante) permite explicitar a área de troca térmica em (1) e determinar seu valor.

O termo ΔT_{ML} refere-se à diferença de temperatura média logarítmica, que representa o perfil de temperaturas ao longo do interior de um tubo com temperatura da superfície constante. Seu formato depende do tipo de escoamento, entre contra e cocorrente^[2]. Para o presente trabalho, utilizou-se de um trocador contracorrente, de modo que se utilizou de (2) para o cálculo da diferença de temperatura.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{i,s} - T_{o,t}) - (T_{o,s} - T_{i,t})}{\ln \left[\frac{(T_{i,s} - T_{o,t})}{(T_{o,s} - T_{i,t})} \right]} \quad (2)$$

Onde $T_{i,s}$ e $T_{o,s}$ são as temperaturas de entrada e saída no casco, respectivamente. E $T_{i,t}$ e $T_{o,t}$ as temperaturas de

entrada e saída nos tubos. Os subscritos estão referidos na língua inglês, com *shell* para o casco e *tubes* para os tubos, *in* para a condição de entrada e *out* para a de saída.

A variável F em (1) refere-se ao fator de correção do LMTD, requerido quando há múltiplos passes (mais de um no casco e/ou no tubo). Seu valor pode ser adquirido de gráficos disponíveis em [1] ou calculados analiticamente. Este fator depende diretamente do cálculo das duas razões de temperaturas, R e P . Elas são calculadas por (3) e (4) respectivamente. O fator F foi calculado por (5).

$$R = \frac{T_{i,s} - T_{o,s}}{T_{o,t} - T_{i,t}} \quad (3)$$

$$P = \frac{T_{o,t} - T_{i,t}}{T_{i,s} - T_{i,t}} \quad (4)$$

$$F = \sqrt{\frac{R^2 + 1}{R - 1}} \cdot \ln \left\{ \frac{\frac{(1-P)}{(1-PR)}}{\ln \left[\frac{(2-PR+1-\sqrt{R^2+1})}{(2-PR+1+\sqrt{R^2+1})} \right]} \right\} \quad (5)$$

O termo U em (1) trata-se do coeficiente global de transferência de calor, que é calculado como o somatório do inverso das resistências térmicas do sistema^[2]. As resistências presentes são: a de convecção interna no tubo, a de incrustação interna, a de condução ao longo da espessura do tubo, a de incrustação externa e de convecção externa (no casco). A Equação 6 foi utilizada, englobando todos estes termos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s + R_{f,s}} + \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \left(\frac{R_{f,t} + 1}{h_t} \right)} \quad (6)$$

Onde $R_{f,s}$ é a resistência de incrustação do casco e $R_{f,t}$ do tubo. Seus valores foram adquiridos da literatura [9]. O diâmetro interno do tubo é d_i e o externo d_o .

Os termos h_s e h_t são os coeficientes de transferência de calor por convecção no lado do casco e tubo, respectivamente. O coeficiente do tubo foi calculado pela correlação de Sieder & Tate^[3], representada por (7). Ela está escrita em termos no número de Nusselt do tubo, calculado por (8).

$$Nu_t = 0,027 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt,t}} \right)^{0,14} \quad (7)$$

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{k_t} \quad (8)$$

O número de Nusselt do tubo é função do número de Reynolds (9) e do número de Prandtl (10) do tubo.

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot d_t \cdot v_t}{\mu_t} \quad (9)$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cdot c_{p,t}}{k_t} \quad (10)$$

O coeficiente do casco para chicanas segmentadas (em para regime turbulento, $Re > 10.000$) foi calculado pela correlação apresentada por [4], que é (11). O número de Nusselt para o casco é descrito na forma de (12). O número de Reynolds para o casco é escrito em termos do fluxo mássico ($G = \dot{m}_s / A_s$) externo, conforme em (13). O número de Prandtl do casco está expresso em (14).

$$Nu_s = 0,36 \cdot Re_s^{0,55} \cdot Pr_s^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{wt,s}} \right)^{0,14} \quad (11)$$

$$Nu_s = \frac{h_s \cdot D_e}{k_s} \quad (12)$$

$$Re_s = \frac{G \cdot D_e}{\mu_s} = \frac{\dot{m}_s \cdot D_e}{A_s \cdot \mu_s} \quad (13)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{p,s}}{k_s} \quad (14)$$

A razão de viscosidades em (7) e (9) serve para processos de grandes variações de temperatura, onde a propriedade do numerador é avaliada na temperatura média do fluido e o termo do denominador é avaliada na temperatura de parede. O diâmetro interno do tubo foi calculado por meio de (15), sendo 80% do valor do diâmetro externo.

$$d_i = 0,8 \cdot d_o \quad (15)$$

De acordo com [4], O cálculo do diâmetro hidráulico externo do casco, D_e , depende do tipo de arranjo dos tubos. Das diversas formas que este arranjo pode ser feito, dá-se destaque para o arranjo quadrado e triangular. Eles podem ser visualizados na Fig. (2).

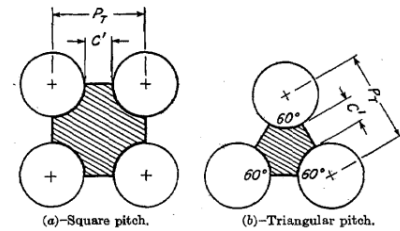


Figura 2. Arranjos dos tubos do trocador: quadrado (esq.) e triangular (dir.).
Fonte: Kern, 1987.

O cálculo para o arranjo quadrado é (16) e para o triangular (17).

$$D_e = \frac{4 \cdot \left[P_t^2 - \left(\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right) \right]}{\pi \cdot D_o} \quad (16)$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left[0,43 \cdot P_t^2 - \left(\frac{0,5 \cdot \pi \cdot d_o^2}{4} \right) \right]}{0,5 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (17)$$

Onde P_t refere-se à distância entre o centro de dois tubos (conforme pode ser visualizado na Fig. 2), d_o é o diâmetro externo do tubo (em polegadas). O cálculo de P_t e C' da Fig. 2 é feito por (18) e (19), respectivamente.

$$P_t = 1,25 \cdot d_o \quad (18)$$

$$C' = P_t - d_o \quad (19)$$

O termo A_s em (13), a área de escoamento do feixe é dada por (20). Onde D_s é o diâmetro interno do casco, B a distância entre as chicanas, d_o o diâmetro externo do tubo e P_t a distância entre diâmetros de tubos adjacentes.

$$A_s = D_s \cdot B \cdot \left[1 - \left(\frac{d_o}{P_t} \right) \right] \quad (20)$$

As velocidades dos fluidos no casco e no tubo são calculadas por (21) e (22), respectivamente.

$$v_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s \cdot \rho_s} \quad (21)$$

Onde \dot{m}_s é a vazão mássica do fluido que percorre o casco, A_s é a área de escoamento calculada por (20) e ρ_s é a massa específica do fluido do casco.

$$v_t = \frac{\dot{m}_t}{(\pi/4) \cdot d_i^2 \cdot \rho_t} \left(\frac{n}{N_t} \right) \quad (22)$$

Onde n é o número de passes, N_t o número de tubos, d_i o diâmetro interno do tubo, \dot{m}_t a vazão mássica do fluido que escoo no interior do tubo e ρ_t a massa específica desse fluido.

O número de tubos do trocador de calor foi calculado por (23)^[10].

$$N_t = C \cdot \left(\frac{D_s}{d_o} \right)^{n_1} \quad (23)$$

O número de tubos depende do diâmetro interno do casco, do diâmetro externo do tubo e de duas constantes, C e n_1 . Seus valores variam conforme o número de passes dos tubos e o arranjo. Os valores assumidos para essas constantes, adquiridos de [9], pode ser verificado na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes para o número de tubos.

Nº Passes	Arranjo triangular		Arranjo quadrado	
	$P_t = 1,25 \cdot d_o$		$P_t = 1,25 \cdot d_o$	
1	0,319	2,142	0,215	2,207
2	0,249	2,207	0,156	2,291
4	0,175	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

Fonte: Rao e Patel, 2010.

O custo total do trocador de calor, a função objetivo, dado por [6], é calculado por (24).

$$C_{tot} = C_i + C_{oD} \quad (24)$$

O custo total é a soma do capital investido, C_i , e do custo de operação descontado do equipamento, C_{oD} . Adotando a correlação fornecida por [7], o custo investido é calculado por

(25), como uma função da área de troca térmica do trocador e dependendo de três constantes.

$$C_i = a_1 + a_2 \cdot A^{a_3} \quad (25)$$

Onde $a_1 = 8.000$ €, $a_2 = 259,2$ €/m² e $a_3 = 0,77$. O custo de operação descontado (C_{oD} em €) é calculado por (26). O tempo de operação é $n_y = 10$ anos e a taxa de desconto anual é $i = 0,1$ (10%).

$$C_{oD} = \sum_{k=1}^{n_y} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (26)$$

O parâmetro C_o em (26) é o custo de operação anual, medido em (€/ano). Calcula-se por (27), onde P é a potência de bombeamento (W), C_e é o custo de energia (€/kWh) e H é a quantidade de horas de operação anual. Admitiu-se um custo de energia de 0,12 €/kWh e um o tempo de operação anual do trocador de 7000 horas^[9].

$$C_o = P \cdot C_e \cdot H \quad (27)$$

A potência de bombeamento do trocador é calculada por (28). Está relacionado com as perdas de carga do casco e do tubo, indicadas por ΔP_t e ΔP_s , respectivamente. O termo η refere-se à eficiência da bomba, que foi assumida como 0,80^[11].

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \cdot \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \cdot \Delta P_s \right) \quad (28)$$

A perda de carga para o lado do tubo foi calculada pela por (29)^{[7][9]}. Com n sendo o número de passes do tubo, f_t o fator de atrito no interior do tubo e p uma constante empírica. Seu valor foi assumido em 2,5 com base em [7].

$$\Delta P_t = \left(\frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{L}{d_i} \cdot f_t + p \right) \cdot n \quad (29)$$

O fator de atrito de Darcy para o tubo, f_t , foi calculado por (30)^[12]. Trata-se de uma correlação empírica dependente do número de Reynolds, calculado por (9).

$$f_s = [1,82 \cdot (\log 10^{Re_t}) - 1,64]^{-2} \quad (30)$$

Já a perda de carga para o lado do casco foi determinada por (31).

$$\Delta P_s = f_s \cdot \left(\frac{\rho_s \cdot v_s^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{L}{B} \right) \cdot \left(\frac{D_s}{D_e} \right) \quad (31)$$

Com f_s sendo o fator de atrito de Darcy do lado do casco, determinado por (32).

$$f_s = 2 \cdot b_o \cdot Re_s^{-0,15} \quad (32)$$

Sendo que b_o é uma constante dependente do valor do número de Reynolds. Para $Re_s < 40.000$, $b_o = 0,72$, conforme [13].

Os parâmetros de entrada do trocador e as propriedades termofísicas dos fluidos para os casos 1, 2 e 3 podem ser visualizados nas tabelas 2, 3 e 4 que seguem.

Tabela 2 - Propriedades termofísicas e parâmetros de entrada do caso 1.

Fluidos	Metanol	H ₂ O Salobra
Propriedades	Casco	Tubo
Passe	1	2
\dot{m} (kg/s)	27,8	68
T_i (°C)	95	25
T_o (°C)	40	40
ρ (kg/m ³)	750	995
c_p (J/kg.K)	2840	4200
μ (Pa.s)	0,00034	0,0008
k (W/m.K)	0,19	0,59
R_f (m ² k/W)	0,00033	0,00020
Arranjo Tubos	Triangular	
\dot{q} (MW)	4,34	

Fonte: Rao & Patel, 2010.

Tabela 3 - Propriedades termofísicas e parâmetros de entrada do caso 2.

Fluidos	Querosene	Óleo Cru
Propriedades	Casco	Tubo
Passe	1	4
\dot{m} (kg/s)	5,52	18,8
T_i (°C)	199	37,8
T_o (°C)	93,3	76,7
ρ (kg/m ³)	850	995
c_p (J/kg.K)	2470	2050
μ (Pa.s)	0,0004	0,00358
k (W/m.K)	0,13	0,13
R_f (m ² k/W)	0,00061	0,00061
Arranjo Tubos	Quadrada	
\dot{q} (MW)	1,44	

Fonte: Rao & Patel, 2010.

Tabela 4 - Propriedades termofísicas e parâmetros de entrada do caso 3.

Fluidos	H ₂ O destilada	H ₂ O bruta
Propriedades	Casco	Tubo
Passe	1	2
\dot{m} (kg/s)	22,07	35,31
T_i (°C)	33,9	23,9
T_o (°C)	29,4	26,7

ρ (kg/m ³)	995	999
c_p (J/kg.K)	4180	4180
μ (Pa.s)	0,0008	0,00092
k (W/m.K)	0,62	0,62
R_f (m ² k/W)	0,00017	0,00017
Arranjo Tubos	Triangular	
\dot{q} (MW)	0,46	

Fonte: Rao & Patel, 2010.

B. Otimização via GWO

O algoritmo proposto por [5] tem como modelo a hierarquia dos lobos cinzentos. No modelo matemático, o processo de otimização é guiado por três lobos principais: alfa (α), a solução mais apta ao problema, beta (β) e delta (δ). Existe, ainda, a solução (lobo) ômega (ω), que representa o restante das candidatas a solução do problema de otimização.

As variáveis de projeto otimizadas foram o diâmetro interno do casco, D_s , o diâmetro externo do tubo, d_o , e o espaçamento entre os defletores, B . Os intervalos possíveis para estas variáveis, limitadas de acordo com a norma TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), foram: $0,1 \leq D_s \leq 1,5$; $0,05 \leq d_o \leq 0,5$ e $0,015 \leq B \leq 0,051$. Todas as unidades em metro.

As funções principais do código são (33) e (34).

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}_p(t) - \vec{X}(t)| \quad (33)$$

$$\vec{X}(t+1) = \vec{X}_p(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (34)$$

Onde t corresponde à iteração em que o algoritmo se encontra, A e C são coeficientes específicos dos vetores, X é a posição do lobo e X_p é a posição da presa. Em cada iteração as posições dos agentes de busca são atualizadas, e quando o valor de A se torna menor que 1, o programa converge para a melhor solução.

O vetor \vec{A} pode ser expresso por (35).

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (35)$$

Ele é o responsável por fazer o agente de busca atacar a melhor solução. Isso ocorre quando o valor de \vec{a} diminui, sendo que o seu valor sempre está entre 2 e 0 e possui um decréscimo linear. Quando o valor de \vec{A} é menor do que 1, o agente de busca ataca a melhor solução. Caso contrário, ele é obrigado a procurar uma solução mais refinada.

O vetor \vec{C} é calculado por (36).

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_2 \quad (36)$$

Este vetor auxilia o método a criar um comportamento mais aleatório para a otimização, podendo ser considerado um vetor que cria os efeitos de obstáculos que acontecem na

hora da caça na natureza, dificultando a aproximação rápida do agente de busca a solução perfeita. Diferentemente do vetor \vec{A} , ele não decresce linearmente, sempre tendo valores randômicos tanto no começo como no final das iterações.

Durante a caçada, o lobo cinzento tem a habilidade de reconhecer a localização da presa e aproximar dela, com a matilha sendo guiada pelo lobo alfa, e os lobos beta e delta participando da caçada ocasionalmente. Inspirado nesse comportamento, o modelo matemático simula uma caçada, onde os agentes alfa, beta e delta procuram as melhores soluções e sempre tem as suas posições atualizadas.

O processo inicia-se com a criação de uma população randômica de agentes de busca e possíveis soluções, com a evolução das iterações os agentes vão estimando a posição da melhor resposta, e quando o valor de A é menor que 1 o programa converge para a melhor solução.

Além da aplicação da GWO clássica, algumas variações foram inseridas no código para verificar possível melhoria na solução global. As variáveis A, C, a, r_1, r_2 foram feitas variar conforme as funções exponencial (37), gaussiana (38) e beta (39).

$$r_1 r_2 = 1/[1 + \exp(-Max_iter/1000)] \quad (37)$$

$$r_1 r_2 = 0,5 + 0,5randn \quad (38)$$

$$r_1 r_2 = betarnd(0.1rand, rand) \quad (39)$$

III. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Em se tratando as alterações realizadas nas variáveis do código do GWO, apenas as variáveis r_1 e r_2 variando pela função exponencial promoveram mudanças nos resultados alcançados pela GWO clássica. Ainda assim, os valores alcançados pela exponencial foram muito próximos, proporcionando, inclusive, um custo maior para o trocador, o que não é desejado. Supõe-se, portanto, que o ótimo global já foi atingido pelo método clássico, de modo que os resultados das outras funções são omitidos dessa seção.

Os resultados obtidos foram comparados aos resultados de outros três autores, conforme já citado anteriormente. Nesta seção, contudo, apresentar-se-á apenas a comparação da GWO com a literatura original do trocador, [7], no qual o presente estudo se baseou.

A. Caso 1: Metanol e Água Salobra

No primeiro caso, utilizou-se um trocador com duas passagens no tubo e uma no casco, com arranjo triangular nos tubos. Os resultados estão expressos na Tabela 5.

Os resultados mostraram um aumento significativo do número de tubos, diminuição dos diâmetros externo e interno do casco e diminuição dos diâmetros externo e interno do tubo. Isso proporcionou uma redução (de 34%) na área de troca térmica, além da redução da velocidade do fluido no interior do tubo. Sendo a velocidade proporcional ao número de Reynolds, e consequentemente Nusselt, percebe-se a redução de 16% no valor do coeficiente de convecção do tubo.

A redução do espaçamento das chicanas, porém, gera maior turbulência, aumentando, assim, o coeficiente de convecção do lado do casco (h_s). Percebe-se pelo valor maior de U que o aumento do coeficiente do casco sobrepôs a redução de h_t . Além disso, a otimização do trocador pelo GWO proporcionou uma redução de 31% do custo total do trocador comparado ao trabalho de Sinnott *et al.* (1996), um resultado muito positivo.

Tabela 5 - Parâmetros otimizados para o caso 1.

Parâmetros	Sinnott <i>et al.</i> (1996)	GWO
D_s (m)	0,894	0,7796
L (m)	4,830	2,5
B (m)	0,356	0,475
d_o (m)	0,020	0,015
N_t	918	1524
v_t (m/s)	0,75	0,803
h_t (W/m ² K)	3812	3633
D_e (m)	0,014	0,0107
h_s (W/m ² K)	1573	1772,3
U (W/m ² K)	615	671,9
A (m ²)	278,6	179,3
C_i (€)	51507	39495
C_o (€/yr)	2111	779,9
C_{od} (€)	12973	4792
C_{tot} (€)	64480	44287

Fonte: Os Autores, 2017.

A comparação dos resultados dos custos de investimento, operacional e total pode ser observada na Fig. 3.

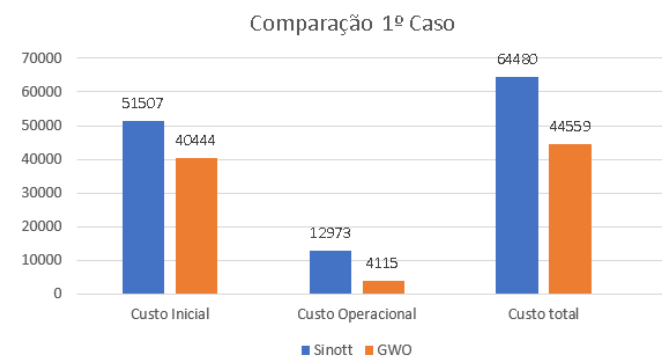


Figura 3. Comparativo primeiro caso. Fonte: Os Autores, 2017.

B. Caso 2: Querosene e Óleo Cru

No segundo caso e utilizado um trocador com quatro passagens no tubo e uma no casco, com configuração dos tubos quadrada. Os resultados estão expressos na Tabela 6.

Observa-se uma expressiva adição no número de tubos do trocador e redução dos diâmetros interno e externo do tubo. Pode-se visualizar da Equação 22 que a velocidade do tubo foi relacionada ao número de tubos e passes, sendo inversamente proporcional ao primeiro. O grande aumento no número de tubos ($\cong 6,5$ vezes) sobrepôs o efeito de aumento da velocidade provocado pela redução do diâmetro, resultando em uma drástica redução da velocidade de escoamento interna, justificando a redução de 17% no coeficiente de transferência de calor por convecção interno.

Das equações 11, 12 e 13, percebe-se que o coeficiente de transferência do casco está relacionado com o diâmetro hidráulico do casco, D_e . Sua redução fez com que os valores de Re , Nu e, conseqüentemente, do coeficiente externo diminuíssem (em 16%), proporcionando um U menor.

Tabela 6 - Parâmetros otimizados para o caso 2.

Parâmetros	Kern (1987)	GWO
D_s (m)	0,539	0,727
L (m)	4,88	1,6
B (m)	0,127	0,0862
d_o (m)	0,025	0,015
N_t	158	1030
v_t (m/s)	1,44	0,6482
h_t (W/m ² K)	619	534,4
D_e (m)	0,025	0,014
h_s (W/m ² K)	920	747
U (W/m ² K)	317	246
A (m ²)	61,5	77,6
C_i (€)	19007	21590
C_o (€/yr)	1304	369
C_{od} (€)	8012	2268
C_{tot} (€)	27020	18348

Fonte: Os Autores, 2017.

Apesar do aumento da área de troca térmica, a grande redução do comprimento dos tubos proporcionou uma redução de 32% no custo total. Um resultado positivo em contrabalanço da redução dos coeficientes de transferência.

A comparação dos resultados dos custos de investimento, operacional e total pode ser observada na Fig. 4.

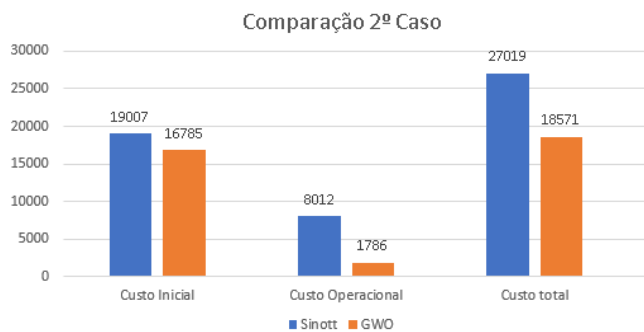


Figura 4. Comparativo segundo caso. Fonte: Os Autores, 2017.

C. Caso 3: Água destilada e água bruta

O estudo de caso 3 é baseado em um trocador de duas passagens no tubo e uma no casco. A disposição dos tubos é triangular. Os resultados estão expressos na Tabela 7.

O grande aumento do número de tubos e a redução do diâmetro interno do tubo proporcionaram, conjuntamente, uma severa redução do coeficiente de transferência de calor por convecção, que reduziu quase 50% em comparação ao trocador original. A redução do diâmetro externo do casco reduziu também o coeficiente de transferência, resultando em um U consideravelmente mais baixo.

A redução do coeficiente de transferência global e por ser o caso com menor valor para o LMTD (6,311 °C), a área de troca térmica (A), pela Equação 1, sofreu considerável aumento. Isso justifica um custo de capital inicial (C_i) mais alto. O custo anual, C_o , porém, reduziu de tal maneira que proporcionou uma grande redução do custo total do equipamento. Dentre os três casos estudados, esse foi o que obteve a maior redução do custo total do trocador, com uma redução de 62% em relação ao design original.

Tabela 7 - Parâmetros otimizados para o caso 3.

Parâmetros	Sinnott <i>et al.</i> (1996)	GWO
D_s (m)	0,387	0,605
L (m)	4,88	1,30
B (m)	0,305	0,5
d_o (m)	0,013	0,015
N_t	160	1194
v_t (m/s)	1,76	0,7
h_t (W/m ² K)	6558	3249
D_e (m)	0,013	0,009
h_s (W/m ² K)	5735	4074
U (W/m ² K)	1471	1094
A (m ²)	46,6	63
C_i (€)	16549	19346
C_o (€/yr)	4466	208
C_{od} (€)	27440	1282
C_{tot} (€)	43989	17332

Fonte: Os Autores, 2017.

A comparação dos resultados dos custos de investimento, operacional e total pode ser observada na Fig. 5.

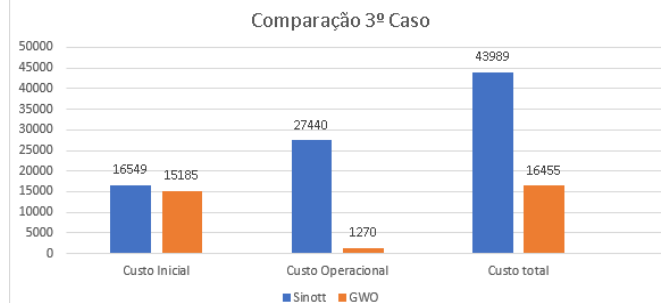


Figura 5. Comparativo terceiro caso. Fonte: Os Autores, 2017.

IV. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo a modelagem e otimização de um trocador de calor casco-tubo contracorrente aplicado a três casos distintos, variando, entre estes, os fluidos, condições de operação e taxas de transferência. Visou-se a redução do custo por meio da otimização de três variáveis de projeto: o diâmetro interno do casco, o diâmetro externo do tubo e o espaçamento entre as chicanas. O método de otimização aplicado foi o GWO (*Grey Wolf Optimizer*), o método do Lobo Cinzento. Utilizou-se tanto do GWO clássico como o GWO alterado, fazendo com que alguns parâmetros do código variassem sob as funções exponencial, beta e gaussiana.

Os resultados adquiridos pela GWO clássica foram todos positivos, com redução do custo total em 31% para o primeiro caso, 32% para o segundo e 62% para o terceiro caso. Os resultados da GWO modificada foram idênticos aos do método clássico, com exceção da variação exponencial. Tendo gerado resultados piores para o custo, há fortes indícios de que a GWO clássica alcançou o ótimo global por si só.

Otimizações voltadas para a redução de custos têm gerado um grande interesse para indústria, pois com o design correto a efetividade do trocador é pouco (ou nada) afetada e mostram-se possíveis grandes reduções de custo, dependendo do caso.

Foi possível observar durante o estudo que o GWO possui convergência garantida, apresentando resultados muito satisfatórios. O método possui baixa complexidade, com poucos parâmetros e é de fácil implementação. Pode, ainda, ser utilizado para a otimização de outros tipos de trocadores, adequando o seu código conforme o necessário.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Brasil - CNPq (subsídios: 405101/2016/3 e 303906 / 2015-4-PQ) pelo apoio a este trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Y. A. Çengel, A. J. Ghajar. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 4ª Edição. Porto Alegre: Mcgraw-Hill, 2012.
- [2] Adrienne S. Lavine, David P. Dewitt, Frank P. Incropera, Theodore L. Bergman. Fundamentos de transferência de calor e massa. 7ª Edição. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.
- [3] E. N. Sieder, G. E. Tate. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial Engineering Chemistry*, Vol. 28, pp. 1429–1435, 1936.
- [4] D. Q. Kern. Processos de Transmissão de Calor. 3ª Edição. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1987.
- [5] S. Mirjalili, S. M. Mirjalili, A. Lewis. Grey Wolf Optimizer. *Advances in Engineering Software*, Vol. 69, pp.46-61, 2014.
- [6] A.C. Caputo, P.M. Pelagagge, P. Salini. Heat exchanger design based on economic optimization. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 1151-1159, 2008.
- [7] R. K. Sinnott. *Chemical Engineering Design*. 4ª Edição. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 1996.
- [8] F. Kreith, M. S. Bohn. *Princípios da Transferência de Calor*. 6ª Edição. São Paulo: Thomson LSinearning, 2003.

- [9] V. K. Patel, R. V. Rao. Design optimization of shell and tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1417-1425, 2010.
- [10] W. M. Rosenow, J. P. Hartnett. *Handbook of Heat Transfer*. 3ª Edição. Nova York: McGraw-Hill, 1973.
- [11] E. H. d. V. Segundo, A. L. Amoroso, V. C. Mariani, L. d. S. Coelho. Thermodynamic optimization design for plate-fin heat exchangers by Tsallis JADE. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 113, pp. 136-144, 2017.
- [12] G.F. Hewitt. *Heat Exchanger Design Handbook*. 1ª Edição. Nova York: Begell House, 1998.
- [13] M. S. Peters, K. D. Timmerhaus. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. 4ª Edição. Nova York: McGraw-Hill, 1991.