

Aplicación del Método de la Colonia de Hormigas Mixto a la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza

Application of the Mixed Ant Colony Method to the optimization of tube and shell heat exchangers

**Maida-Bárbara Reyes-Rodríguez, Jorge-Laureano Moya-Rodríguez,
Sergio-Ramón Pérez-León, Gonzalo Nápoles-Ruiz**

Universidad Central de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica. Villa Clara. Cuba
Correo electrónico: maidab@uclv.edu.cu

Recibido: 2 de febrero de 2014 Aceptado: 17 de abril de 2014

Resumen

Los procesos de transferencia de calor son uno de los problemas más importantes a resolver en el campo de la Ingeniería. Entre los equipos más usados en la industria para realizar la transferencia de calor están los intercambiadores de calor de tubo y coraza. En el presente trabajo se desarrolla el procedimiento para la optimización del diseño de estos equipos utilizando el método de Kern y aplicando el algoritmo de la colonia de hormigas. Se aplica el mismo a tres ejemplos concretos y los resultados obtenidos se comparan con los obtenidos aplicando otros métodos de la inteligencia artificial. Se optimizan los principales parámetros geométricos de los intercambiadores de calor de tubo y coraza para lograr un menor costo de los mismos. Se demuestra la eficacia del nuevo procedimiento MACO (*Mixed Ant Colony Optimization*), en el proceso de optimización desde el punto de vista económico utilizando diferentes casos de estudios.

Palabras claves: intercambiadores de calor, colonia de hormigas, método de Kern.

Abstract

Heat transfer processes are one of the most important problems to be solved in the field of Engineering. Among the most widely used equipment for heat transfer in the industry are the shell and tube heat exchangers. This paper develops the procedure for optimizing the design of shell and tube heat exchangers using the method of Kern and applying the ant colony algorithm. The procedure has been applied to three specific examples and the results obtained are compared with those obtained by applying other methods of artificial intelligence. The main geometric parameters of shell and tube heat exchangers are optimized, to achieve a lower cost of the exchanger. The efficacy of the new procedure MACO (*Mixed Ant Colony Optimization*) for the optimization process from economically point of view was demonstrated, using different case studies.

Key words: heat exchangers, ant colony, Kern method.

Introducción

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza, *Tube and Shell Heatex Changers*, STHEs, transfieren energía desde un fluido de alta temperatura hacia un fluido de baja temperatura, con ambos fluidos en movimiento a través del mismo. Sus componentes principales se muestran en la figura 1, los cuales son: Coraza (1), arreglo de tubos (2), espejos (3), las mamparas o deflectores (4). El ensamble del arreglo de tubos y mamparas se realiza por medio de barras de soporte y espaciadoras, las cuales dan soporte a las mamparas y mantienen la distancia entre ellas evitando un mal desempeño térmico del intercambiador de calor o daño de los tubos por pandeo o vibración. El fluido que fluye a través de los tubos es dirigido por los cabezales (5). Las boquillas (6) permiten la entrada y salida del fluido en los tubos y en la coraza, éstas son el enlace con los instrumentos de medición.

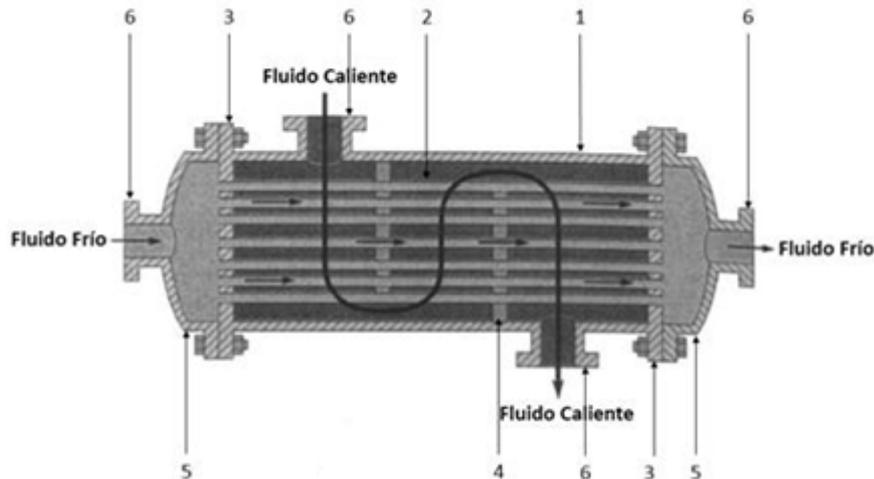


Fig.1. Componentes principales del intercambiador de calor de tubo y coraza

La dificultad para integrar las correlaciones obtenidas en los bancos de tubos y el flujo generado en la carcasa de un intercambiador con deflectores impulsó el desarrollo de métodos integrales para el cálculo de la transferencia de calor y pérdida de carga en el lado de la coraza. Entre los métodos más relevantes se encuentran los de los siguientes autores: Kern (1949), Bell-Delaware (años 50-60), Palen- Taborek (años 60-70), Tinker (años 50), Wills and Jhonston (años 70-80), Método del *Heat Transfer Research Institute* (años 90).

En los últimos años los algoritmos poblacionales y de inteligencia colectiva de optimización han ganado popularidad y son utilizados en varias áreas del conocimiento, debido a su relativa simplicidad y costo computacional. Estos algoritmos se están empleando en la optimización de intercambiadores de calor de Tubo y Coraza, debido a que son capaces de encontrar buenas soluciones con un mínimo de esfuerzo; convergiendo hacia un único óptimo global. Varios investigadores han utilizado diferentes técnicas de optimización considerando diferentes funciones objetivo para optimizar el diseño del intercambiador de calor. [1, 2]

En la referencia [3] se usó el Algoritmo Genético, AG en inglés *Genetic Algorithm*, GA, para el diseño óptimo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, en el que la caída de presión se aplicó como una restricción para lograr los parámetros óptimos de diseño. Los autores habían considerado la minimización del costo total del intercambiador de calor como una función objetivo. Amin Hadidi *et al* [4] desarrollaron un nuevo método para optimizar Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza desde el punto de vista económico al cual denominaron Algoritmo Competitivo Imperialista. En su artículo utilizan básicamente el método de Kern para el cálculo térmico e hidráulico y las funciones de costo tradicionales.

Fesanghary *et al* [5] usaron el análisis de sensibilidad global para identificar los parámetros geométricos más influyentes que afectan el costo total de los STHEs con el fin de reducir el tamaño del problema de optimización y llevar a cabo la optimización de los parámetros influyentes de los STHE desde el punto de vista económico mediante la aplicación del algoritmo de búsqueda armónico. Los autores habían considerado la minimización de los costos de capital y los costos de operación como una función objetivo.

Varios otros investigadores también usaron estrategias basadas en AG algoritmos genéticos y algoritmos tradicionales de optimización matemática [6-8] para diversos objetivos como la generación de entropía mínima y el costo mínimo de los STHEs para optimizar el diseño de intercambiadores de calor. Algunos de estos estudios se focalizan en un solo parámetro geométrico como el espaciado óptimo

del deflector y otros tratan de optimizar una gran variedad de parámetros geométricos y operativos de los STHEs

Del análisis anterior se aprecia que el tema de la optimización de los intercambiadores de calor de tubo y coraza es un aspecto que está siendo investigado aún. Esencialmente la función que se utiliza como función objetivo es el costo del intercambiador y se busca minimizar el mismo. En los últimos años se vienen usando con frecuencia los métodos de la Inteligencia Artificial para tales fines.

Por tanto, el presente trabajo tiene por objetivo diseñar e implementar un procedimiento para la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza utilizando la meta-heurística Colonia de Hormigas y comparar los resultados obtenidos por el mismo con los obtenidos por otros algoritmos, utilizando tres estudios de casos.

Métodos y Materiales

Método de Kern para el diseño de los intercambiadores de calor de Tubo y Coraza

Kern, en 1950 [9] desarrolló uno de los primeros métodos para el estudio del comportamiento térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Se escogió el método de Kern, por ser el que sirvió de base a los demás y además para poder comparar los resultados obtenidos con resultados de la literatura. Este método todavía se sigue utilizando en la industria para comprobar el funcionamiento térmico de los intercambiadores. Este considera que el flujo a través del arreglo de tubos es únicamente flujo cruzado, y no contempla fugas entre los componentes de la coraza.

Antes de comenzar el cálculo, las condiciones de proceso requeridas para ambos fluidos son:

- Temperaturas de entrada y salida T_i y T_o en grados K.
- Flujos máxicos \dot{m} en Kg/s.
- Capacidades caloríficas C_p en J/kg K.
- Conductividades térmicas λ en W/m K.
- Densidades ρ en kg/m³.
- Viscosidades μ en Ns/m².
- Factores de obstrucción o ensuciamiento (*Rensuc*) en m² K/W
- Número de años de vida de la instalación (*ny*) en años.
- Tasa de descuento anual (*i*) en %.
- Costo de la energía eléctrica (C_E) en \$/kW h.
- Horas de trabajo al año (*H*) en horas.
- Los subíndices *t* y *s* se refieren al lado del tubo y de la coraza respectivamente.

El procedimiento de diseño utilizado se basa en calcular el área de transferencia de calor a través de la temperatura media logarítmica. (ver ecuación 1)

$$A_T = \frac{Q}{U * F * LMTD} \quad (1)$$

Donde:

Q – Carga térmica del intercambiador en W.

U – Coeficiente total de transferencia de calor en W/m² K

LMTD – Diferencia media logarítmica de la temperatura en K.

F – Factor de corrección de la temperatura media logarítmica, (adimensional).

El coeficiente global de transferencia de calor *U* depende de los coeficientes de transferencia de calor y las resistencias al ensuciamiento tanto del lado del tubo como del lado de la coraza y se calcula por la ecuación 2 [9]: (ver ecuación 2)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + Rensucs + \frac{d_o}{d_i} \left(Rensuct + \frac{1}{h_t} \right)} \quad (2)$$

Donde:

h_s – Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza en W/m² K.

h_t – Coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo en W/m² K.

d_o – Diámetro exterior del tubo

d_i – Diámetro interior del tubo.

De acuerdo con el régimen de flujo, el coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo (h_t) se calcula a partir de la siguiente correlación (ver ecuaciones 3, 4, 5) [9]

$$\text{Si } Re_t < 2300 \quad h_t = \frac{\lambda}{d_i} \left[3.657 + \frac{0.0677 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right)^{1.33}}{1 + 0.1 Pr_t \left(Re_t \frac{d_i}{L} \right)^{0.3}} \right] \quad (3)$$

$$\text{Si } 2300 < Re_t < 10000 \quad h_t = \frac{\lambda}{d_i} \left\{ \frac{\frac{f_t}{8} (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_t}{8}} (Pr_t^{0.67} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \right\} \quad (4)$$

$$\text{Si } Re_t > 10000 \quad h_t = \frac{\lambda}{d_o} 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5)$$

Donde:

f_t – F factor de fricción de Darcy según referencia [11]

Re_t – Número de Reynolds en el lado del tubo y está dado como: (ver ecuación 6)

$$Re_t = \frac{\rho \cdot v_t \cdot d_i}{\mu} \quad (6)$$

Velocidad de flujo para el lado del tubo se encuentra por: (ver ecuaciones 7 y 8)

$$v_t = \frac{m_t}{\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \rho_t} \frac{N_p}{N_t} \quad (7)$$

Donde:

N_p – Número de pases por los tubos

N_t – Número de tubos

$$N_t = K \left(\frac{D_s}{d_o} \right)^{n_1} \quad (8)$$

Las constantes K y n_1 se calculan de acuerdo a lo descrito en detalles en la referencia [12]

Pr_t es el número de Prandtl en el lado del tubo y está dado por: (ver ecuación 9)

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (9)$$

La Formulación de Kern permite también calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza h_s . (ver ecuación 10)

$$h_s = \left(0,36 Re_{es}^{0,55} \cdot Pr_s^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right) \frac{\lambda}{D_e} \quad (10)$$

Re_{es} – Número de Reynolds para el lado de la coraza: (ver ecuación 11)

$$Re = \frac{\rho \cdot v_s \cdot D_e}{\mu} \quad (11)$$

v_s – Velocidad de flujo para el lado de la coraza se puede obtener según referencia [2] como: (ver ecuación 12)

$$v_s = \frac{m_s \cdot P_t}{D_s \cdot B \cdot (P_t - d_o)} \quad (12)$$

D_s – Diámetro interior de la coraza en m

B – Espaciamiento entre deflectores en m

D_e – Diámetro hidráulico de la coraza en m y se calcula según lo establecido en las referencias [11-12]

El número de Prandtl para el lado de la coraza es: (ver ecuación 13)

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (13)$$

Sobre la base de la superficie total del intercambiador de calor (A_T), la longitud del tubo necesaria (L) es: (ver ecuación 14)

$$L = \frac{A_T}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \quad (14)$$

Optimización económica de los Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Para realizar la optimización económica de los intercambiadores de calor de tubo y coraza es necesario conocer las expresiones para evaluar tanto el costo de inversión, como de operación de estos equipos.

El costo total C_{tot} se toma como la función objetivo y se puede calcular por la expresión siguiente [10]: (ver ecuación 15)

$$C_{tot} = C_i + C_{op} \quad (15)$$

Donde:

C_i – Costo de inversión de capital en pesos.

C_{op} – Costo de operación en pesos

Adoptando la correlación de Hall [10], el capital de inversión C_i se calcula en función del área superficial del intercambiador. (ver ecuación 16)

$$C_i = a_1 + a_2 A_T^{a_3} \quad (16)$$

Donde para intercambiadores de calor de acero inoxidable, tanto los tubos como la coraza $a_1 = 8000$, $a_2 = 259,2$ y $a_3 = 0,91$ [10].

El costo de operación relacionado con la potencia consumida en el bombeo para vencer las pérdidas friccionales se determina de las siguientes expresiones: (ver ecuaciones 17 y 18)

$$C_{op} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (17)$$

$$C_o = PC_E H \quad (18)$$

Donde: (ver ecuación 19)

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{m_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (19)$$

Donde:

η – Eficiencia de bombeo (entre 0,5 y 0,7)

ΔP_t – Caída de presión en los tubos en Pa

ΔP_s – Caída de presión en la coraza en Pa

La caída de presión permisible en el intercambiador de calor es la presión estática del fluido que puede ser invertida para conducir el fluido a través del mismo. En todos los intercambiadores de calor hay una cerrada afinidad física y económica entre la transferencia de calor y la caída de presión. Para una capacidad calorífica constante en el intercambiador de calor, el incremento de la velocidad del flujo provocará un aumento del coeficiente de transferencia de calor lo que se traduce en el diseño compacto del intercambiador y un menor costo de inversión. Sin embargo, aumentar la velocidad de flujo causará una mayor caída de presión, lo que resulta en costes de funcionamiento adicional. Cuando se diseña un intercambiador de calor debe lograrse un *Trade off* entre la caída de presión y la transferencia de calor. La caída de presión del lado del tubo incluye la caída de presión distribuida a lo largo de la longitud del tubo y las pérdidas de presión concentradas en los codos y en las boquillas de entrada y salida [9]. La caída de

presión en los tubos se calcula como la caída de presión propiamente dicha en los tubos más la caída de presión en los codos. (ver ecuaciones 20 y 21)

$$\Delta P_t = \Delta P_{lt} + \Delta P_{cod} \quad (20)$$

$$\Delta P_t = \frac{\rho_t v_t^2}{2} \left(\frac{L}{d_i} f_t + p \right) N_p \quad (21)$$

Donde: (ver ecuación 22)

$$f_t = 0.00128 + 0.1143(Re_t)^{-0.311} \quad (22)$$

Diferentes valores de la constante p son considerados por diferentes autores. Kern [9] supone p=4, mientras que Sinnott et al [12] suponen p = 2,5. Se debe asumir 2,5; N_t es el número de tubos (ya calculada), L la longitud de los tubos (ya calculada), v_t la velocidad del fluido en el lado del tubo (ya calculada).

La caída de presión del lado de la coraza es, (ver ecuación 23)

$$\Delta P_s = \frac{\rho_s u_s^2}{2} f_s \frac{L D_s}{B D_e} \quad (23)$$

Donde el factor de fricción en el lado de la coraza se calcula como: (ver ecuación 24)

$$f_s = 1,44 Re_s^{-0,15} \quad (24)$$

Variables y función objetivo

Las variables a optimizar serian:

- Longitud de los tubos (L)
- Diámetro exterior del tubo (do)
- Diámetro interior de la coraza (Ds)
- Espaciamiento entre baffles (B)

La función objetivo sería la minimización del costo de inversión y de operación:

Minimizar $C_{tot} = C_i + C_{op}$

Estudios de casos

Para evaluar el procedimiento de optimización según el método de las colonias de hormigas mixto desarrollado se utilizaron tres casos de estudio de la literatura:

Caso 1: Intercambiador de calor de tubo y coraza de 4,34 MW de necesidad, con agua salobre - metanol [12]

Caso 2: Intercambiador de calor de tubo y coraza de 1,44 MW de necesidad, con petróleo crudo - kerosene [9].

Caso 3: Intercambiador de calor de tubo y coraza de 0,46 MW de necesidad, con agua destilada - agua cruda [12]

En la tabla 1 se muestran los fluidos y sus propiedades para los tres casos analizados.

Tabla 1. Propiedades físicas de los fluidos de los tres casos analizados

Datos		Caso 1		Caso 2		Caso 3	
		Coraza	Tubo	Coraza	Tubo	Coraza	Tubo
		Metanol	Agua de mar	Keroseno	Petróleo crudo	Agua destilada	Agua cruda
Flujo másico	m	27,8	68,9	5,52	18,8	22,07	35,31
Temperatura de entrada	T_i	95	25	199	37,8	33,9	23,9
Temperatura de salida	T_o	40	40	93,3	76,7	29,4	26,7
Densidad del fluido	ρ	750	995	850	995	995	999
Calor específico	C_p	2,84	4,2	2,47	2,05	4,18	4,18
Viscosidad del fluido	μ	0,00034	0,0008	0,0004	0,00358	0,0008	0,00092
Conductividad térmica	λ	0,19	0,59	0,13	0,13	0,62	0,62
Resistencia al ensuciamiento	R_{ensuc}	0,00033	0,0002	0,00061	0,00061	0,00017	0,00017

Para la optimización a través del Método de la Colonia de Hormigas Mixto, MACO, se tomaron los siguientes límites superior e inferior para las variables de optimización:

- Longitud de los tubos (L) entre 1 y 5 metros;
- Diámetro interior de la coraza (Ds) entre 0,1m y 1,5 m;
- Diámetro exterior de los tubos (do) entre 0.015 m y 0.051m;
- Espaciamiento entre los deflectores (B), en un rango de 0,05 m a 0,5 m.

Todos los valores de los costos de descuento de operación se calculan con:

Número de años $n_y = 10$ años,

Tasa de descuento anual (i) = 10 %

Costo de la energía (C_E) = 0,12 \$/ kW-h

Cantidad de horas de trabajo anual (H) =7000 h/año

Para obtener la solución óptima usando MACO, se usaron como parámetros:

Número de hormigas = 100, Número máximo de iteraciones = 1000

Resultados

Las arquitecturas resultantes de intercambiadores óptimos obtenidas por MACO se comparan con los resultados obtenidos por Patel [1] utilizando SA, por Caputo [13] utilizando el enfoque AG y con la solución de diseño original dada por Sinnott [12] y Kern [9] (mostradas en la tabla 2). A fin de permitir una comparación coherente, las funciones costo de los cuatro enfoques se calculan como se describió anteriormente. También por la misma razón, todos los valores relacionados con los costos se han tomado de la obra de Caputo [13] que trató todos los casos estudios mediante enfoque por AG. En la tabla 2 se muestran los resultados comparativos entre los tres métodos y los de la literatura para los tres casos de estudio.

Tabla 2. Geometrías Óptimas del intercambiador de calor usando diferentes métodos

	Caso 1 (agua salobre-metanol)				Caso 2 (petróleo crudo-keroseno)				Caso 3 (agua destilada-agua cruda)			
	Literatura	SA	AG	MACO	Literatura	SA	AG	MACO	Literatura	SA	AG	MACO
L	4,83	4,073	2,97	2,994	4,88	6,2	6,37	6,41	4,88	1,73	1,74	1,71
do	0,02	0,015	0,015	0,015	0,025	0,015	0,015	0,015	0,019	0,015	0,015	0,015
B	0,356	0,499	0,497	0,5	0,127	0,273	0,28	0,29	0,305	0,476	0,499	0,5
Ds	0,894	0,72	0,86	0,84	0,539	0,34	0,33	0,33	0,387	0,61	0,59	0,58
ht	3812	3969	3557	3672	619	811	863	877	6558	3677	3878	3990
ΔPt	6251	4464	1840	1985	49245	13423	15300	15843	62814	1767	1995	2124
hs	1573	1930	1745	1767	920	1181	1168	1172	5735	3856	3878	3955
ΔPs	35789	19246	12028	12322	24909	13737	12503	12533	67684	5603	5252	5391
U	615	707	664,7	672,8	317	266	272	274	1471	1018	1038	1054
A	378,6	245,3	261,2	258	61,5	71,8	70,2	69,7	46,6	68,3	67	66
Ci	51507	46760	49037	48583	19007	20683	20426	20342	16549	20112	19898	19740
Cop	12973	7539,5	4227	4381,3	8012	2527	2730	2807	27440	1377	1379	1435
Ctot	64480	54299	53265	52964	27020	23211	23156	23150	43989	21490	21277	21175

Discusión

En los resultados mostrados en la tabla 2 para el primer caso de estudios, se puede notar que el diseño obtenido con el algoritmo propuesto tiende a reducir el coste total anual. La principal diferencia entre los resultados es en la caída de presión en los tubos, lo que eleva los costos de bombeo necesarios para el intercambiador. La solución MACO muestra una reducción en costo anual de operación y el costo total de operación de descuento, determinado por una reducción de la caída de presión en los tubos. Una disminución en el coeficiente de transferencia en el lado del tubo trae una disminución en el coeficiente global, lo que provoca un aumento en el área de total de transferencia. Este aumento afecta el capital de inversión. El aumento en el capital de inversión se opone a la mejora producida en el costo total de operación de descuento, provocando un costo total superior a los reportados por los algoritmos genéticos y por Recocido Simulado (SA).

En el segundo caso de estudios se puede observar que el diseño obtenido utilizando el algoritmo propuesto en este trabajo presenta una mayor longitud que los demás casos, además, el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo también es menor. Esto provocó una reducción del coeficiente global de transferencia de calor, llevando a un aumento en el área de transferencia. Una caída de presión del lado de la coraza, unido al aumento del área de transferencia proporciona un alto costo en el diseño del intercambiador. Se puede notar cómo la situación económica influye en el resultado óptimo de diseño. Se seleccionó un diámetro de tubo de menor tamaño y se obtuvo una longitud superior a la de los ejemplos. Esto proporciona un compromiso adecuado entre los costes de material y fabricación asociados con los tubos.

En el tercer caso de estudios, la principal diferencia entre los resultados es en la caída de presión en los tubos, lo que eleva los costos de bombeo necesarios para el intercambiador. La solución MACO muestra una reducción en costo anual de operación y el costo total de operación de descuento, determinado por una reducción de la caída de presión en los tubos. Una disminución en el coeficiente de transferencia en el lado del tubo trae una disminución en el coeficiente global, lo que provoca un aumento en el área de total de transferencia. Este aumento afecta el capital de inversión.

El aumento en el capital de inversión se opone a la mejora producida en el costo total de operación de descuento, provocando un costo total superior a los reportados por AG y SA.

Conclusiones

De los resultados mostrados, de su análisis y de su discusión, se pueden obtener las siguientes conclusiones sobre la aplicación del Método de las Colonias de Hormigas Mixto (MACO) a la optimización del diseño de Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza:

- 1- El Método de las Colonias de Hormigas Mixto puede ser aplicada para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de tubo y coraza desde el punto de vista económico, como quedó demostrado en el trabajo.
- 2- Se aplicó este método a tres estudios de casos resueltos por otros métodos y se compararon los resultados, demostrando la técnica de las Colonias de Hormigas Mixta resultados congruentes con los otros métodos para los tres estudios de caso como se pudo apreciar en la tabla 2.
- 3- Los valores de la función objetivo (costo del intercambiador) obtenidos para el intercambiador optimizado por la MACO son ligeramente inferiores a los obtenidos por los métodos de Recocido Simulado (SA) y por los algoritmos genéticos e inferiores a los de la literatura. Por ejemplo para el caso de estudios número 1 (agua salobre-metanol), el costo del intercambiador optimizado por el Método de la Colonia de Hormigas Mixto fue de 52964 pesos, mientras que en el caso de los Algoritmos Genéticos fue de 53265 pesos y en el de Recocido simulado fue de 54299 pesos. Para este caso de estudio el costo según datos de la literatura es de 64480 pesos.
- 4- El Método de las Colonias de Hormigas Mixto converge a un valor óptimo de la función objetivo dentro de muy pocas generaciones, lo que pudo ser comprobado implementando la misma en un software. Esta característica destaca la importancia del método para la optimización de intercambiadores de calor.

Referencias

1. Patel, V. K. y Rao, R. V. "Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique". *Applied Thermal Engineering*. 2010, vol. 30, p. 1417-1425. ISSN 1359-4311.
2. Arzu Sencan, S., Bayram, K. y Ulas, K. "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using artificial bee colony (ABC) algorithm". *Energy Conversion and Management*. 2011, vol. 52, p. 3356-3362. ISSN 0196-8904.
3. Selbas, R., Kizilkan, O. y Reppich, M. "A new design approach for shell-and-tube heat exchanger using genetic algorithms from economic point of view". *Chemical Engineering and Processing*. 2006, vol. 45, n° 4, p. 268-275. ISSN 0255-2701.
4. Hadidi, A., Mojtaba, H. y Nazari, A. "A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view". *Energy Conversion and Management*. 2013, n° 67, p. 66-74. ISSN 0196-8904.
5. Fesanghary, M., Damangir, E. y Soleimani, I. "Design optimization of shell and tube heat exchanger using global sensitivity analysis and harmony search algorithm". *Applied Thermal Engineering*. 2009, vol. 29, p. 1026-1030. ISSN 1359-4311.

6. Ozkol, G. K. "Determination of the optimum geometry of the heat exchanger body via a genetic algorithm". *International Journal of Computation and Methodology*. 2005, vol. 48, p. 283-296. ISSN 0017-9310.
7. Xie, G. N., Sunden, B. y Wang, Q. W. "Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm". *Applied Thermal Engineering*. 2008, vol. 28, n° 8-9, p. 895-906. ISSN 1359-4311.
8. Ponce-Ortega, J. M., Serna-González, M. y Jiménez-Gutiérrez, A. "Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers". *Applied Thermal Engineering*. 2009, vol. 29, p. 203-209. ISSN 1359-4311.
9. Kern, D. Q. *Process heat transfer*. Mcgraw-hill. New York: 1999. ISBN 968-26-1040-0.
10. Hadidi, A. y Nazari, A. "Design and economic optimization of shell-and-tube heat exchanger using biogeography-based (BBO) algorithm". *Applied Thermal Engineering*. 2013, vol. 51, p. 1263-1272. ISSN 1359-4311.
11. Hewitt, G. F., *Heat exchanger design handbook 2012*. New York: 2012. ISBN 9781567001822.
12. Sinnott, R. K. *Chemical engineering design*. Fourth ed. London, England: Elsevier Butterworth-Heinemann. Linacre House. Jordan Hill, 2005. Vol. 6, ISBN 9780080492551.
13. Caputo, A. C., Pelagagge, P. M. y Salini, P. "Heat exchanger design based on economic optimization". *Applied Thermal Engineering*. 2008, vol. 28, n° 10, p. 1151-1159. ISSN 1359-4311.