
Impacto ecológico de los Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Maida Bárbara Reyes – Rodríguez*, Jorge Laureano Moya

Rodríguez**, Oscar Miguel Cruz Fonticiella***

Universidad Central de Las Villas, Facultad de Ingeniería Mecánica, Carretera
a Camajuani Km 5, CP 54830, Santa Clara, Villa Clara, Cuba.

Ecological impact of Shell and tube heat exchangers

Impacte ecològic dels intercanviadors de calor de tub i cuirassa

Recibido: 8 de febrero de 2014; aceptado: 7 de marzo de 2014

RESUMEN

Los intercambiadores de calor del tipo de coraza y tubo constituyen uno de los equipos más importantes en las plantas de procesos químicos. El diseño de los intercambiadores de calor desde el punto de vista termodinámico se basa en dos aspectos fundamentales, el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión total. En el año 2007 el Científico chino Guo estableció una nueva propiedad termodinámica denominada “Entransía”, la cual expresa la capacidad de un cuerpo de transferir calor. Esta propiedad puede caracterizar totalmente la capacidad de transferir calor de un intercambiador de calor de tubo y coraza. A la pérdida de esa capacidad se le denomina “Disipación de Entransía”. Para evaluar el impacto ecológico de las máquinas térmicas Angulo-Brown creó en el año 1991 la llamada función ecológica. En el presente trabajo se combina la disipación de entransía con la función ecológica y se crea una nueva expresión para evaluar el impacto ambiental de los intercambiadores de calor. Se realiza además la optimización multicriterial de los intercambiadores de calor de tubo y coraza desde el punto de vista de las irreversibilidades. Son utilizadas como funciones objetivo la función ecológica y el costo. Para resolver el problema de optimización multicriterial se utiliza el método de los Algoritmos Genéticos.

Palabras clave: optimización, intercambiadores de calor, función ecológica, entransía, algoritmos genéticos.

SUMMARY

Shell and tube heat exchangers are one of the most important equipment in chemical processes plants. The heat exchanger design from the thermodynamic point of view is based on two fundamental aspects, the global heat transfer coefficient and the pressure drop. In 2007 the Chinese Scientist Guo settled a new thermodynamic property denominated “Entransy”, which expresses the capacity of a body to transfer heat. This property can totally characterize the capacity to transfer heat of a shell and tube

heat exchange. The loss of this capacity is denominated “Entransy Dissipation”. For evaluating the ecological impact of thermal machines, Angulo-Brown created in 1991 the “ecological function”. In this paper the “entransy dissipation” and the ecological function were combined and a new expression for evaluating the ecological impact of shell and tube heat exchangers was created. A multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers taking into account irreversibilities is also realized. The ecological function and the cost were used as objective functions. For solving the of multi-objective optimization problem the method of the Genetic Algorithms is used.

Key words: optimization, heat exchangers, ecological function, entransy, genetic algorithms

RESUM

Els intercanviadors de calor del tipus de cuirassa i tub constitueixen un dels equips més importants en les plantes de processos químics. El disseny dels bescanviadors de calor des del punt de vista termodinàmic es basa en dos aspectes fonamentals, el coeficient global de transferència de calor i la caiguda de pressió total. L'any 2007 el Científic xinès Guo va establir una nova propietat termodinàmica anomenada *Entransia*, la qual expressa la capacitat d'un cos de transferir calor. Aquesta propietat pot caracteritzar totalment la capacitat de transferir calor d'un intercanviador de calor de tub i cuirassa. A la pèrdua d'aquesta capacitat se li denomina “*Dissipació d'Entransia*”. Per avaluar l'impacte ecològic de les màquines tèrmiques Angulo-Brown va crear l'any 1991 l'anomenada funció ecològica. En el present treball es combina la dissipació de entransia amb la funció ecològica i es crea una nova expressió per avaluar l'impacte ambiental dels intercanviadors de calor. Es realitza a més l'optimització multicriterial dels intercanviadors de calor de tub i cuirassa.

*Autores para correspondencia: *maidab@uclv.edu.cu ** jorgemr@uclv.edu.cu ***ocf@uclv.edu.cu

sa des del punt de vista de les irreversibilitats. S'utilitzen com a funcions objectiu la funció ecològica i el cost. Per resoldre el problema d'optimització multicriterial s'utilitza el mètode dels Algoritmes Genètics.

Mots clau: Optimització; intercanviadors de calor; funció ecològica; entransia; algoritmes genètics.

INTRODUCCIÓN

Anualmente, el planeta consume para satisfacer sus necesidades energéticas más de tres mil millones de barriles de petróleo, tres mil millones de metros cúbicos de gas natural y cinco mil millones de toneladas de carbón.

El consumo energético mundial total en 2005 fue de 500 EJ ($= 5 \times 10^{20}$ J) (ó 138.900 TWh) con un 86,5% derivado de la combustión de combustibles fósiles, aunque hay al menos un 10% de incertidumbre en estos datos [1]. Esto equivale a una potencia media de 15 TW ($= 1.5 \times 10^{13}$ W). No todas las economías mundiales rastrean sus consumos energéticos con el mismo rigor, y el contenido energético exacto del barril de petróleo o de la tonelada de carbón varía ampliamente con la calidad.

Los intercambiadores de calor (ICs) están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos de las industrias y representan el vehículo más ampliamente usado para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales [2]. Ellos son seleccionados para servicios tales como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos donde se condensen vapores de refrigerantes o condensación de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones industriales [3]. En los últimos años se vienen realizando diversas investigaciones con respecto a estos equipos. Zahid H. Ayub [4] desarrolló un nomograma muy sencillo para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y coraza. Este método es muy práctico, pero realmente no tiene grandes aportes desde el punto de vista científico y por otra parte solamente se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza. Vera García et al [5] desarrollaron un modelo simplificado para el estudio de intercambiadores de calor de tubo y coraza. A pesar de su simplicidad, el modelo demuestra ser útil para el diseño preliminar de intercambiadores de calor de tubo y coraza que trabajan en los sistemas de refrigeración completos y complejos. Simin Wang, Jian Wen y, Yanzhong Li [6] realizaron un estudio experimental para mejorar la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y coraza. Con el fin de aumentar la transferencia de calor se mejoró la configuración de un intercambiador de calor de tubo y coraza a través de la instalación de sellos en el lado de la coraza. Las holguras entre las placas de los deflectores y la cáscara son bloqueadas por los sellos, lo que disminuye con eficacia el flujo de cortocircuito (by pass) en el lado de la cáscara. Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng [7] en el año 2009 aplicaron un nuevo concepto denominado "número del campo sinérgico" para realizar la optimización de

intercambiadores de calor de tubo y coraza de deflectores segmentados. Este concepto lleva implícito dentro de sí varios criterios de optimización. En este caso los autores tomaron el campo de velocidad y el flujo de calor y usaron el método de los algoritmos genéticos para resolver el problema de la optimización. Para analizar la transferencia de calor en el lado de la coraza utilizaron el método de Bell Delaware. Este trabajo tiene el mérito de introducir un nuevo concepto para optimizar intercambiadores de calor, sin embargo no profundiza en otros criterios de optimización y usa uno de los métodos más antiguos para calcular la transferencia de calor en el lado de la coraza. David Butterworth [8] en el año 2001 introdujo en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza la influencia de la temperatura local y de la velocidad en el grado de ensuciamiento o incrustamiento. El autor señala que la resistencia al ensuciamiento se considera por la mayoría de los diseñadores como una constante, lo cual es erróneo. No se abordan aspectos de optimización ni de métodos de cálculo.

M. Fesanghary, E. Damangir e I. Soleimani [9] utilizan el método de análisis de la sensibilidad global mediante un algoritmo armónico de búsqueda para realizar la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Éste es un método Meta – heurístico de búsqueda de solución de un problema. Utilizan el método de Bell Delaware y optimizan tanto el costo de inversión como de operación. Los autores plantean que este método de búsqueda de la solución es más efectivo que el de los algoritmos genéticos. V.K. Patel y R.V. Rao [10] plantean que los intercambiadores de calor de tubo y coraza (ICs) son el tipo más común en los procesos industriales. Además, mencionan que la minimización del costo de estos equipos es un objetivo clave para diseñadores y usuarios. Debido a la construcción y funcionamiento de dichos equipos, el diseño de los mismos involucra procesos complejos para la selección de parámetros geométricos y de operación. Destacan que el enfoque tradicional de diseño de estos equipos involucra la valoración de diferentes geometrías de los mismos, para identificar aquellas que satisfagan una capacidad calorífica dada y un conjunto de restricciones geométricas y de operación. En la literatura consultada apenas existen referencias sobre el impacto ambiental de los intercambiadores de calor. El objetivo del presente trabajo es evaluar a través de las nuevas expresiones de la segunda ley de la termodinámica evaluar el impacto ambiental de los intercambiadores de calor, relacionándolo con el costo de los mismos.

MATERIALES Y MÉTODOS

Función ecológica de Angulo-Brown

El análisis y la optimización de los ciclos termodinámicos ha sido uno de los aspectos más importantes y más analizados en la Teoría de la Termodinámica de tiempo finito. Además de la potencia de salida y de la tasa de generación de entropía, se presentó por primera vez un nuevo criterio para evaluar motores térmicos en el año 1991 por el mexicano Angulo Brown [11] a través de la siguiente expresión, a la cual denominó función ecológica:

$$E' = P - T_c \cdot \sigma$$

Donde P es la potencia de salida del motor en kW, T_c es la temperatura del reservorio frío en grados Kelvin y σ es la tasa de generación de entropía en kW/°K. Como la función objetivo E es semejante, en cierto sentido, al objetivo ecológico, entonces esta función también se conoce como función objetivo ecológica.

Esta función fue perfeccionada por Yan [12] como:

$$E = \dot{W} - T_0 \cdot \dot{S}_g$$

Donde:

\dot{W} - Potencia de salida en kW

\dot{S}_g - Tasa de generación de entropía en kW/°K

T_0 - Temperatura ambiente en °K.

Chen et al [13] presentaron una función basada en la exergía y en la ecología de una forma unificada que es aplicable a todos los ciclos termodinámicos:

$$E'' = \frac{A}{\tau} - \frac{T_0 \Delta S}{\tau} = \frac{A}{\tau} - T_0 \sigma$$

Donde: A representa la salida de exergía, ΔS es la generación de entropía, τ es la tasa de generación de entropía y es el período de tiempo del ciclo. Para el caso particular de los motores, la tasa de producción de exergía del ciclo es la Potencia de salida: $\frac{A}{\tau} = P$, y la función ecológica se convierte en la función desarrollada por Yan:

$$E' = P - T_0 \cdot \sigma$$

Esta función complementa los aspectos de la termodinámica clásica relacionados con la potencia de salida, la eficiencia y la generación de entropía.

Por tanto, la expresión anterior bien pudiera aplicarse al caso de los intercambiadores de calor, sustituyendo P por la tasa de transferencia de calor, es decir:

$$E' = Q - T_c \cdot \sigma$$

No obstante en los últimos años se ha cuestionado mucho la aplicación de la generación de entropía a los intercambiadores de calor.

Paradoja de la Generación de entropía

En las últimas décadas el estudio de la segunda ley de la termodinámica y su aplicación a los intercambiadores de calor ha atraído mucha atención [14]. Inspirado en el principio de producción de entropía mínima adelantado por Prigogine [15], Bejan [16,17] desarrolló el enfoque de minimización de generación de entropía (EGM) para la optimización del diseño de Intercambiadores de calor.

En este enfoque, Bejan [17] tuvo en cuenta dos tipos de irreversibilidades en el intercambiador de calor, a saber, la conducción de calor de corriente-a-corriente bajo una diferencia de temperatura y la caída de presión por fricción que acompaña a la circulación de fluido a través del equipo. Por lo tanto, la tasa total de producción de entropía denotada por \dot{S}_{gen} es la suma de las producciones de entropía asociadas con la conducción de calor y la fricción del fluido.

Sin embargo, entre todos los principios variacionales de la termodinámica, el principio de generación de entropía mínima de Prigogine sigue siendo el más debatido [18].

En consecuencia, el enfoque de minimización de la generación de entropía, ampliamente aplicado a la modeliza-

ción y la optimización de los sistemas térmicos que deben su imperfección termodinámica a las irreversibilidades de la transferencia de calor, la transferencia de masa, y del flujo de fluido, muestra algunas inconsistencias y paradojas en aplicaciones de diseños de intercambiadores de calor. Esto es debido a que el enfoque del método de minimización de la generación de entropía se basa en los procesos de conversión de calor en trabajo, mientras que en el diseño de intercambiadores de calor lo más importante es la velocidad y la eficiencia de la transferencia de calor [19].

Por otra parte las aplicaciones relacionadas con el método de la generación de entropía se basan fundamentalmente en el número adimensional de generación de entropía definido por la relación de la tasa de generación de entropía con la tasa de capacidad calorífica. Se ha verificado que el número de generación de entropía definido de tal manera, presenta la llamada "Paradoja de la Generación de Entropía [20] "

Entransía

En el año 2007 los científicos chinos Zeng-Yuan Guo, Hong-Ye Zhu, Xin-Gang Liang [21] definieron una cantidad apropiada E que se corresponde con la energía eléctrica almacenada en un capacitor basados en la analogía entre los sistemas térmicos y eléctricos. Esta cantidad E se define como Entransy (En español Entransía) que se calcula como:

$$E_{vh} = \frac{1}{2} Q_{vh} \cdot U_h = \frac{1}{2} Q_{vh} \cdot T$$

Donde $Q_{vh} = M \cdot c_v \cdot T$ es la energía térmica del calor almacenado en un objeto con volumen constante, el cual puede ser referido como la carga térmica.

U_h ó T representa el potencial térmico

La entransía físicamente es la capacidad o potencial de un cuerpo para transmitir calor. Junto con el concepto de Entransía surgió el concepto de "Disipación de Entransía". Se ha encontrado que en los procesos irreversibles se disipa la Entransía y disminuye por tanto la capacidad de transmitir calor [22]. Mientras mayor sea la disipación de Entransía, mayor será el grado de irreversibilidad en el proceso de transferencia de calor.

Mucho esfuerzo se ha dedicado al estudio de la teoría de la disipación de entransía. Wang et al. [23] obtuvieron una ecuación de transferencia de entransía para describir los procesos de transferencia de Entransía de un fluido viscoso multi - componente sometido a transferencia de calor por conducción y convección, difusión de masa y reacciones químicas

Chen y Ren [24] definieron una relación de diferencia de temperatura para el flujo de calor como la resistencia térmica generalizada de los procesos de transferencia de calor por convección, y desarrollaron la teoría de la resistencia térmica mínima para la optimización de la transferencia de calor por convección, se encontró que el principio de mínima resistencia térmica es equivalente al principio extremo de disipación de Entransía

Chen et al. [25] optimizaron el proceso de transferencia de calor por convección en una cavidad cuadrada mediante el principio de minimización de generación de entropía y el principio de disipación extrema de entransía, y los resultados indican que el primero produjo la mayor conversión de calor en trabajo, mientras el último hizo máxima la eficiencia de la transferencia de calor por convección.

Xia et al. [26] estudiaron las distribuciones de los parámetros óptimos de un intercambiador de calor de dos fluidos mediante el uso de la teoría de control óptimo bajo la condición de carga de calor fija y tomando la minimización de la disipación de entransía como el objetivo de la optimización.

Guo et al. [27] encontraron que la tasa total de disipación de entransía alcanza el mínimo cuando la tasa local de disipación de entransía se distribuye uniformemente a lo largo del intercambiador de calor, lo que se denomina el principio de equipartición de la disipación de entransía.

Liu et al [28] investigaron la aplicabilidad de los principios de extremos de generación de entropía y de disipación de entransía para la optimización de los intercambiadores de calor, y encontraron que el primero es mejor para la optimización de los intercambiador de calor cuando funciona en el ciclo Brayton, mientras que el último da los mejores resultados cuando el intercambiador de calor es sólo para el propósito de calentar o enfriar fluidos.

Recientemente se investigó la influencia de la disipación viscosa durante el calentamiento en la entransía en intercambiadores de calor de dos fluidos [29], y la disipación de principio de disipación extrema de la entransía y se extendió a la transferencia de calor por radiación en la referencia [30] y la optimización de las redes de transporte en [31].

Xu et al. [32,33] derivaron las expresiones de disipación de entransía debida a la conducción del calor y a la fricción del fluido en los intercambiadores de calor. Cuando la disipación de entransía es aplicada a la evaluación del rendimiento y la optimización del diseño de los intercambiadores de calor, es necesario que sea adimensional.

En [34], se introduce un método adimensional para la disipación de entransía en los intercambiadores de calor y se introduce entonces el concepto de número de disipación de entransía, el cual puede ser utilizado para evaluar el rendimiento de los intercambiadores de calor.

Función Ecológica según la disipación de entransía

Teniendo en cuenta que la disipación de entransía es un concepto más apropiado que la generación de entropía para evaluar las irreversibilidades en los intercambiadores de calor, según lo expuesto en el epígrafe anterior y teniendo en cuenta los principios en que se basa la función ecológica de Angulo-Brown, se desarrolló la siguiente nueva función ecológica para evaluar el impacto ambiental de los intercambiadores de calor:

$$E' = Q - \frac{\Delta G_T}{AMTD}$$

Donde:

Q – Tasa de transferencia de calor o carga térmica en kW.

ΔG_T – Disipación total de entransía en el intercambiador en kW°K.

AMTD – Diferencia de la temperatura media aritmética en °K.

$$\Delta G_T = \frac{1}{2} U_{ocal} * A_T * F * LMTD[(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{ci} - T_{co})] + \dot{m}_t \frac{\Delta P_t (T_{ho} - T_{hi})}{\rho_t \ln \frac{T_{ho}}{T_{hi}}} + \dot{m}_s \frac{\Delta P_s (T_{co} - T_{ci})}{\rho_s \ln \frac{T_{co}}{T_{ci}}}$$

Donde:

U_{ocal} – Coeficiente global de transferencia de calor en W/m² °K

A_t – Área total de transferencia de calor en m².

T_{hi} – Temperatura de entrada del líquido caliente en ° K

T_{ho} – Temperatura de salida del líquido caliente en ° K

T_{ci} – Temperatura de entrada del líquido frío en ° K

T_{co} – Temperatura de salida entrada del líquido frío en ° K

\dot{m}_t – Flujo másico por el lado del tubo en Kg/s.

\dot{m}_s – Flujo másico por el lado de la coraza en Kg/s..

ΔP_t – Caída de presión por el lado del tubo en Pa.

ΔP_s – Caída de presión por el lado del tubo en Pa.

ρ_t – Densidad del fluido por el lado del tubo en Kg/m³.

ρ_c – Densidad del fluido por el lado de la coraza en Kg/m³.

Costo de los intercambiadores de calor.

El costo total de los intercambiadores de calor se calcula hasta el momento por los diferentes autores consultados de una manera bastante aproximada. Este costo total (C_{tot}) incluye la inversión de capital (Ci), el costo de la energía (Ce), el costo de operación anual (Co) y el costo total de descuento de operación de (Cod) [35].

$$C_{total} = C_{inversión} + C_{operación}$$

Adoptando la correlación de Hall [36], el capital de inversión Ci se calcula en función del área superficial del intercambiador:

$$C_{inversión} = a_1 + a_2 A_t^{a_3}$$

Donde, a₁ = 8000, a₂ = 259,2 y a₃ = 0,93 para el intercambiador hecho de acero inoxidable tanto para la coraza como para los tubos [18]. El descuento de costo total de operación en relación con potencia de bombeo para superar las pérdidas por fricción se calcula de las siguientes ecuaciones:

$$C_o = PC_E H$$

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

C_E es el costo de la energía eléctrica en \$/kW h, i la tasa de descuento anual, ny el número de años de vida de la instalación, H las horas de trabajo al año.

Optimización Multi – Objetivo usando la función ecológica y el costo como funciones objetivos

Para realizar la optimización multi-objetivo de los intercambiadores de calor, se utilizó el método de Bell-DeLaware. Se usaron como funciones objetivos el costo total y la función ecológica.

Todo el procedimiento se realizó utilizando algoritmos genéticos de segunda generación (NSGII), implementado en MATLAB. Se usó una población inicial de 50 individuos y un total de 100 generaciones.

Se debía entonces:

$$\text{Maximizar: } E' = Q - \frac{\Delta G_T}{AMTD}$$

$$\text{Minimizar: } C_{total} = C_{inversión} + C_{operación}$$

Se utilizaron como variables independientes la longitud del tubo, el diámetro del tubo, el número de tubos y el espaciado entre deflectores. Se usaron 10 restricciones mecánicas dentro del proceso de optimización que fueron las siguientes:

1. Criterio de Pettigrew y Gorman, el cual establece que la frecuencia reducida por el vertimiento de vórtice debe ser mayor que dos veces el número de Strouhal.
2. La deflexión por turbulencia (y_{max}) debe ser menor de 0,254 mm.
3. Chequeo a la inestabilidad elástica del fluido. Según Pettigrew y Taylor, la velocidad del fluido por dentro del tubo debe ser menor que la velocidad crítica.
4. La tensión equivalente actuante en la coraza tiene que ser menor que la tensión admisible del material de la coraza.
5. La presión máxima permisible en la coraza (Según norma ASME) es mayor que la presión actuante.
6. La tensión circunferencial en los tubos según código ASME sección VIII debe ser menor que la permisible del material de los tubos.
7. La tensión longitudinal en los tubos según código ASME sección VIII debe ser menor que la permisible del material de los tubos.
8. La Tensión equivalente en el tubo considerándolo como bóveda de paredes delgadas debe ser menor que la permisible del material de los tubos.
9. La Tensión equivalente en el tubo considerándolo como bóveda de paredes gruesas debe ser menor que la permisible del material de los tubos.
10. La Tensión equivalente en el tubo considerándolo como bóveda de paredes gruesas y teniendo en cuenta la temperatura.

La longitud de los tubos se varió entre 1 y 5 metros. Los diámetros entre 20 y 80 mm de acuerdo a los diámetros de tubos normalizados. El número de tubos se varió entre 100 y 800 y el espaciamiento entre deflectores entre 100 y 500 mm.

Se utilizó como caso de estudios un caso de la literatura [37], donde se evaluaban parámetros térmicos del intercambiador que expresa lo siguiente:

Diseñar un intercambiador para un condensado secundario de un condensador de metanol de 95 °C a 40 °C. El rango o razón de flujo del metanol es de 100,000 kg/h. Se utilizará agua salobre como refrigerante con una elevación de temperatura de 25°C a 40°C.

En dicho caso solamente se considerará el diseño térmico. El refrigerante es corrosivo, por tanto se asignará al lado del tubo.

Los datos generales del problema son los siguientes:

Capacidad Calorífica del Metanol o calor específico = 2,84 kJ/kg°C

Capacidad Calorífica del Agua o calor específico = 4,2 kJ/kg°C

$m_h = 100,000 \text{ Kg/h}$

$T_{hi} = 95 \text{ °C}$

$T_{ho} = 40 \text{ °C}$

$T_{ci} = 25 \text{ °C}$

$T_{co} = 40 \text{ °C}$

En este caso se modificó el objetivo del problema, siendo ahora optimizar dicho intercambiador de calor teniendo en cuenta el costo y el impacto ambiental a través de la función ecológica.

Análisis de los resultados

En la figura 1 se muestra el frente de Pareto de los resultados obtenidos.

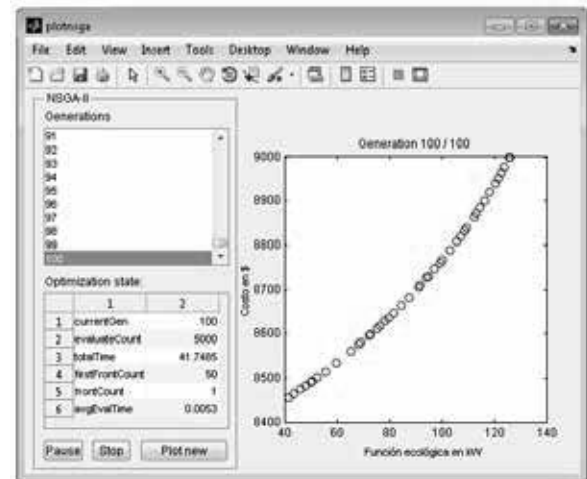


Figura 1. Función ecológica versus costo

En la tabla 1 se muestran los resultados obtenidos de la optimización.

Tabla 1. Valores de las variables y de las funciones de la optimización del caso de estudio.

Longitud del tubo en m	diámetro del tubo en mm	Número de tubos	Espacio entre deflectores en mm	Costo en \$	Función Ecológica en kW
5,000	42	778	135,58	16567,87	158,80
4,699	69	766	454,63	9096,04	126,03
4,917	53	776	176,28	11790,32	154,08
1,505	80	764	480,12	8988,87	58,39
2,646	79	763	477,56	9013,79	88,42
1,861	79	764	480,89	8996,24	68,77
4,998	46	778	158,31	13464,53	156,78
4,940	47	776	144,01	14562,24	157,40
4,996	48	778	163,17	12870,86	156,18
1,235	78	761	481,95	8984,35	49,82
3,957	70	768	471,79	9061,67	114,52
3,444	73	766	461,18	9049,40	106,36
4,255	70	777	469,16	9068,98	119,34
2,635	67	769	453,16	9046,74	91,88
4,970	43	777	139,11	15916,52	158,30
2,299	79	763	479,08	9006,03	80,26
1,702	79	759	481,19	8993,06	64,12
1,024	79	762	479,26	8979,49	42,59
4,998	46	777	142,33	15050,53	158,06
1,001	80	758	484,09	8977,01	41,39
2,187	79	764	482,47	9002,25	77,30

De la figura 1 se puede apreciar que un incremento de los valores de la Función Ecológica requieren de un aumento considerable del costo. Los valores del costo aumentan con el aumento deseado de la función ecológica mediante un polinomio de la forma siguiente:

$$\text{Costo} = 8348.167 + 0.59091006 * E' + 0.067707191 * E'^2 - 0.00058474202 * E'^3$$

Para valores de la función ecológica de más de 60 kW, el costo sobrepasa los 85000 pesos.

A medida que aumenta el número de tubos aumenta el valor de la función ecológica, pero también aumenta el costo del intercambiador.

Cuando se entremezclan todos los factores en la optimización para determinar el "trade off" entre el costo y la

función ecológica es la longitud del tubo el parámetro que más influye en el costo y en la función ecológica. A medida que aumenta la longitud del tubo aumenta la función ecológica, pero aumenta bruscamente el costo

CONCLUSIONES

El enfoque de minimización de la generación de entropía, ampliamente aplicado a la modelización y la optimización de los sistemas térmicos que deben su imperfección termodinámica a las irreversibilidades de la transferencia de calor, la transferencia de masa, y del flujo de fluido, muestra inconsistencias y paradojas en aplicaciones de diseños de intercambiadores de calor.

Aplicando los conceptos de disipación de entropía y la función ecológica de Angulo Brown, se desarrolló una nueva función ecológica más apropiada para evaluar el impacto ambiental de los intercambiadores de calor.

En el caso de los intercambiadores de calor, conviene maximizar la función ecológica, pero al mismo tiempo minimizar el costo del intercambiador. Estas dos funciones se contraponen y entonces hay que llegar a soluciones compromiso a través de un diagrama de Pareto.

Para el ejemplo analizado, a partir de los 60 kW el costo crece abruptamente. De todas las variables analizadas, la que más influencia tiene, tanto en el valor de la función ecológica como en el costo es la longitud del tubo.

BIBLIOGRAFÍA

1. World Consumption of Primary Energy by Energy Type and Selected Country Groups, 1980-2004» (XLS). Energy Information Administration, U.S. Department of Energy (July 31 2006). Consultado el 20-01-2010.
2. Arzu Sencan Sahin, Bayram Kiliç, Ulas Kiliç. Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm. *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 3356-3362. ISSN: 0196-8904
3. Amin Hadidi, Mojtaba Hadidi, Ali Nazari. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view. *Energy Conversion and Management* 67 (2013) 66-74. ISSN: 0196-8904.
4. Zahid H. Ayub. A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* N° 25 (2005) pags. 2412-2420. ISSN: 1359-4311
5. F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J. González-Maciá, R. Cabello, R. Llopis, D. Sánchez, E. Torrella. A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. *Applied Thermal Engineering* N° 30 (2010) pags 1231-1241. ISSN: 1359-4311
6. Simin Wang, Jian Wen, Yanzhong Li. An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* N° 29 (2009) pags 2433-2438. ISSN: 1359-4311
7. Jiangfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng. The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design. *Applied Energy* N° 86 (2009) pags. 2079-2087. ISSN: 0306-2619
8. Butterworth David. Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity *Applied Thermal Engineering* N° 22 (2002) pags 789-801. ISSN: 1359-4311
9. M. Fesanghary, E. Damangir e I. Soleimani. Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. *Applied Thermal Engineering* N° 29 (2009) pags. 1026-1031. ISSN: 1359-4311
10. V.K. Patel y R.V. Rao. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1417 e1425. ISSN: 1359-4311
11. Angulo-Brown F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines. *J Appl Phys*, 1991, 69(11): 7465 -7469
12. Z. Yan, Comment on 'An ecological optimization criterion for finite time heat engines', *J. Appl. Phys.* 73 (1993) 3583.
13. Chen L, Sun F, Chen W. The ecological figures of merit for thermodynamic cycles. *J Eng Thermal Energy Pow*, 1994, 9(6): 374- 376.
14. M. Yilmaz, O.N. Sara, S. Karsli, Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis, exergy, *An International Journal* 1 (2001) 278-294.
15. I. Prigogine, *Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes*, Wiley, New York, 1967.
16. A. Bejan, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley, New York, 1982.
17. A. Bejan, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, Florida, 1996
18. V. Bertola, E. Cafaro, A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 1907-1912.
19. J.E. Hesselgreaves, Rationalization of second law analysis of heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 4189-4204.
20. A. Bejan, Second law analysis in heat transfer, *Energy* 5 (1980) 721-732
21. Z.Y. Guo, H.Y. Zhu, X.G. Liang, Entropy e A physical quantity describing heat transfer ability, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 2545-2556.
22. G.Z. Han, Z.Y. Guo, Physical mechanism of heat conduction ability dissipation and its analytical expression, *Proceeding of the CSEE* 27 (2007) 98-102.
23. S.P. Wang, Q.L. Chen, B.J. Zhang, An equation of entropy transfer and its application, *Chinese Science Bulletin* 54 (2009) 3572-3578.
24. Q. Chen, J.X. Ren, Generalized thermal resistance for convective heat transfer and its relation to entropy dissipation, *Chinese Science Bulletin* 53 (2008) 3753-3761.
25. Q. Chen, M. Wang, N. Pan, Z.Y. Guo, Optimization principles for convective heat transfer, *Energy* 34 (9) (2009) 1199-1206.
26. S.J. Xia, L.G. Chen, F.R. Sun, Optimization for entropy dissipation minimization in heat exchanger, *Chinese Science Bulletin* 54 (2009) 3587-3595.
27. J.F.Guo,M.T.Xu, L.Cheng, Principle of equipartition of entropy dissipation for heat exchanger design, *Science China Technological Sciences* 53 (2010) 1309-1314.

-
28. X.B. Liu, J.A. Meng, Z.Y. Guo, Entropy generation extremum and entransy dissipation extremum for heat exchanger optimization, *Chinese Science. Bulletin* 54 (2009) 943-947.
 29. J.F. Guo, M.T. Xu, L. Cheng, The influence of viscous heating on the entransy in two-fluid heat exchangers, *Science China Technological Sciences* 54 (5) (2011) 1267-1274.
 30. J. Wu, X.G. Liang, Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization, *Science China Technological Sciences* 51 (2008) 1306 -1314.
 31. X.B. Liu, M. Wang, J. Meng, E. Ben-Naim, Z.Y. Guo, Minimum entransy dissipation principle for optimization of transport networks, *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation* 11 (2) (2010) 113-120.
 32. M.T. Xu, L. Cheng, J.F. Guo, An application of entransy dissipation theory to heat exchanger design, *Journal of Engineering Thermophysics* 30 (2009) 2090-2092.
 33. M.T. Xu, J.F. Guo, L. Cheng, Application of entransy dissipation theory in heat convection, *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 3 (2009). 402-405.
 34. J.F. Guo, L. Cheng, M.T. Xu, Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation, *Chinese Science Bulletin* 54 (2009). 2708-2713.
 35. A.C. Caputo, P.M. Pelagagge, P. Salini, Heat exchanger design based on economic optimisation, *Applied Thermal Engineering* 28 (10) (2008) 1151-1159. ISSN: 1359-4311.
 36. M. TAAL, I. B., J. KLEMES, P. STEHLIK 2003. Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering*, 23
 37. R.K.Sinnott. *Chemical Engineering Design*. Coulson & Richardson's Chemical Engineering Series. Volume 6. Fourth edition 2005. Elsevier Butterworth-Heinemann. Linacre House. Jordan Hill. Oxford OX28DP. London. England. ISBN-9780080492551.