



Impacto ecológico de los Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Ecological impact of Shell and tube heat exchangers

Maida Bárbara - Reyes Rodríguez
Jorge Laureano -Moya Rodríguez
Oscar Miguel - Cruz Fonticiella

Recibido: febrero de 2014

Aprobado: septiembre de 2014

Resumen/ Abstract

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son de los equipos más importantes en la industria. Su diseño termodinámico se basa en el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión total. En 2007 se estableció una nueva propiedad termodinámica denominada "Entransía", que expresa la capacidad de un cuerpo de transferir calor. 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 1991 la llamada función ecológica. En el presente trabajo se combinó la disipación de entransía con la función ecológica y se creó una nueva expresión para evaluar el impacto ambiental de los intercambiadores de calor. Se realizó además la optimización multi-objetivo de estos equipos. Fueron utilizadas como funciones objetivo la función ecológica y el costo. Para realizar la optimización se utilizó el método de los Algoritmos Genéticos.

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

Shell and tube heat exchangers are ones the most important equipment in the industry. Their thermodynamic design is based on the global heat transference coefficient and the pressure drop. In 2007 was settled a new thermodynamic property denominated "Entransy", which expresses the capacity of a body to transfer heat. 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 this equipment was also realized. The ecological function and the cost were used as objective functions. For carry out the optimization the method of the Genetic Algorithms was used.

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

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. 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 los más usados para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales [1]. 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; así como 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 otras aplicaciones industriales [2]. En los últimos años se vienen realizando diversas investigaciones con respecto a estos equipos. Vera García et al [3], 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. M. Fesanghary, E. Damangir e I. Soleimani [4], 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 explican que este método de búsqueda de la solución es más efectivo que el de los algoritmos genéticos. V.K. Patel y R.V. Rao [5], 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 los intercambiadores 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 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 [6], a través de la siguiente ecuación (1), a la cual denominó función ecológica:

$$E' = P - T_c. \quad (1)$$

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 [7], (ver ecuación (2)): como:

$$E = \dot{W} - T_0 \cdot \dot{S}_g \quad (2)$$

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.

Chenet al [8], presentaron una función basada en la exergía y en la ecología de una forma unificada que es aplicable a todos los ciclos termodinámicos (ver ecuación (3)):

$$E'' = \frac{A}{\tau} - \frac{T_0 \Delta S}{\tau} = \frac{A}{\tau} - T_0 \sigma \quad (3)$$

Donde: A representa la salida de exergía, ΔS es la generación de entropía, σ es la tasa de generación de entropía y τ 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 (vea ecuación (4)), es decir:

$$E' = Q - T_c \cdot \sigma \quad (4)$$

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. Inspirado en el principio de producción de entropía mínima adelantado por Prigogine [9], Bejan [10], desarrolló el enfoque de minimización de generación de entropía (EGM) para la optimización del diseño de Intercambiadores de calor.

En este enfoque, Bejan [10], 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.

En consecuencia, 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 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.

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 [11]".

Entransía

En el año 2007 los científicos chinos Zeng-Yuan Guo, Hong-Ye Zhu, Xin-GangLiang [12], basados en la analogía entre los sistemas térmicos y eléctricos definieron una cantidad apropiada E que se corresponde con la energía eléctrica almacenada en un capacitor. Esta cantidad E se define como Entransy (En español Entransía) y se calcula por la ecuación (5):

$$E_{vh} = \frac{1}{2} Q_{vh} \cdot U_h = \frac{1}{2} Q_{vh} \cdot T \quad (5)$$

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 [13]. Mientras mayor sea la disipación de Entransía, mayor será el grado de irreversibilidad en el proceso de transferencia de calor. Chen [14], definió 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.

Jiangfeng Guoy Mingtian Xu [15], 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.* [16], 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.

Xu *et al.* [17], 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 [18], 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, según la ecuación (6).

$$E' = Q - \frac{\Delta G_T}{LMTD} \quad (6)$$

Donde:

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

ΔG_T – Disipación total de entransía en el intercambiador en kW⁰K.

LMTD – Diferencia de la temperatura media logarítmica en ⁰K.

La disipación total de entransía se calcula por la ecuación (7).

$$\Delta G_T = \frac{1}{2} U_{ocal} * A_T * F * LMTD[(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{ci} - T_{co})] + \dot{m}_t \frac{\Delta P_t (T_{h,o} - T_{h,i})}{\rho_t \ln \frac{T_{h,o}}{T_{h,i}}} + \dot{m}_s \frac{\Delta P_s (T_{c,o} - T_{c,i})}{\rho_s \ln \frac{T_{c,o}}{T_{c,i}}} \quad (7)$$

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 ⁰ K

T_{ho} – Temperatura de salida del líquido caliente en ⁰ K

T_{ci} – Temperatura de entrada del líquido frío en ⁰ K

T_{co} – Temperatura de salida entrada del líquido frío en ⁰ 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 según la ecuación (8). Este costo total (C_{tot}) incluye la inversión de capital (C_i), el costo de la energía (C_e), el costo de operación anual (C_o) y el costo total de descuento de operación de (C_{oD}).

$$C_{total} = C_{inversión} + C_{operación} \quad (8)$$

Adoptando la correlación de Hall [19], el capital de inversión C_i se calcula en función del área superficial del intercambiador según la ecuación (9):

$$C_{inversión} = a_1 + a_2 A_t^{a_3} \quad (9)$$

Donde, $a_1 = 8000$, $a_2 = 259,2$ y $a_3 = 0,93$ para el intercambiador hecho de acero inoxidable tanto para la coraza como para los tubos [19]. El descuento de costo total de operación en relación con potencia de bombeo para superar las pérdidas por fricción se calcula de las ecuaciones (10) y (11).

$$C_o = P C_E H \quad (10)$$

$$C_{oD} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (11)$$

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 (NSGAI), implementado en MATLAB. Se usó una población inicial de 50 individuos y un total de 100 generaciones. Se debía entonces:

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

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

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 [20], 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

mh = 100,000 Kg/h

Thi = 95 °C

Tho = 40 °C

Tci = 25 °C

Tco = 40 °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.

DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

En la figura 1, se muestra el frente de Pareto de los resultados obtenidos. De la misma 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 expresado por la ecuación (12).

$$\text{Costo} = 8348.167 + 0.59091006 * E' + 0.067707191 * E'^2 - 0.00058474202 * E'^3 \quad (12)$$

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.

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

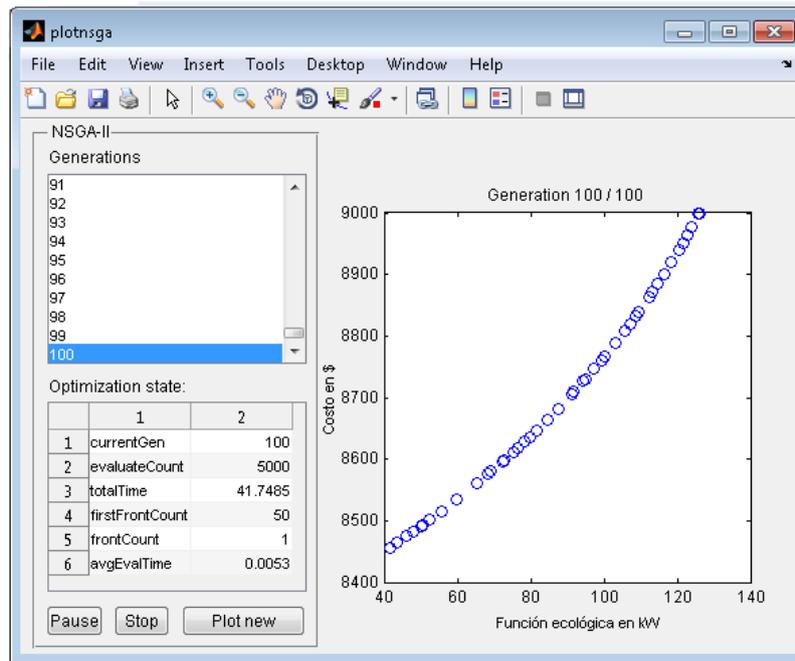


Fig. 1. Función ecológica versus costo.

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

CONCLUSIONES

1. 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.
2. Aplicando los conceptos de disipación de entransía 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.
3. 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.
4. 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.

REFERENCIAS

- [1]. ARZU SENCAN, S.; *et al.*, "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm". *Energy Conversion and Management*, 2011, vol.52, n.11, p. 3356-3362, ISSN 0196-8904.
- [2]. AMIN, H.; *et al.*, "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, vol.67, p. 66-74, ISSN 0196-8904.
- [3]. VERA-GARCÍA, F.; *et al.*, "A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application". *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol.30, n.10, p. 1231-1241, ISSN 1359-4311.
- [4]. FESANGHARY, M.; *et al.*, "Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm". *Applied Thermal Engineering*, 2009, vol.29, n.5-6, p. 1026-1031, ISSN 1359-4311.
- [5]. PATEL, V.K.; RAO, R.V., "Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique". *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol.30, n.11-12, p. 1417-1425, ISSN 1359-4311.
- [6]. ANGULO-BROWN, F., "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines". *Journal of Applied Physics*, 1991, vol.69, n.11, p. 7465-7469, ISSN 0021-8979.
- [7]. NGOUATEU WOUAGFACK, P.A.; TCHINDAB, R., "Finite-time thermodynamics optimization of absorption refrigeration systems: A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, ELSEVIER, 2013, vol.21, p. 524-536, ISSN 1364-0321.
- [8]. CHEN, L.; *et al.*, "The ecological figures of merit for thermodynamic cycles". *Journal Eng Thermal Energy Pow*, 1994, vol.9, n.6, p. 374-376, ISSN 1001-2060.
- [9]. BARRAGÁN, D., "Producción de entropía y ley de enfriamiento de Newton". *Revista Ingeniería e Investigación*, 2009, vol.29, n.2, p. 88-93, ISSN 0120-5609.
- [10]. BEJAN, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*. 3rd edition, New York: Editorial John Wiley & Sons. INC., 2006, ISBN-13: 978-0471677635.
- [11]. BEJAN, A., "Second law analysis in heat transfer". *Revista Energy*, 1980, vol.5, n.8-9, p. 721-732, Elsevier, ISSN 0360-5442.
- [12]. CHEN, Q., *et al.*, "An alternative criterion in heat transfer optimization". *Proceedings of the Royal Society A*, 2011, vol.467, n.2128, p. 1012-1028, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1098/rspa.2010.0293>, ISSN 1364-5021.
- [13]. LIU, W.; *et al.*, "Entransy expression of thesecondlaw of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol.54, n.13-14, p. 3049-3059, ISSN 0017-9310.
- [14]. QUN, Ch., "Entransy disipation-based thermal resistance method for heat exchanger performance desing and optimization". *International Journal of heat and Mass Transfer*, 2013, vol.60, p. 156-162, ISSN 0017-9310.
- [15]. JIANGFENG, G.; MINGTIAN, X., "The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger". *Applied Thermal Engineering*, ELSEVIER, 2012, vol.36, p. 227-235, ISSN 1359-4311.

- [16]. GUO, J.F.; *et al.*, "Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design". *Science China Technological Sciences*, 2010, vol.53, n.5, p. 1309-1314, Disponible en:<http://dx.doi.org/10.1007/s11431-010-0128-y>, ISSN 1674-7321.
- [17]. XU, M.T.; *et al.*, "An application of entransy dissipation theory to heat exchanger design". *Journal of Engineering Thermophysics*, 2009, vol.30, n.12, p. 2090-2092, ISSN 1810-2328.
- [18]. Puranik, S.; Maheshwari, G., "Application of Entransy Dissipation Number as Performance Parameter for Heat Exchanger". *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, 2014, vol.12, n.6, p. 282-285, ISSN 2231-5381.
- [19]. VAHDAT AZAD, A.; AMIDPOUR, M., "Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory". *Energy*, 2011, vol.36, n.2, p. 1087-1096, ELSEVIER, ISSN 0360-5442.
- [20]. TOWLER, G.; SINNOTT, R.K., *Chemical Engineering Design*. 2nd edition, Butterworth-Heinemann, January 2012, ISBN: 978-0-08-096659-5.

AUTORES

Maida Bárbara Reyes Rodríguez

Ingeniera Química. Maestra en Ciencias. Profesora Asistente. Centro de Estudios Energéticos y de Tecnologías Ambientales, CEETA. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Santa Clara. Villa Clara. Cuba.

e-mail: maidab@uclv.edu.cu

Jorge Laureano Moya Rodríguez

Ingeniero Mecánico. Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular. Departamento de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Santa Clara. Villa Clara. Cuba.

e-mail: jorgemr@uclv.edu.cu

Oscar Miguel Cruz Fonticiella

Ingeniero Mecánico. Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular. Centro de Estudios Energéticos y de Tecnologías Ambientales, CEETA. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Santa Clara. Villa Clara. Cuba.

e-mail: ocf@uclv.edu.cu