



Tube and Shell heat exchanger optimization taking into account Mechanical restrictions

Maida Bárbara Reyes Rodríguez, *Jorge L Moya Rodríguez, Oscar Cruz Fonticiella, Eduardo Migeu Fírvida Donéstevez.

Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Central de Las Villas. Carretera a Camajuaní, Km. 31/2, CP 54830. Santa. Clara. Villa Clara. Cuba.* jorgemoyar@gmail.com

ABSTRACT

Normally when the optimization of a heat exchanger is realized looks for to diminish the cost, being used for the thermal and hydraulic calculation some of the methods established in Literature, preferably the method of Kern or the one of Bell Delaware. After realized the optimization, the interchanger according to the procedure is designed mechanically established by the different norms, mainly norms ASME and TEMA. Nevertheless the mechanical calculation, as much of the resistance of the tube and shell, like the calculation to the vibrations, can produce the modification of the values of the used variables of design in the process of thermal and hydraulic optimization. In the present work a procedure for the mechanical optimization of the heat exchangers of tube and shell, that not only consider the objectives functions own of the thermal and hydraulic design of the interchangers, but also restrictions is offered, in such a way that the resistance of the optimized interchanger is guaranteed. All the procedure was implemented using MATLAB.

Key words: optimization, heat exchangers, mechanical restrictions, entransy, genetic algorithms.

Optimización de Intercambiadores de Calor de tubo y coraza teniendo en cuenta las restricciones mecánicas

RESUMEN

Normalmente cuando se realiza la optimización de un intercambiador de calor se busca minimizar el costo, usándose para el cálculo térmico e hidráulico algunos de los métodos establecidos en la literatura, preferentemente el método de Kern o el de Bell Delaware. Luego de realizada la optimización, se diseña mecánicamente el intercambiador de acuerdo a los procedimientos establecidos por las diferentes normas, principalmente las normas ASME y TEMA. Sin embargo el cálculo mecánico, tanto de la resistencia del tubo y de la coraza, como el cálculo a las vibraciones, pueden producir la modificación de los valores de las variables de diseño usadas en el proceso de optimización térmica e hidráulica. En el presente trabajo se ofrece un procedimiento para la optimización de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, que no sólo tiene en cuenta las funciones objetivos propios del diseño térmico e hidráulico de los intercambiadores, sino también las restricciones mecánicas, de tal manera que se garantice la resistencia del intercambiador optimizado. Todo el procedimiento se implementó usando MATLAB.

Palabras Clave: optimización, intercambiadores de calor, restricciones mecánicas, entransía, algoritmos genéticos.

I. INTRODUÇÃO

En los últimos veinte años, el consumo mundial de energía ha aumentado un 52%. En la última década, lo ha hecho un 30%. El consumo energético mundial total en 2012 fue de 600 EJ (= 6×10^{20} J) (ó 166,700T²Wh) 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 18 TW (= $1,8 \times 10^{13}$ W) [1].

Por lo anterior se comprende que el problema de la economía energética unido al impacto ambiental es uno de los más importantes y de orden cada vez más creciente. La investigación y el desarrollo en la transferencia de calor son de significativa importancia en muchas ramas de la tecnología, en particular de la tecnología energética [2,3]. El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes

¹E= exa = Prefijo del Sistema Internacional de Unidades que indica un factor de 10¹⁸

²T= tera = Prefijo del Sistema Internacional de Unidades que indica un factor de 10¹²

temperaturas y separados por una pared sólida ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. Por muchos años, el diseño de estos equipos ha sido un gran reto para los investigadores, debido a las exigencias del ahorro energético. Dentro de ellos, los intercambiadores de calor del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos y su uso es muy amplio en la producción de potencia.

Los nuevos desarrollos de intercambiadores incluyen criterios de optimización desde el punto de vista energético, pero sin tener en cuenta las restricciones mecánicas impuestas por las normas dentro del propio proceso de optimización.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza (ICTC) 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 [4].

Compañías tales como la HTRI [5] y HTFS [6] (Heat Transfer Research Incorporate, HTRI; Heat Transfer Flow Systems, HTFS), venden sus software en el mercado, incorporando diversas opciones para los intercambiadores de calor.

Uno de los trabajos pioneros en la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza fue el realizado en el año 1996 por Markovska Liljana; Mesko Kiprijanova Radmila y Grizo Alexander [7]. En su trabajo señalan la complejidad de este proceso y desarrollan un software para tal fin denominado OPTIMIZER. Definen una función objetivo junto con la restricción implícita.

Las técnicas evolutivas se han utilizado con el fin de la optimización de un solo objetivo por más de tres décadas [8]. Pero se descubrió gradualmente que muchos problemas del mundo real están planteados naturalmente como problemas de varios objetivos. Actualmente la optimización multiobjetivo es sin duda un tópico muy popular para los investigadores y los ingenieros. Una historia más completa de los Algoritmos Genéticos y otros métodos evolutivos se ofrece por Bäckert al [9].

Sin embargo el interés y la utilización de los Algoritmos genéticos en el campo de la transferencia de calor son mucho más recientes. Esto es probablemente debido al hecho que para la mayoría de los problemas numéricos en los cuales se interesa la transferencia de calor los tiempos de cómputo son típicamente largos.

El procedimiento de optimización multiobjetivo mediante GAs no busca una solución óptima particular, sino en su lugar un conjunto de soluciones que representan compromisos entre muchas funciones objetivos. En la mayoría de los artículos recientes el algoritmo específico empleado es el “*Algoritmo Genético de Ordenación No-Dominada Elitista* (NSGA-II) [10]. Por analogía con la conducción eléctrica, en el año 2007 Guo Zeng-Yuan; Zhu Hong-Ye y Liang Xin-Gang [11] definieron un nuevo concepto físico denominado Entransy, que describe la

habilidad de un cuerpo o sistema para transferir calor.

Esta cantidad, que será referida como “Entransía” ($E_h = \frac{1}{2} Q_{vh} \cdot T$), corresponde a la energía eléctrica almacenada en un capacitor. Los análisis de transferencia de calor demuestran que la Entransía de un objeto describe su capacidad de transferencia de calor, de la misma forma que la energía eléctrica en un capacitor describe su capacidad de transferencia de carga eléctrica. La disipación de Entransía ocurre durante procesos de transferencia de calor como una medida de la irreversibilidad de la transferencia de calor.

Los conceptos de entransía y disipación de entransía fueron utilizados para desarrollar el principio de la disipación de entransía para la optimización de los procesos de transferencia de calor. Para un flujo de calor en una frontera fija, el proceso de conducción es óptimo cuando se reduce al mínimo la disipación de entransía [12].

Para el diseño y análisis de intercambiadores de calor se define una resistencia térmica equivalente basada en la disipación de entransía, de tal manera que el principio extremo de disipación de entransía se puede relacionar con el principio de la mínima resistencia térmica para evaluar el proceso de transferencia de calor [13].

La llamada “Teoría de la disipación de entransía” ha revolucionado los conceptos y métodos de la transferencia de calor. Guo Jiangfeng, Li Mengxun, Xu Mingtian y Cheng Lin [14] introducen esta teoría en la optimización de intercambiadores de calor.

Para el diseño y análisis de intercambiadores de calor se define una resistencia térmica equivalente basada en la disipación de entransía, de tal manera que el principio extremo de disipación de entransía se puede relacionar con el principio de la mínima resistencia térmica para evaluar el proceso de transferencia de calor [15].

II. MATERIALES Y MÉTODOS

II.1 PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN MULTI-OBJETIVO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.

En la figura 1 se presenta en un diagrama de bloques el procedimiento desarrollado para llevar a cabo la optimización multiobjetivo de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Por primera vez se optimiza un ICTC considerando tres objetivos a la vez, una referencia consultada en que se utiliza este tipo de optimización multiobjetivo para otro tipo de equipo es la [16]. En la optimización multiobjetivo para el estudio de caso considerado se tendrán en cuenta tres funciones objetivo: el costo total, el número total de disipación de entransía y la tasa de resistencia térmica, de modo que se obtendrá un frente de Pareto espacial, en la optimización se introducen las diez restricciones mecánicas, y luego se analizarán los resultados en su conjunto.

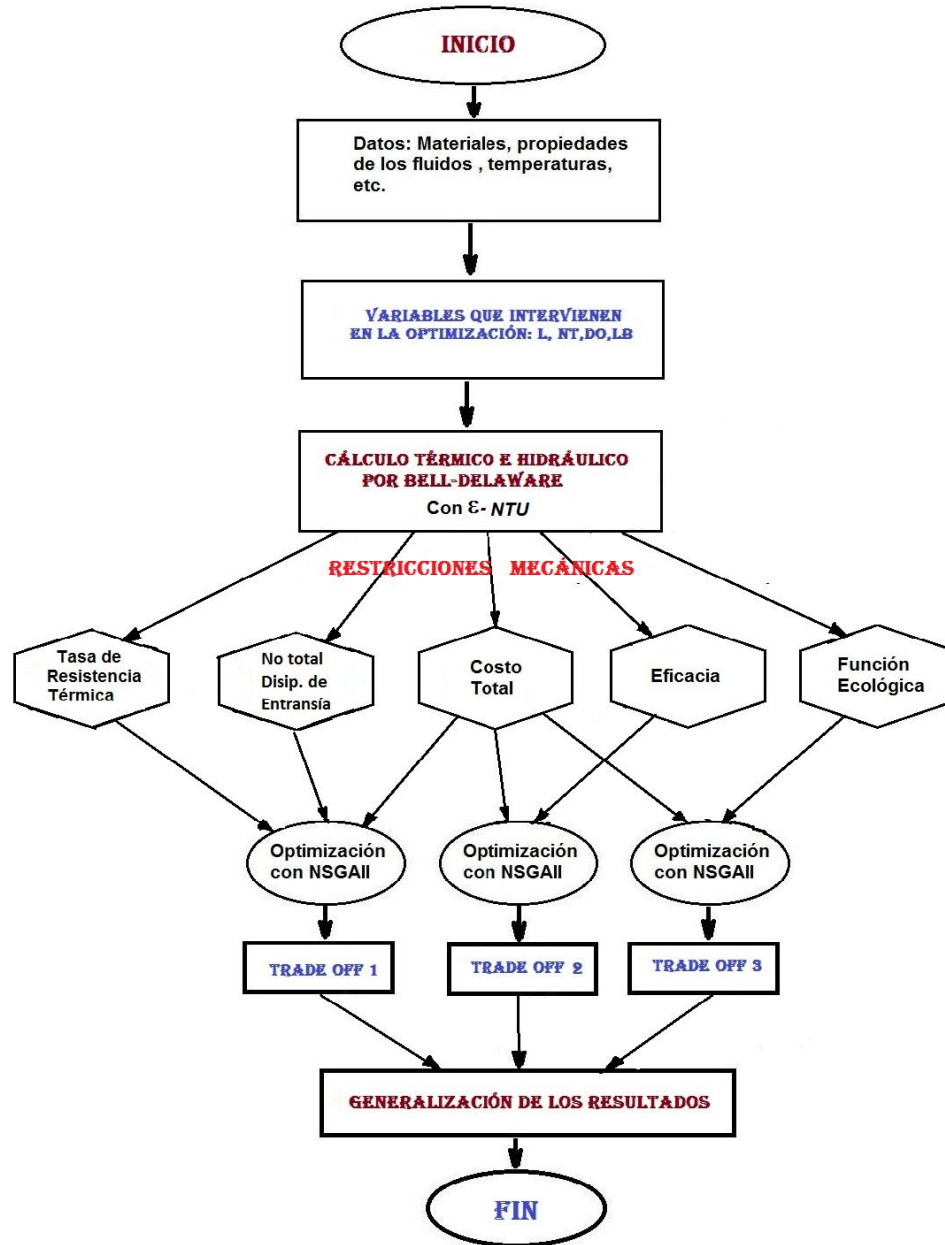


Figura 1: Diagrama del procedimiento seguido para la optimización multiobjetivo.

Las restricciones mecánicas que se tuvieron en cuenta son:

1. Criterio de Pettigrew y Gorman [17], el cual establece que la frecuencia reducida por el vertimiento de vórtice debe ser mayor que dos veces el número de Strouhal.

$$\frac{f_n \cdot d_o}{V} > 2S_u \quad (1)$$

2. La deflexión por vertimiento de vórtice y por impacto turbulento (y_{max}) debe ser menor de 0,02 do [18].
- 3.

$$y_{maxvv} = \frac{C_L \cdot \rho_o \cdot d_o \cdot V^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot \delta_T \cdot f_n^2 \cdot w_o} \leq 0,02 d_o \quad (2)$$

$$y_{maxit} = \frac{C_F \cdot \rho_o \cdot d_o \cdot V^2}{8 \cdot \pi \cdot \delta_T \cdot \sqrt{f_n^2 \cdot w_o}} \leq 0,02 d_o \quad (3)$$

Donde:

f_n - Frecuencia natural en 1/s

S_u - Número de Strouhal

y_{maxvv} - Valor máximo de la amplitud de la vibración en el medio del tramo del tubo para el primer modo, para fluidos de una fase en pulgadas.

y_{maxit} - Valor máximo de la amplitud de la vibración en el medio del tramo del tubo para el primer modo, para fluidos de una fase en pulgadas.

C_L - Coeficiente de elevación para el vertimiento de vórtice (ver tabla 3.3).

ρ_o - Densidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura volumétrica en libras por pie cúbico.

d_o - Diámetro exterior del tubo en pulgadas.

V - Velocidad de flujo cruzado de referencia en pies por segundo.

δ - Decremento logarítmico (amortiguación)

f_n – Frecuencia natural fundamental del tramo de tubo en ciclos/s
 w_o – Peso efectivo del tubo por unidad de longitud en libras/pie
 C_F - Coeficiente de fuerza.

- 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 [18]:

$$V < V_{crit} \quad \text{donde: } V_{crit} = 3 f_n \cdot d_o \left(\frac{m \cdot \delta_T}{\rho_s \cdot d_o^2} \right)^{0.5} \quad (4)$$

- La tensión equivalente actuante en la coraza (σ_{act}), tiene que ser menor que la tensión admisible del material de la coraza [19]:

$$\sigma_{act} < \sigma_{adm} = \frac{P \cdot r}{t_{circ}} \quad (5)$$

P – Presión interna del recipiente

r – Radio interior de la coraza

t_{circ} – espesor de pared de la coraza según el esfuerzo circunferencial.

- La presión máxima permisible en la coraza (Según norma ASME) es mayor que la presión actuante[20]:

$$P_{act} < [P_{m\acute{a}x}] = \frac{S \cdot E \cdot (t - CA)}{\frac{D_o}{2} - 0.4 \cdot (t - CA)} \quad (6)$$

donde:

t: Espesor nominal o espesor mínimo del casco (pulg)

D_o : Diámetro externo casco (pulg)

CA: Tolerancia a la corrosión (pulg)

E: Eficiencia de la junta de soldadura

S: Esfuerzo permisible casco (psi)

[$P_{m\acute{a}x}$] Presión máxima de trabajo permisible (psig).

- La tensión circunferencial en los tubos según código ASME sección VIII debe ser menor que la permisible del material de los tubos [20]:

$$S_{circ} = \frac{P(R+0.6)}{E(t+1)} < S_{perm} \quad (7)$$

Donde:

t - Espesor nominal tubos (pulg)

P- Presión interna de diseño máxima (Lb/pulg²)

R- Radio interior del tubo (pulg).

S - Esfuerzo máximo permitido del material empleado a la temperatura de diseño (ASME VIII, Subsección C). (Lb/pulg²).

E- Eficiencia de la junta soldada según ASME.

- La tensión longitudinal en los tubos según código ASME sección VIII debe ser menor que la permisible del material de los tubos [20]:

$$S_{long} = \frac{P(R-0.4t)}{2 \cdot E \cdot t} < S_{perm} \quad (8)$$

- La Tensión equivalente en el tubo (σ_{eq}) considerándolo como bóveda de paredes delgadas debe ser menor que la permisible del material de los tubos (σ_{perm}) [21]:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{4} * \frac{p \cdot D}{h} < \sigma_{perm} \quad (9)$$

donde:

p - presión interior en el tubo

D - diámetro medio del tubo

h - espesor de la pared del tubo.

- La Tensión equivalente en el tubo considerándolo como bóveda de paredes gruesas debe ser menor que la permisible del material de los tubos.

11.

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{4} * p * \frac{\left(\frac{D}{h} + 1\right)^2}{h} < \sigma_{perm} \quad (10)$$

- La Tensión equivalente en el tubo considerándolo como bóveda de paredes gruesas y teniendo en cuenta la temperatura [22]:

$$\sigma_{eq} = \frac{(\varepsilon + 1)^2}{4 \cdot \varepsilon} * \sqrt{3 * p^2 + 3 * p * m_1 * \Delta t + (m_1 * \Delta t)^2} < \sigma_{perm} \quad (11)$$

donde:

$$m_1 = \frac{E \cdot \alpha \cdot \alpha_1}{1 - \mu} \alpha_1 = \frac{2 \cdot \varepsilon}{(\varepsilon + 1)^2 \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1}\right)} - 1 \quad \text{y } \varepsilon = D/h \quad (12)$$

E - Módulo de Elasticidad del material del tubo

α - coeficiente de dilatación térmica del material del tubo

μ - coeficiente de Poisson del material del tubo.

III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para todos los resultados expuestos en las tablas sucesivas, la nomenclatura utilizada fue la siguiente: Lt- longitud del tubo, do-diámetro exterior del tubo, Lb-espaciamento entre deflectores, Ds-diámetro interior de la coraza, Nt-número de tubos, Uo-Coeficiente total de transferencia de calor, Q-flujo de calor, Tco-temperatura de salida del fluido frío, Tho-temperatura de salida del fluido caliente, Acal-área de transferencia de calor calculada, VLn-velocidad lineal del fluido por los tubos, T.R.Tér-tasa de resistencia térmica, Ef-eficacia, Ci-costo fijo, CoD-costo de operación, ΔP_t -caída de presión en los tubos, ΔP_c -caída de presión en la coraza, NTDE-número total de disipación de entransía.

III.1 ESTUDIO DE CASO

Para evaluar todo el procedimiento desarrollado se decidió analizar como estudio de caso, un ejemplo de la literatura [23].

Diseñar un intercambiador tipo E de la norma TEMA para enfriar un condensado secundario de metanol a 95°C. El rango o razón de flujo del metanol es de 27.8 kg/s. Se utilizará agua de mar a 25°C como refrigerante. El refrigerante es corrosivo, por tanto se asignará al lado del tubo. Como se conocen sólo las temperaturas de entrada de los fluidos y no las de salida se utiliza el procedimiento de ε -NTU para el diseño. Se utiliza este procedimiento para lograr una optimización térmica del equipo y el procedimiento LMTD sólo como un complemento del diseño. En la tabla 1 se muestran los datos y resultados tomados de la literatura [23].

Tabla 1: Datos y resultados del ejemplo de la Literatura

Lt (m)	do (mm)	Lb (mm)	Ds (mm)	Nt	U ₀ W/m ²⁰ C	Q (kW)	Tc ₀ (°C)	Th ₀ (°C)	Acal m ²	V.Ln (m/s)
4.83	20	178	894	918	600	4340	40	40	278	0.75

III.2 OPTIMIZACIÓN CON EL PROCEDIMIENTO DESARROLLADO

Primeramente se aplicó el procedimiento con los parámetros de diseño fijados dados en la literatura con el objetivo de tenerlos como parámetros de comparación y se obtuvo la optimización que se muestra en la tabla 2.

Tabla 2: Optimización con los datos del ejemplo tomado de la Literatura.

T. R. Tér.	Ef.	Costo \$	Lt (m)	do mm	Nt	Lb mm	Ds mm	NTU	Uo W/m ²⁰ C	ΔPt (Pa)	ΔPc (Pa)	Q (kW)	Tco (°C)	Tho (°C)	Acal m ²	C_i \$	CoD \$	V.Ln. (m/s)
0,63	0,79	58296,6	4,83	19,05	918	178	803	2,2	659	9121,2	34952,4	4346,3	40,0	39,9	265,4	49622,2	8674,0	0,8

Se realiza entonces la optimización multiobjetivo con el procedimiento propuesto. Los mejores diseños se seleccionan según los siguientes criterios:

1. El valor o los valores más cercanos a la dominancia de Pareto que resulta ser la diagonal al gráfico que parte del óptimo inalcanzable (en lo adelante criterio 1).
2. El valor que da la temperatura de salida recomendada para el fluido que se enfría o se calienta (en lo adelante criterio 2).

La primera optimización multiobjetivo contempla tres funciones objetivo como se mencionó anteriormente (Tasa de resistencia térmica contra costo total y número total de disipación de entransía contra costo total) y sus resultados se muestran en la figura 2. En la misma se encuentra señalado el mejor diseño según el criterio 1.

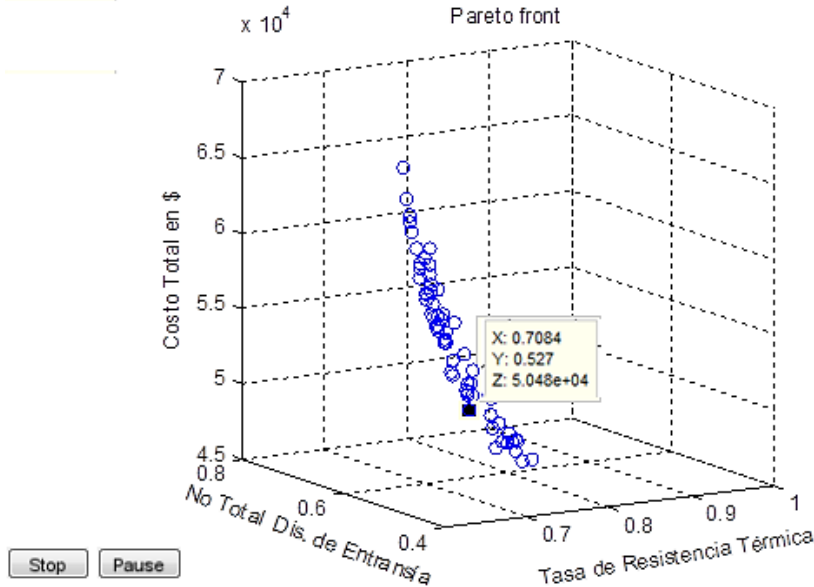


Figura 2: Número total de disipación de entransía contra la tasa de resistencia térmica y contra el costo total.

disipación de entransía son necesarios mayores valores para el costo total del equipo. En la figura 3 se muestra las proyecciones del frente de Pareto en los ejes x-z “y” y-z.

Se puede notar que a medida que se quieren menores valores de tasa de resistencia térmica y del número total de

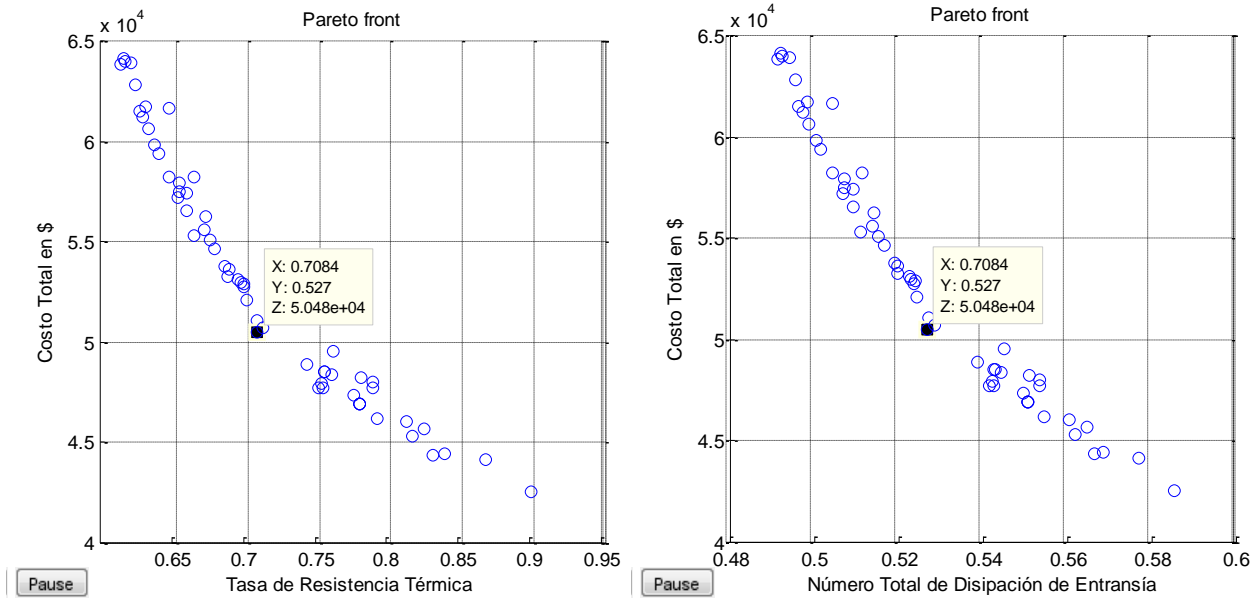


Figura 3: Tasa de resistencia térmica contra costo total y número total de disipación de entransía contra costo total.

De la figura se puede apreciar el comportamiento idéntico de la tasa de resistencia térmica y del número total de disipación de entransía contra el costo. Este es un efecto que se buscó a propósito para demostrar que la minimización del número de disipación de entransía corresponde en este caso

perfectamente a la maximización de la eficacia del ICTC. En la figura 4 se muestra como varía la tasa de resistencia térmica con el número total de disipación de entransía. Los valores numéricos de los diseños obtenidos se muestran en la tabla 3.

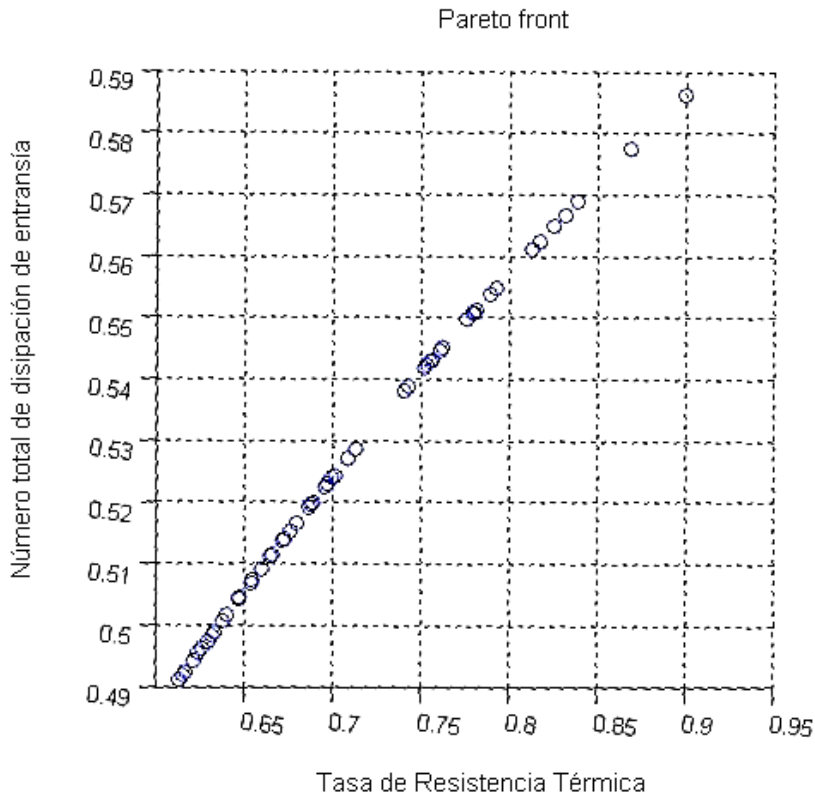


Figura 4: Tasa de resistencia térmica contra número total de disipación de entransía.

Tabla 3: Diseños óptimos obtenidos con el procedimiento propuesto para tres objetivos del caso de estudio 1.

No	T.R.T er	NTDE	Costo (\$)	Lt (m)	do (mm)	Nt	Lb (mm)	Ds (mm)	NTU	Uo W/m ² °C	ΔPt (Pa)	ΔPc (Pa)	Q (kW)	Tco (°C)	Tho (°C)	Acal (m ²)	C.i (\$)	CoD (\$)	V. Lt (m/s)
1	0,91	0,59	42133	4,0	15,9	599	184	554	1,25	826	43990	54681	3575	37,4	49,7	120	28147	13986	1,8
2	0,61	0,49	66170	5,5	15,9	906	159	667	2,46	781	25168	76376	4445	40,4	38,7	249	47222	18947	1,2
3	0,61	0,49	64971	5,49	15,9	885	161	660	2,40	781	26269	75116	4423	40,3	38,9	242	46319	18652	1,2
4	0,72	0,53	49689	4,27	15,9	857	179	650	1,76	760	22710	48023	4079	39,1	43,3	183	37645	12044	1,3
5	0,80	0,56	45710	4,13	15,9	721	180	602	1,50	794	31196	52016	3853	38,3	46,2	149	32566	13144	1,5
6	0,91	0,59	42133	4,0	15,9	599	184	554	1,25	826	43990	54681	3575	37,4	49,7	120	28147	13986	1,8
7	0,62	0,49	62558	5,39	15,9	881	168	658	2,32	772	26121	68307	4391	40,2	39,3	237	45569	16989	1,2
8	0,90	0,59	42858	4,05	15,9	600	182	554	1,27	829	44424	56611	3603	37,5	49,3	121	28400	14458	1,8
9	0,71	0,53	51878	4,65	15,9	788	177	626	1,81	780	28860	56754	4112	39,2	42,9	183	37643	14235	1,4
10	0,73	0,54	48364	4,18	15,9	854	182	649	1,71	755	22526	45295	4038	39,0	43,8	178	36984	11380	1,3
11	0,82	0,56	44225	4,01	15,9	716	182	600	1,44	792	30919	49361	3792	38,1	46,9	143	31722	12502	1,5
12	0,87	0,58	43236	4,06	15,9	641	183	571	1,34	812	38861	53150	3680	37,7	48,4	130	29702	13534	1,7
13	0,78	0,55	47376	4,16	15,9	740	173	609	1,56	800	29871	55834	3912	38,5	45,4	154	33318	14058	1,5
14	0,65	0,51	57222	5,08	15,9	849	176	648	2,09	765	26712	59459	4283	39,8	40,7	215	42376	14847	1,3
15	0,82	0,56	45319	4,13	15,9	687	178	589	1,45	806	34346	54592	3802	38,1	46,8	142	31502	13817	1,6
16	0,66	0,51	56572	4,93	15,9	855	173	650	2,05	769	25682	59715	4264	39,7	41,0	210	41667	14905	1,3
17	0,65	0,50	58234	5,05	15,9	869	172	654	2,13	768	25383	61339	4306	39,9	40,4	219	42941	15293	1,3
18	0,68	0,52	54644	4,81	15,9	820	173	638	1,94	778	27420	59755	4200	39,5	41,8	197	39702	14942	1,3
19	0,71	0,53	50476	4,27	15,9	880	176	658	1,80	759	21554	48565	4109	39,2	42,9	187	38314	12162	1,2
20	0,64	0,50	59405	5,13	15,9	872	170	655	2,18	770	25609	63593	4330	40,0	40,1	223	43562	15843	1,3
21	0,66	0,51	55305	4,72	15,9	890	173	661	2,02	760	22896	55105	4246	39,7	41,2	209	41549	13755	1,2

IV. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Como se observa en la tabla el mejor diseño entre todos por el criterio 1 es el de la fila 19 y por el criterio 2 es el de la fila 17. Por el primer criterio se ahorraría un costo total de 7820.6 \$ y por el segundo criterio los costos totales dan muy semejantes pero aun así el diseño propuesto por el nuevo procedimiento es mejor que el que ofrece la literatura porque da una mayor velocidad del fluido por los tubos, lo que es muy necesario en este caso en que se trata de agua de mar.

V. CONCLUSIONES

Se logró un procedimiento para la optimización multiobjetivo de intercambiadores de calor de tubo y coraza que es flexible para diferentes tipos de fluidos y para múltiples diseños de estos equipos y que por añadidura cuenta con diez restricciones mecánicas incorporadas al diseño. Para realizar la optimización multiobjetivo se utilizó un algoritmo genético de segunda generación: el NSGA II, o sea el gamultiobj

implementado en el toolbox de optimización del MATLAB. Se usaron tanto variables discretas como continuas. Las variables independientes pueden ser modificadas según los deseos del usuario, así como las fronteras de las mismas.

Se realizó por primera vez la optimización tri-objetivo de un intercambiador de calor de tubo y coraza, usándose simultáneamente como funciones objetivos la tasa de resistencia térmica, el número total de disipación de entransía y el costo total. Se obtuvo un frente de Pareto tridimensional. Los resultados obtenidos se analizaron en su conjunto, seleccionando las mejores opciones para el diseño, las cuales fueron comprobadas con los resultados de la literatura.

La optimización multiobjetivo del intercambiador de calor de tubo y coraza tipo E de la norma tema incluyendo diez restricciones mecánicas dio como resultado un diseño del equipo con un mínimo costo para una determinada carga térmica y con variantes geométricas ajustables al espacio disponible para instalar el mismo y a las disposiciones de servicios auxiliares (dígase equipos de bombeo) con que se cuente.

VI. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Rühl, Christof. BP **Statistical Review of World Energy**. Junio de 2013. bp.com/statisticalreview. © BP 2013.
- [2] Szargut, J.; “**Exergy Method, Technical and Ecological Applications**”, WIT Press, Southampton; Boston, 2005, ISBN: 1-85312-753-1.
- [3] Szargut, J. Stanek Wojciech., “**Influence of the Pro-ecological Tax on the Market process of fuels and electricity**”, ECOS 2006, Crete, 11-14 July, 2006.
- [4] Patel, V.K.; Rao, R.V., “**Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique**”. Applied Thermal Engineering. Editorial Elsevier. 30 (2010) 1417 e1425. ISSN 1369-4311.
- [5] <http://www.htri.net/>. Consultado el 28 de Marzo de 2012.
- [6] <http://htfs.aspentech.com/> <http://www.aspentech.com/products/aspent-tascplus.aspx>. Consultado el 28 de Marzo de 2012.
- [7] Markovska, Liljana; Mesko, Vera; Kiprijanova, Radmila y Grizo, Alexander; **Bulletin of the Chemists and Technologists of Macedonia**. Vol 15. N° 1. pags. 39 – 44 (1996). ISSN 350 – 0136
- [8] Goldberg, D.E. “**Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning**”. Addison-Wesley, (1998). Reading, Massachusetts.
- [9] Bäck, T.; Hammel U.; Schwefel H.P., “**Evolutionary computation: comments on the history and current state**”, IEEE Transactions on Evolutionary Computation 1 (1997) 3–17.
- [11] Deb K.; Pratap A.; Agarwal S.; Meyarivan T., “**A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II**”, IEEE Transactions on Evolutionary Computation 6 (2) (2002) 182–197.
- [12] Guo, Zeng-Yuan; Zhu, Hong-Ye; Liang, Xin-Gang., “**Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability**”. International Journal of Heat and Mass Transfer, Editorial Elsevier, 50 (2007) 2545–2556. , ISSN 0017-9310.
- [13] Wang Wen Hua, Cheng Xue Tao and Liang Xin Gang; “**Entransy dissipation and irreversibility of some thermodynamic processes**”; Chinese Science Bulletin; Engineering Thermophysics; November 2012 Vol.57 No.31: 4091-4099.
- [14] Guo, Z.Y.; Liu, X.B.; Tao, W.Q.; Shah, R.K.; “**Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis**”; International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 2877–2884.
- [15] Guo, Jiangfeng; Li, Mengxun; Xu, Mingtian; Cheng, Lin., “**The application of Entransy Dissipation Theory in optimization design of heat exchanger**”. Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference IHTC14 August 8-13, 2010, Washington D. C., USA
- [16] Guo, Z.Y.; Liu, X.B.; Tao, W.Q.; Shah, R.K.; “**Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis**”; International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 2877–2884.
- [17] Afza, Arshad; Kim, Kwang-Yong; “**Three-objective optimization of a staggered herringbone micromixer**”; Sensors and Actuators B 192 (2014) 350–360
- [18] Pettigrew, M. J.; Gorman, D. J., “**Vibration of tube bundles in liquid, and two phase crossflow**”, in Flow Induced Vibration Guidelines (P. Y. Chen, ed.), PVP vol. 52 (ASME), New York, 1981.
- [19] Pettigrew, M.J.; Taylor, C.E., “**Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part 1: flow damping, fluidelastic instability**”. Journal of Fluids and Structures. Volume 18, Issue 5, November 2003, Pages 469–483. ELSEVIER.
- [20] TEMA Ninth Edition. (2007). **Tubular Exchanger Manufacturers**. Association Inc. 25 North Broadway Tarrytown, New York 10591 Richard C. Byrne, Secretary www.tema.org.
- [21] American Society of Mechanical Engineers. **Boilers and Pressure Vessel Code. Section VIII. Div 1**, 2007. New York.
- [22] Fedosiev, V.I., “**Resistencia de los Materiales**”. Moscú. (1985) Editorial MIR. –583 p.
- [23] Jusmatulin, E. R. (1990), “**Manual de recipientes y tuberías a alta presión**”. Moscú: Editorial Mashinostroenie. --346 p.
- [24] Sinnott Rk. **Coulson and Richardson’s chemical engineering, chemical engineering design**. vol. 6. Butterworth-Heinemann; 2005.