

AREA MINIMA DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR BASADA EN LAS CAIDAS DE PRESION DE LAS CORRIENTES. I. ESPECIFICACIONES UNIFORMES DE INTERCAMBIADORES

HEAT EXCHANGER NETWORK MINIMUM AREA BASED ON STREAM PRESSURE DROPS. I. UNIFORM EXCHANGER SPECIFICATIONS

M. Serna-González^{1*} y A. Jiménez-Gutiérrez²

¹Facultad de Ingeniería Química, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Edificio M, Ciudad Universitaria, C.P. 58060, Morelia, Michoacán, México.

²Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya Av. Tecnológico y García Cubas S/n, C.P. 38010, Celaya, Guanajuato, México.

Resumen

Se presenta un algoritmo de área mínima de redes de intercambio de calor, que considera como variables de diseño a las caídas de presión permisibles de las corrientes en vez de valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor de película. Para una ΔT_{min} dada, el área mínima se obtiene mediante la resolución secuencial iterativa del modelo de transferencia de calor vertical y de las relaciones de caídas de presión de las corrientes basadas en el método Kern. Este procedimiento involucra la actualización sucesiva de los coeficientes de las corrientes hasta que el objetivo de área converge. El algoritmo propuesto proporciona el balance correcto del binomio inversión – consumo de energía, en virtud de que toma en cuenta las caídas de presión permisibles de las corrientes de una forma similar a la que se usa en la etapa del diseño detallado de los intercambiadores de calor de las redes.

Palabras claves: redes de intercambiadores de calor, área mínima, caídas de presión permisibles, integración de energía.

Abstract

This paper presents an algorithm for the prediction of minimum area requirements for heat exchanger networks. The algorithm takes into account the allowable pressure drop for each stream, instead of assuming the values of the film heat transfer coefficients. Given a value for ΔT_{min} , the minimum area is obtained by solving sequentially the vertical heat transfer model and the pressure drop relationships based on Kern method. The procedure updates the stream coefficients until convergence of the target area is achieved. The proposed algorithm provides the correct energy-capital trade-off, since it includes the estimation of the allowable pressure drops in the targeting stage, and such estimation uses the same method as the one employed during the stage of detailed design of the heat exchanger network.

Keywords: heat exchanger networks, minimum area, allowable pressure drop, energy integration.

1. Introducción

La tecnología del punto de pliegue divide el problema de diseño de redes de intercambio de calor en tres etapas secuenciales (Polley y Panjeh Shahi, 1991). Primero hay una etapa de pre-optimización, donde se hace un balance de los costos de capital y energía, con el fin de determinar el valor óptimo de la ΔT_{min} para iniciar el diseño de la red. La segunda etapa consiste en la síntesis de la red, donde se establece la

topología del sistema de recuperación de energía para lograr el nivel de integración térmica determinado. En la tercera etapa se lleva a cabo el diseño detallado de los intercambiadores de calor de la red, donde en vez de suponer coeficientes de transferencia de calor de película constantes, tal como se hace en las etapas anteriores, el diseño se basa en las caídas de presión permisibles especificadas para las corrientes de proceso.

*Autor para la correspondencia: E-mail: mserna@zeus.umich.mx
Tel./Fax: (443) 3167436.

Con excepción del grupo de investigadores encabezado por el Profesor G Polley de la Universidad de Manchester (Polley y Panjeh Shahi, 1990a; Polley y Panjeh Shahi, 1990b; Polley y Panjeh Shahi, 1991), esta realidad industrial ha sido ignorada por los investigadores que han contribuido al desarrollo de la Integración Térmica de Procesos. Para nuevos diseños y reajustes de redes existentes, esta situación invalida el balance de los costos de capital y energía realizado en la etapa de pre-optimización, debido a que los valores supuestos de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes presuponen caídas de presión en los intercambiadores de las redes que no coinciden con las caídas de presión permisibles especificadas para las corrientes. Recientemente, se han desarrollado nuevos algoritmos basados en modelos MINLP para resolver el problema de diseño de redes de intercambio de calor considerando las caídas de presión permisibles de las corrientes (Zhu y Nie, 2002; Frausto-Hernández y col., 2003; Mizutani y col., 2003; Serna-González y col., 2003). Esta aproximación se basa en la creación de una estructura inicial, conocida como superestructura, que contiene una gran cantidad de operaciones e interconexiones factibles de proceso, entre las cuales se puede encontrar el diseño óptimo. El problema de diseño es luego formulado como un problema de programación matemática, cuya convergencia a la solución no está garantizada, dado que depende fuertemente de los estimados iniciales. Por otro lado, aún cuando el problema converja, no es posible encontrar la red óptima si la superestructura inicial no la contempla.

En la Parte I de este trabajo se presenta un algoritmo de área mínima de redes, que incorpora los efectos de las caídas de presión de las corrientes en la etapa de pre-optimización de la tecnología del punto de pliegue. Este algoritmo es sólo útil para redes constituidas por un solo tipo de

intercambiador de calor de coraza y tubos. Para estudiar los efectos de las caídas de presión sobre el funcionamiento de redes de intercambio de calor, este algoritmo utiliza el modelo de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema y modelos termo-hidráulicos para los fluidos del lado del tubo y la coraza basados en el método Kern (1950). El algoritmo desarrollado ha demostrado ser un método simple y robusto, que da soluciones que coinciden con las que pueden obtenerse mediante dos métodos diferentes que han sido reportadas previamente en la literatura para resolver este problema (Polley y Panjeh Shahi, 1991; Shenoy, 1995).

2. Modelo matemático

Para intercambiadores de calor de coraza y tubos, Serna-González (1999) desarrolló modelos termo-hidráulicos que representan las relaciones entre el área del intercambiador de calor, las caídas de presión y los coeficientes de transferencia de calor para los fluidos del tubo y la coraza (ver Apéndice). Estos modelos permiten predecir el área mínima de redes en la etapa de pre-optimización, usando como variables de diseño a las caídas de presión permisibles de las corrientes en lugar de coeficientes de transferencia de calor constantes. Para las corrientes calientes, i , la relación de caída de presión se puede escribir como

$$\Delta P_i = K_i A_{ci} (h_{ci})^m$$

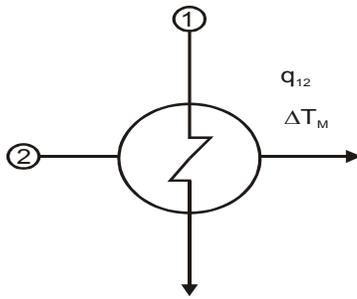
para $i = 1, 2, \dots, I$ (1)

Donde ΔP_i es la caída de presión especificada de la corriente i , K_i es el parámetro constante cuya definición depende de la localización de la corriente i , A_{ci} es el área del intercambiador en contacto con la corriente i (área de contacto) y h_{ci} es el coeficiente de transferencia de calor limpio de la corriente i . Para las corrientes frías, j , la

relación matemática dada por la ecuación 1 se conserva si se reemplaza el subíndice i por el subíndice j . El área de contacto (A_{ci} o A_{cj}) que aparece en la relación de caída de presión es el área superficial total de transferencia de calor, como se muestra en la Fig. 1. La ecuación del área mínima total de la red para una ΔT_{min} dada, basada en el concepto de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema, en términos de las áreas de contacto totales de las corrientes calientes A_{ci} o frías A_{cj} se expresa como (Serna-González, 1999):

$$A_{min} = \sum_{i=1}^I A_{ci} = \sum_{j=1}^J A_{cj} \quad (2)$$

Donde I es el número de corrientes calientes y J es el número de corrientes frías.



$$A_{c1} = A_{c2} = \frac{q_{12}}{\Delta T_M} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right) \quad \text{Area total (Area de contacto)}$$

Fig. 1. Áreas de contacto de las corrientes de un intercambiador de calor.

Las áreas de contacto totales de las corrientes calientes y frías están dadas, respectivamente, por las siguientes ecuaciones (Serna-González, 1999):

$$A_{ci} = \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J A_{ijk} = \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J \frac{q_{ik}}{\Delta T_{M,k}} \left(\frac{CP_j}{\sum_j CP_j} \right)_k \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \quad \text{para } i = 1, 2, \dots, I \quad (3)$$

$$A_{cj} = \sum_{k=1}^K \sum_{i=1}^I A_{ijk} = \sum_{k=1}^K \sum_{i=1}^I \frac{q_{jk}}{\Delta T_{M,k}} \left(\frac{CP_i}{\sum_i CP_i} \right)_k \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)$$

$$\text{para } j = 1, 2, \dots, J \quad (4)$$

Donde K es el número de intervalos de entalpía de las curvas compuestas balanceadas, el subíndice k denota el intervalo de entalpía k , A_{ijk} y A_{jik} son las áreas de los encuentros térmicos entre pares de corrientes opuestas que conforman la estructura del modelo de transferencia de calor vertical o diseño espagueti, q_{ik} y q_{jk} representan los cambios de entalpía de las corrientes i y j , respectivamente, $\Delta T_{M,k}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura, CP_i y CP_j son los flujos-capacidad calorífica de la corrientes caliente i y fría j , respectivamente. Los coeficientes de transferencia de calor de película (h_{ci} o h_{cj}) usados en las relaciones de caídas de presión no consideran el ensuciamiento, mientras que las ecuaciones de las áreas de contacto totales de las corrientes usan los coeficientes de película sucios (h_i o h_j). Esta diferencia debe ser tomada en cuenta al realizar los cálculos con objeto de tener resultados correctos. Para las corrientes calientes, ambos coeficientes se relacionan mediante la siguiente expresión.

$$h_{ci} = \frac{1}{[1/(f_i h_i) - R_{di}]}$$

$$\text{para } i = 1, 2, \dots, I \quad (5)$$

Donde R_{di} es el factor de ensuciamiento de la corriente i . El factor adimensional f_i es igual a 1.0 cuando la corriente fluye por la coraza y, en caso contrario, es igual a D_t/D_{ti} . Reemplazando el subíndice i por j en la Ec. 5 se llega a una fórmula apropiada para las corrientes frías.

Con el propósito de reducir el número de incógnitas y ecuaciones de este problema, los coeficientes de transferencia de calor limpios (h_{ci} o h_{cj}) se pueden eliminar, al sustituir la Ec. 5 en la Ec. 1. Por lo tanto, para

las corrientes calientes, la relación de caída de presión se puede reescribir como:

$$\Delta P_i = K_i A_{ci} [l / (f_i h_i) - R_{di}]^{-m}$$

para $i = 1, 2, \dots, I$ (6)

Para las corrientes frías se llega a la siguiente expresión:

$$\Delta P_j = K_j A_{cj} [l / (f_j h_j) - R_{dj}]^{-m}$$

para $j = 1, 2, \dots, J$ (7)

2.1 Algoritmo de área mínima

El problema bajo estudio se modela mediante $(2I + 2J + 1)$ ecuaciones independientes: 1 ecuación del área mínima total de la red (Ec. 2), I ecuaciones de las áreas de contacto de las corrientes calientes (Ec. 3), J ecuaciones de las áreas de contacto de las corrientes frías (Ec. 4), I relaciones de caídas de presión de las corrientes calientes (Ec. 6) y J relaciones de caídas de presión de las corrientes frías (Ec. 7). Estas ecuaciones relacionan las $(2I + 2J + 1)$ incógnitas que se listan en la Tabla 1.

Tabla 1. Número de incógnitas del algoritmo de área mínima.

Variables	Número de incógnitas
Áreas de contacto de las corrientes calientes	I
Áreas de contacto de las corrientes frías	J
Coefficientes de película sucios de las corrientes calientes	I
Coefficientes de película sucios de las corrientes frías	J
Área mínima total de la red	1

Es posible resolver directamente este problema de $(2I + 2J + 1)$ ecuaciones simultáneas con $(2I + 2J + 1)$ incógnitas; sin

embargo, la resolución simultánea de este sistema de ecuaciones se enfrenta a dificultades de cálculo causadas principalmente por la no linealidad de las ecuaciones. Por ejemplo, no es fácil encontrar buenos valores iniciales de las incógnitas que aseguren la convergencia de los cálculos. Para evitar las dificultades de cálculo inherentes a los métodos de resolución de ecuaciones simultáneas no lineales, se usa en este trabajo una estrategia de cálculo secuencial.

Para una ΔT_{min} dada, la solución secuencial del problema se aborda de la siguiente manera: al inicio se estiman los valores de los coeficientes de transferencia de calor sucios de las corrientes. Se pueden obtener así las áreas de contacto de las corrientes calientes y frías a partir de las Ecs. 3 y 4, respectivamente. Luego, de las Ecs. 6 y 7 se calculan nuevos valores de los coeficientes de transferencia de calor sucios de las corrientes calientes y frías, respectivamente. Finalmente, se verifica la convergencia de los cálculos: si para cada corriente, la diferencia entre el valor calculado y el valor estimado de los coeficientes es menor en magnitud que un criterio predeterminado de exactitud, la convergencia se ha logrado. En caso contrario, es necesario actualizar los valores de los coeficientes de película sucios y repetir los cálculos. Usando este método ha sido posible reducir un problema complejo multidimensional a $(2I + 2J + 1)$ problemas unidimensionales muy simples.

3. Resultados y discusión

La aplicación detallada del algoritmo de área mínima de redes se ilustra mejor por medio de la resolución del problema dado en la Tabla 2 que, con excepción de las conductividades térmicas de las corrientes de proceso que han sido modificadas, corresponde al Caso de Estudio 4S1 de Shenoy (1995). Para una $\Delta T_{min} = 20^\circ\text{C}$ se

desea determinar el área mínima de transferencia de calor de una red que emplea intercambiadores de coraza y tubos 1-2. Las caídas de presión permisibles y las propiedades físicas de las corrientes de proceso se especifican en la Tabla 3.

Tabla 2. Datos de las corrientes del caso de estudio 4S1.

Corriente	$T_i, ^\circ\text{C}$	$T_f, ^\circ\text{C}$	CP, kW/ $^\circ\text{C}$
H1	175	45	10
H2	125	65	40
C1	20	155	20
C2	40	112	15
ST	180	179	
CW	15	25	

Tabla 3. Datos de las propiedades físicas y las caídas de presión de las corrientes.

Corriente	H1	H2	C1	C2
ΔP , kPa	30	25	10	10
R_d , $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$	1.5E^{-3}	1.5E^{-3}	1.5E^{-3}	1.5E^{-3}
C_p , J/kg $^\circ\text{C}$	1658	2684	2456	2270
ρ , kg/ m^3	716	777	700	680
μ , kg/m s	2.4×10^{-4}	2.3E^{-4}	2.3E^{-4}	2.3E^{-4}
k , W/m $^\circ\text{C}$	1.1	0.24	0.12	0.011

Los intercambiadores usarán tubos de 19.1 mm de diámetro externo y 15.4 mm de diámetro interno, con un espaciado de 25.4 mm y en un arreglo cuadrado. Las corrientes calientes fluirán por la coraza y las corrientes frías por los tubos. Los coeficientes de transferencia de calor de película de los servicios se pueden considerar constantes: $5000 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para el vapor y $2500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para el agua de enfriamiento.

3.1 Especificación de los estimados iniciales de los coeficientes de película sucios

Para iniciar los cálculos se usan los siguientes estimados de los coeficientes de película sucios de las corrientes: $h_{H1} = h_{H2} = h_{C1} = h_{C2} = 500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Para una $\Delta T_{\min} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$, los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento son 605 kW y 525 kW, respectivamente, por lo que $CP_{ST} = 605 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ y $CP_{CW} = 52.5 \text{ kW}/^\circ\text{C}$.

3.2 Cálculo de K_j y K_i

Los parámetros K_j y K_i de las relaciones de caídas de presión se calculan de las ecuaciones A2 y A4 del Apéndice, respectivamente: $K_{C1} = 7.2975 \times 10^{-10}$, $K_{C2} = 2.6786 \times 10^{-7}$, $K_{H1} = 9.938 \times 10^{-17}$ y $K_{H2} = 2.758 \times 10^{-15}$.

3.3 Cálculo de las áreas de contacto de las corrientes

Para explicar el cálculo de las áreas de contacto totales de las corrientes calientes y frías, dadas por las Ecs. 3 y 4, respectivamente, se introduce por conveniencia una matriz de distribución de áreas entre los intercambiadores de calor que conforman el diseño espagueti del modelo de transferencia de calor vertical. Usando los valores de los coeficientes de película sucios de las corrientes en la iteración 1, en la Tabla 4 se presenta el área calculada para cada encuentro térmico del diseño espagueti, A_{ijk} o A_{jik} . Sumando los elementos de cada columna de la Tabla 4 se obtienen las áreas de contacto de los encuentros, es decir, A_{ij} . La suma de los elementos de la última fila son iguales al área mínima total, en este caso 546.94 m^2 . A partir de las áreas de contacto de los encuentros se calculan las áreas de contacto totales de las corrientes, las cuales se presentan en la Tabla 5. Por ejemplo, para la corriente caliente H1 se tiene: $A_{cH1} = A_{H1-C1} + A_{H1-C2} + A_{H1-CW} = 96.29 + 48.72 + 16.23 = 161.24 \text{ m}^2$; mientras que para la corriente fría

C1 se tiene: $A_{cC1} = A_{H1-C1} + A_{H2-C1} + A_{ST-C1} = 96.29 + 204.96 + 35.38 = 336.63 \text{ m}^2$. Aquí es importante hacer énfasis en que se ha introducido la matriz de distribución de áreas

solamente para ilustrar, de una manera simple, cómo realizar las operaciones indicadas en las Ecs. 3 y 4.

Tabla 4. Matriz de distribución de áreas entre los encuentros del diseño espagueti en la iteración 1.

Intervalo	Encuentros							
	H1-C1	H1-C2	H1-CW	H2-C1	H2-C2	H2-CW	ST-C1	ST-C2
1			12.91					
2			0.65			2.60		
3	1.69		2.67	6.77		10.67		
4	5.52			22.07				
5	44.03	33.02		176.12	132.09			
6	20.93	15.70						
7	24.12							
8								
9							35.38	
A_{ij}	96.29	48.72	16.23	204.96	132.09	13.27	35.38	-----

Unidades: A_{ij} en m^2 .

Tabla 5. Areas de contacto y coeficientes de película de las corrientes en la iteración 1.

Corriente	Lado del intercambiador	h^{sup}	Area de contacto	h^{calc}
H1	Coraza	500	161.238	2408.762
H2	Coraza	500	350.312	1310.598
ST	Coraza	<u>5000</u>	35.383	<u>5000</u>
C1	Tubo	500	336.632	746.288
C2	Tubo	500	180.810	184.912
CW	Tubo	<u>2500</u>	29.496	<u>2500</u>

Unidades: Areas de contacto en m^2 y coeficientes de película en $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

3.4 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor sucios

El coeficiente de transferencia de calor sucio de cada corriente, una vez conocida su área de contacto, se calcula de la relación de caída de presión dada por las Ecs. 6 o 7, según sea el tipo de corriente, teniendo el cuidado de utilizar los valores correctos del parámetro K y el exponente m de acuerdo a la localización de la corriente. Los coeficientes de película calculados de esta manera para las corrientes de proceso se reportan en la última columna de la Tabla 5.

3.5 Verificación de la convergencia de los cálculos

Si para cada corriente se cumple la siguiente condición de convergencia:

$$|h^{calc} - h^{sup}| \leq \varepsilon |h^{sup}| \quad (8)$$

el procedimiento de cálculo iterativo termina (el parámetro ε establece el criterio de convergencia; comúnmente $\varepsilon = 1 \times 10^{-6}$). En caso contrario, se actualizan los valores de los coeficientes de transferencia de calor sucios de las corrientes haciendo $h^{sup} = h^{calc}$ y se repiten los Pasos 3.3 a 3.5 del algoritmo. Por simplicidad, los subíndices i o j que denotan a las corrientes calientes o frías se han omitido en la ecuación de evaluación de la convergencia.

Para este ejemplo se requieren siete iteraciones para alcanzar la convergencia de los cálculos. La sucesión de valores de los coeficientes de película sucios de las

corrientes y del área mínima total encontrados se presentan en la Tabla 6. El objetivo de área estimado es de 479.5605 m².

Tabla 6. Resultados de los cálculos iterativos para $\Delta T_{min} = 20$ °C.

Iteración	h_{H1}	h_{H2}	h_{C1}	h_{C2}	A_{min}
1	500	500	500	500	546.9326
2	2408.762	1310.598	746.288	184.912	461.4146
3	2501.773	1330.682	874.981	164.722	471.6663
4	2494.984	1323.760	899.301	160.147	477.0802
5	2491.442	1320.942	902.904	159.001	478.8787
6	2490.285	1320.070	903.337	158.706	479.4109
7	2489.944	1319.821	903.363	158.629	479.5605

Unidades: A_{min} en m² y coeficientes de película en W/ m² °C.

Es importante destacar que el algoritmo no sólo da el requerimiento de área correspondiente al nivel de recuperación de energía especificado, sino también los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes que deben ser usados en la etapa de síntesis de redes, Tabla 6. Las soluciones así obtenidas coinciden completamente con las dadas por otros dos métodos de solución de este problema reportados previamente en la literatura (Polley y Panjeh Shahi, 1991; Shenoy, 1995).

Las áreas mínimas estimadas por este algoritmo son excelentes para los casos en que las propiedades físicas de las corrientes son similares, especialmente las conductividades térmicas, por lo que puede haber muchos problemas reales en los que este método proporcionará buenos resultados. No obstante, cuando las diferencias entre las propiedades físicas son significativas, necesariamente debe ser utilizado un algoritmo de área mínima basado en las ΔT s de contribución dependientes de las corrientes (Serna-González, 1999).

3.6 Etapa de pre-optimización

El algoritmo propuesto da lugar a un esquema realista de pre-optimización de redes de intercambio de calor, como se

muestra en la Fig. 2. La etapa de pre-optimización de la tecnología del punto de pliegue es un procedimiento sistemático de cálculo, que es útil para optimizar el costo total anual antes de la síntesis de las redes de intercambio de calor (Linnhoff y Ahmad, 1989). La capacidad de generar a priori los objetivos a lograr en la etapa de síntesis de redes ha hecho posible la implementación de este esquema de optimización. Para un problema dado, los objetivos energéticos pueden ser estimados del algoritmo de la tabla-problema (Linnhoff y Flower, 1978); el número mínimo de unidades de transferencia de calor se puede calcular de la regla $N - 1$ (Linnhoff y col., 1979) y el objetivo de área total de transferencia de calor se puede encontrar usando el algoritmo de área mínima propuesto en este trabajo. Aplicando los datos de costos a los objetivos de energía, área y unidades se producirán perfiles de costos de energía y capital y, por ende, del costo total anual como una función de la ΔT_{min} . Así se puede determinar el valor óptimo de la ΔT_{min} , el cual corresponde al costo total anual mínimo y es requerido para diseñar nuevas redes de intercambio de calor en la región topológica correcta.

Serna-González (1999) demuestra que este esquema de pre-optimización es consistente con la práctica industrial, donde

el diseño detallado de los intercambiadores de calor se basa en las caídas de presión de las corrientes. Así se elimina la práctica incorrecta de suponer arbitrariamente valores

constantes para los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes y, por consiguiente, se obtiene el balance correcto del binomio inversión - consumo de energía.

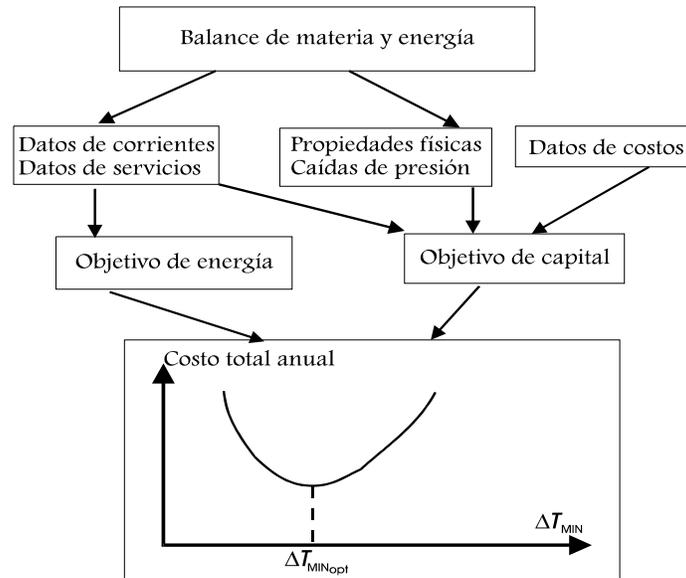


Fig. 2: Esquema de pre-optimización considerando las caídas de presión permisibles de las corrientes de proceso

Conclusiones

Se ha presentado un algoritmo que incorpora los efectos de las caídas de presión de las corrientes sobre el área mínima de redes de intercambio de calor, en la etapa de pre-optimización de la tecnología del punto de pliegue. En la formulación del algoritmo se ha combinado el modelo de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema con las relaciones de caídas de presión del método Kern (1950). El área mínima total de la red depende de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes, que no son conocidos hasta que el problema es resuelto, lo cual hace a este problema fuertemente no lineal. Para desarrollar un algoritmo de solución robusto que garantice el poder alcanzar la solución correcta en un número relativamente pequeño de iteraciones, en este trabajo se propone una estrategia de cálculo secuencial que usa a los coeficientes de transferencia de calor de película de las

corrientes como variables de tanteo. Los coeficientes permanecen constantes al resolver las ecuaciones requeridas para obtener las áreas de contacto de las corrientes. Una vez conocidos los valores calculados de estas variables, nuevos valores de los coeficientes son determinados de las relaciones de caídas de presión. Si las diferencias entre los valores calculados y los valores supuestos de las coeficientes de transferencia de calor son mayores que el criterio de convergencia fijado, el proceso de cálculo se repite después de que los valores calculados se convierten en los valores supuestos para la siguiente iteración. Este algoritmo es diferente a otros dos algoritmos reportados en la literatura para resolver este mismo problema (Polley y Panjeh Shahi, 1991; Shenoy, 1995).

El algoritmo propuesto es riguroso sólo para problemas cuyas corrientes tienen propiedades físicas iguales, puesto que para estimar el área mínima se basa en el modelo

de transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas balanceadas del sistema. A pesar de esta limitación, Serna-González (1999) muestra que este algoritmo es apropiado para los problemas prácticos que no exhiban diferencias significativas entre las propiedades físicas de las corrientes.

Agradecimientos

Los autores agradecen al CONACyT (Proyectos 25970-A y I32934-U) y al Consejo de la Investigación Científica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (Proyecto 20.1) por los apoyos financieros otorgados para la realización de este trabajo.

Apéndice

Para el fluido del lado del tubo, cuando se desprecian las pérdidas de presión en los extremos de los tubos, el modelo termo-hidráulico que representa la relación entre la caída de presión permisible ΔP_T , el coeficiente de transferencia de película h_T y el área del intercambiador A_o se escribe como

$$\Delta P_T = K_T A_o h_T^{3.5} \quad (\text{A1})$$

donde el parámetro K_T está definido por:

$$K_T = \frac{D_{ti}^{1/2} \mu_t^{11/6}}{(0.023)^{2.5} g_c Q_t k_t^{7/3} C_{p_t}^{7/6}} \left(\frac{D_{ti}}{D_t} \right) \quad (\text{A2})$$

Para el fluido de la coraza, el modelo termo-hidráulico basado en el método Kern (1950) está dado por:

$$\Delta P_S = K_S A_o h_S^{5.109} \quad (\text{A3})$$

donde el parámetro K_S es una constante que se calcula:

$$K_S = \left(\frac{67.062 C_1}{g_c} \right) \left(\frac{L_{tp} - D_t}{D_t} \right) \left(\frac{L_{tp} D_e^{1.109} \mu_s^{1.297}}{Q_s k_s^{3.406} C_{p_s}^{1.703}} \right) \quad (\text{A4})$$

Estas fórmulas compactas son útiles para el flujo estacionario de fluidos newtonianos e incompresibles sin cambio de fase.

Nomenclatura

A_{ci}	Área de contacto total de la corriente i , m^2 .
A_{ij}	Área de contacto total del encuentro térmico entre las corrientes opuestas i - j , m^2 .
A_{ijk}	Área del intercambiador del diseño espagueti entre las corrientes opuestas i - j en el intervalo de entalpía k , m^2 .
A_{min}	Área mínima total de redes de intercambio de calor, m^2 .
C_p	Capacidad calorífica de los fluidos, $J/kg \text{ } ^\circ C$.
CP_i	Flujo-capacidad calorífica de i , $W/^\circ C$.
D_e	Diámetro equivalente del intercambiador de calor de coraza y tubos, m .
D_{ti}	Diámetro interno de tubo, m .
D_t	Diámetro externo de tubo, m .
f_i	Factor adimensional de la corriente i .
h_{ci}	Coficiente de transferencia de calor limpio de la corriente i , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.
h_i	Coficiente de transferencia de calor sucio de la corriente i , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.
I	Número de corrientes calientes.
J	Número de corrientes frías.
k	Conductividad térmica de fluidos, $W/m^\circ C$.
K	Número de intervalos de entalpía de las curvas compuestas.
K_i	Parámetro constante de la relación de caída de presión de la corriente i .
ΔP_i	Caída de presión disponible para la corriente i , kPa .
q_{ik}	Cambio de entalpía de la corriente i en el intervalo k , W .
Q_s	Flujo volumétrico de la corriente de la coraza, m^3/s .
Q_t	Flujo volumétrico de la corriente de los tubos, m^3/s .
R_{di}	Factor de ensuciamiento de la corriente i , $m^2 \text{ } ^\circ C/W$.
ΔT_{min}	Diferencia mínima de temperatura para la síntesis de redes, $^\circ C$.
$\Delta T_{M,k}$	diferencia media de temperatura del intervalo k , $^\circ C$.

Símbolos griegos

- ε criterio de convergencia de los cálculos, adimensional.
 μ viscosidad de los fluidos, ctp.
 ρ densidad de los fluidos, kg/m³.

Referencias

- Frausto-Hernández, S., Rico-Ramírez, V., Jiménez-Gutiérrez, A. y Hernández-Castro, S. (2003). MINLP synthesis of heat exchanger networks considering pressure drop effects. *Computers and Chemical Engineering* 27, 1143-1152.
- Kern, D. Q. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill. New York.
- Linnhoff, B. y Flower, J. R. (1978). Synthesis of heat exchanger networks. Part I: Systematic generation of energy optimal networks. *American Institute of Chemical Engineering Journal* 24, 633-642.
- Linnhoff, B., Mason, D.R. y Wardle, Y. (1979). Understanding heat exchanger networks. *Computers and Chemical Engineering* 3, 295-302.
- Linnhoff, B. y Ahmad, S. (1989). Supertargeting: Optimum synthesis of energy management systems. *Journal of Energy Resources Technology* 111, 121-130.
- Mizutani, F. T., Pessoa, F.L.P., Queiroz, E.M., Hauan, S. y Grossmann, I. E. (2003). Mathematical programming model for heat-exchanger network synthesis including detailed heat exchanger designs. 2. Network synthesis. *Industrial Engineering Chemistry Research* 42, 4019-4027.
- Polley, G.T. y Panjeh Shahi, M.H. (1990a). Process integration retrofit subject to pressure drop constraint. *Process Technology Proceedings* 9, 31-36. Elsevier.
- Polley, G.T., Panjeh Shahi, M.H. y Jegede, F.O. (1990b). Pressure drop considerations in the retrofit of heat exchanger networks. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers* 68 (Part A), 211-220.
- Polley, G.T. y Panjeh Shahi, M.H. (1991). Interfacing heat exchanger network synthesis and detailed heat exchanger design. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers* 69 (Part A), 445-457.
- Serna-González, M. (1999). *Desarrollo de algoritmos rigurosos para la integración térmica de procesos*. Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Química. Instituto Tecnológico de Celaya. México.
- Serna-González, M., Ponce-Ortega, J.M., Jiménez-Gutiérrez, A. (2003). Aproximación de dos niveles basada en programación matemática para considerar las caídas de presión de las corrientes en la síntesis de redes de intercambio de calor. En: *Memorias Técnicas de la XLIII Convención Nacional del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos*. Villahermosa, Tabasco, México.
- Shenoy, U.V. (1995). *Heat exchanger network synthesis. Process optimization by energy and resource analysis*. Gulf Publishing Company.
- Zhu, X.X. y Nie, X.R. (2002). Pressure drop consideration for heat exchanger network grassroots design. *Computers and Chemical Engineering* 26, 1661-1676.