

**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA**

**SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR USANDO  
EQUIPO ESTÁNDAR**

**TESIS presentada por:**

**I.Q. VÍCTOR HUGO ARROYO LÓPEZ**

**A la división de Estudios de Posgrado de la  
Facultad de Ingeniería Química como  
requisito parcial para obtener el grado de:**

**MAESTRO EN CIENCIAS  
EN  
INGENIERÍA QUÍMICA**

**Morelia, Mich.**

**Noviembre de 2006**

## RESUMEN

### SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR USANDO EQUIPO ESTÁNDAR

Por

Víctor Hugo Arroyo López

Noviembre del 2006

Maestro en Ciencias en Ingeniería Química

Dirigida por: M.C. José María Ponce Ortega y Dr. Medardo Serna González

El ahorro de energía es considerado una prioridad en la etapa de diseño de nuevas plantas de proceso y en el reajuste de las ya existentes. Sin embargo, la mayoría de las metodologías reportadas para la solución de estos problemas consideran coeficientes de película supuestos en base a la experiencia del diseñador y no toman en cuenta la interrelación que guardan las caídas de presión de los quipos con el diseño detallado para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, lo que conlleva a problemas de congruencia entre la etapa de predicción de objetivos con el diseño detallado de los equipos. Para superar esta situación, en este trabajo se propone una metodología que permite considerar el diseño detallado de los equipos en la etapa de diseño para la síntesis de redes de intercambio de calor; esta metodología considera modelos rigurosos para predecir el comportamiento termo-hidráulico de los equipos a través del uso de algoritmos genéticos para garantizar una buena solución. Además, el algoritmo desarrollado puede obtener exclusivamente diseños estándar de los equipos, así como considerar funciones de costos rigurosas, en las cuales se tome en cuenta de manera explícita la geometría de los equipos. Los resultados obtenidos muestran que con la metodología propuesta se obtienen mejores resultados a los previamente reportados. Además, muestra que el no considerar el diseño detallado de los equipos con sus dimensiones estándar, restricciones de diseño y funciones de costos rigurosas puede conducir a redes infactibles.

---

**CONTENIDO**

<b>Resumen</b>		i
<b>Contenido</b>		ii
<b>Lista de Tablas</b>		iv
<b>Lista de Figuras</b>		v
<b>Nomenclatura</b>		vii
<b>Agradecimientos</b>		xiv
<b>Capítulo</b>	<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
	1.1. Generalidades	1
	1.2. Justificación	2
	1.3. Objetivo	6
	1.4. Alcance	6
	1.5. Hipótesis	6
<b>Capítulo</b>	<b>2 Metodología</b>	<b>8</b>
	2.1. Modelo para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos aplicando algoritmos genéticos	8
	2.1.1. Definición del problema	15
	2.1.2. Modelo del intercambiador de calor	15
	2.1.3. Restricciones para un diseño factible	16
	2.1.4. Función objetivo	19
	2.1.5. Variables de búsqueda	20
	2.1.6. Modelo de optimización	20
	2.1.7. Manejo de restricciones geométricas y operacionales	20
	2.1.8. Estrategia de solución	21
	2.2. Modelo de síntesis de redes de intercambio de calor aplicando algoritmos genéticos	22
	2.2.1. Definición del problema	23
	2.2.2. Modelo para la red de intercambio de calor	24

---

	2.2.3. Algoritmo propuesto para la síntesis de redes de intercambio de calor	26
<b>Capítulo</b>	<b>3 Resultados</b>	29
	3.1. Introducción	29
	3.2. Diseño de intercambiadores de calor	29
	3.2.1. Ejemplo 1. Funciones de costo simples	29
	3.2.2. Ejemplo 2. Funciones de costo simples	32
	3.2.3. Ejemplo 3. Tamaños estándar y funciones de costos rigurosas.	36
	3.3. Síntesis de redes de intercambio de calor	40
	3.3.1 Ejemplo 1. Dos corrientes calientes y dos corrientes frías.	40
	3.3.2. Ejemplo 2. Tres corrientes calientes y tres corrientes frías	44
	3.3.3. Ejemplo 3. Siete corrientes calientes y tres corrientes frías	48
	3.3.4. Ejemplo 4. Problema reportado por Shenoy	53
	<b>Conclusiones</b>	60
	<b>Bibliografía</b>	62
<b>Apéndice A.</b>	<b>Algoritmo de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase</b>	66
<b>Apéndice B</b>	<b>Revisión general de los algoritmos genéticos</b>	71

---

**LISTA DE TABLAS**

3.1	Propiedades físicas para el Ejemplo 1	29
3.2	Detalles de diseño del intercambiador obtenido para el Ejemplo 1	31
3.3	Propiedades físicas para el Ejemplo 3	33
3.4	Detalles de diseño del intercambiador obtenido para el Ejemplo 2	35
3.5	Detalles de diseño del intercambiador obtenido para el Ejemplo 3	39
3.6	Datos de las corrientes para el Ejemplo 1	40
3.7	Propiedades físicas de las corrientes para el Ejemplo 1	41
3.8	Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.5	43
3.9	Comparación de los costos obtenidos para el Ejemplo 1	43
3.10	Datos de las corrientes para el Ejemplo 2	44
3.11	Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.7	46
3.12	Comparación de los costos obtenidos para el Ejemplo 2	47
3.13	Datos de las corrientes para el Ejemplo 3	48
3.14	Detalles para los intercambiadores de la Figura 3.9	50
3.15	Detalles para los intercambiadores de la Figura 3.9	51
3.16	Comparación de los costos obtenidos para el Ejemplo 3	51
3.17	Datos de las corrientes para el Ejemplo 4	53
3.18	Propiedades físicas para las corrientes del Ejemplo 4	53
3.19	Datos para la función de costos para el Ejemplo 4	53
3.20	Detalles de los intercambiadores de calor de la red de la Figura 3.12	55
3.21	Costos obtenidos para el Ejemplo 4 con funciones de costos simples	56
3.22	Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.13	58
3.23	Costos para la red de la Figura 3.13	58
B1	Población inicial	74
B2	Cromosomas sobrevivientes	74

---

**LISTA DE FIGURAS**

1.1	Diagrama de cebolla	2
1.2	Curvas compuestas balanceadas	3
2.1	Intercambiador de calor de un paso por la coraza y un paso por los tubos	9
2.2	Modelo de flujo ideal de la corriente principal de la coraza (Saunders, 1988)	9
2.3	Corrientes de fuga y desviación de la coraza (Taborek, 1983)	10
2.4	Regiones factibles de diseño para el método Bell-Delaware y el método Kern	13
2.5	Acomodo y perforado de un baffle en un intercambiador de calor	18
2.6	Arreglos de los tubos y pitch en un intercambiador en un intercambiador de la coraza y tubos	18
2.7	Espaciado entre baffles en un intercambiador de calor de coraza y tubos	18
2.8	Estrategia de solución para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos	22
2.9	Representación de la superestructura para la RIC	24
2.10	Algoritmo propuesto para la síntesis de RIC	28
3.1	Grafica del valor del <i>fitness</i> para el mejor individuo y el valor medio a través de las generaciones para el Ejemplo 2	34
3.2	Grafica del valor del <i>fitness</i> para el mejor individuo a través de las generaciones para el Ejemplo 2	34
3.3	Grafica del valor del <i>fitness</i> para el mejor individuo y el valor medio a través de las generaciones para el Ejemplo 3	37
3.4	Grafica del valor del <i>fitness</i> para el mejor individuo a través de las generaciones para el Ejemplo 3	38
3.5	Red obtenida para el Ejemplo 1	42
3.6	Red obtenida por Mizutani <i>et al.</i> (2003) para el Ejemplo 1	42
3.7	Red obtenida para el Ejemplo 2	45
3.8	Red obtenida por Mizutani <i>et al.</i> (2003) para el Ejemplo 2	47
3.9	Red obtenida para el Ejemplo 3	49
3.10	Red obtenida por Mizutani <i>et al.</i> (2003) para el Ejemplo 3	52

---

3.11	Red para el ejemplo 4S1 obtenida con h's por corrientes calculados con el método Kern y sin considerar las restricciones de diseño (Serna <i>et al.</i> 2004)	54
3.12	Red obtenida con el algoritmo propuesto y funciones de costo tradicionales para el Ejemplo 4.	55
3.13	Red obtenida para el Ejemplo 4 con funciones de costo rigurosas y tamaños estándar	57
B1	Diagrama de flujo de un Algoritmo Genético Binario.	72

---

**Nomenclatura**

$a, a_1, a_2, a_3$  = coeficientes para estimar el factor Bell de transferencia de calor para el fluido por el lado de la coraza,  $j_{si}$ , adimensionales

$A$  = Área de transferencia de calor ( $m^2$ )

$A_f$  = Factor de anualización para los costos de capital

$b, b_1, b_2, b_3$  = coeficientes para estimar el factor de fricción por el lado de la coraza,  $f_{si}$ , adimensionales

$B_c$  = % de corte de baffle, como un porcentaje del diámetro interno de la coraza

$c_1$  to  $c_9$  = Parámetros de las funciones de costo de los equipos

$C_l$  = Constante de la correlación del número de tubos

$C_a, C_b$  = Coeficientes de costos para la ley de costos de capital para los intercambiadores de calor

$C_{exc}$  = Costo de capital de los intercambiadores de calor (\$)

$C_{exc}cu$  = Costo de capital de los enfriadores (\$)

$C_{exc}hu$  = Costo de capital de los calentadores (\$)

$C_j$  = Corriente fría  $j$

$CCU$  = Costo unitario del servicio de enfriamiento (\$/kW)

$CHU$  = Costo unitario del servicio de calentamiento (\$/kW)

$CP$  =  $\{j|j$  corriente de proceso fría $\}$

$CU$  = Servicio de enfriamiento

$C_b$  = Costo de baffle suponiendo 1/2" de espesor, basado en el peso

$C_{ba}$  = Costo base para cubrir el costo de instalación y mano de obra

$C_e, C_f$  = Coeficientes de la ley costos de capital para las bombas



---

$c_h$  = factor en la relación del coeficiente de transferencia de calor

$C_p$  = Capacidad calorífica de los fluidos (J/Kg °C)

$C_{pow}$  = Costo por unidad de potencia (\$/J)

$C_{pump}$  = Costo de bombeo (\$/W)

$C_{sh}$  = Costo de la coraza incluyendo la fabricación, basada en el peso

$C_{tb}$  = Costo de los tubos, basada en el área de externa de transferencia de calor

$C_{td}$  = Costo del haz de tubos, perforado de baffles y costo del bulto de tubos, basado en el número de tubos

$C_{ts}$  = Costo del haz de tubos, basado en el peso, incluyendo el corte pero no el perforado

$D_{ctl}$  = Diámetro del límite externo del haz de tubos (mm)

$D_{otl}$  = Diámetro del haz de tubos (mm)

$D_e$  = Diámetro equivalente (mm)

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (mm)

$D_{ti}$  = Diámetro interno de los tubos (mm)

$D_t$  = Diámetro externo de los tubos (mm)

$F$  = Capacidad calorífica (kW/°C)

$fitness$  = Función objetivo para el algoritmo genético

$g$  = Restricción de factibilidad para las diferencias de temperaturas

$gcu$  = Restricción de factibilidad para la diferencia de temperaturas de los enfriadores

$ghu$  = Restricción de factibilidad para la diferencia de temperaturas de los calentadores

$F_T$  = Factor de corrección de la  $\Delta T_{ML}$  de cambiadores de múltiples pasos, adimensional

$f_{si}$  = Factor de fricción para un haz de tubos ideal, adimensional

$g$  = coeficiente de costos (exponencial) para la ley de costos de bombas

$g_c$  = Factor gravitacional

---

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor limpio ( $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$ )

$h_{si}$  = Coeficiente de transferencia de calor de para la coraza para un haz de tubos ideal ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$Hi$  = Corriente de proceso caliente  $i$

$HP$  =  $\{i|i$  corriente de proceso caliente $\}$

$HU$  = Servicio de calentamiento

$H_Y$  = Tiempo de operación anual de la planta (h/año)

$j_{si}$  = Factor de transferencia de calor de Bell, adimensional

$J_b$  = Factor de corrección para la transferencia de calor por las corrientes de desviación

$J_c$  = Factor de corrección para la transferencia de calor por las ventanas de baffles

$J_l$  = Factor de corrección para la transferencia de calor por las fugas en los baffles

$J_r$  = Factor de corrección para la transferencia de calor debido al flujo laminar

$J_s$  = Factor de corrección para la transferencia de calor debido a los espaciados de baffles no uniformes

$k_s, k_b, k_w$  = Conductividad térmica del material de los tubos, fluido del lado de la coraza, y coraza ( $W/(m \text{ } ^\circ C)$ )

$K_S$  = Parámetro de la relación de caída de presión del fluido de la coraza

$K_T$  = Parámetro de la relación de caída de presión del fluido del tubo

$K_{end}$  = Pérdidas de presión en los extremos de los tubos

$L$  = Longitud de los tubos (mm)

$L_{bb}$  = Espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos (mm)

$L_{bc}$  = Espaciado de los baffles centrales (mm)

$L_{bi}$  = Espaciado de baffle extremo de entrada (mm)

$L_{bo}$  = Espaciado de baffle extremo de salida (mm)

$L_{pp}$  = Parámetro del arreglo de tubos (mm)

---

$L_{tpe}$  = Parámetro del arreglo de los tubos (mm)

$L_{ta}$  = Longitud efectiva del tubo (mm)

$L_{to}$  = Longitud nominal del tubo (mm)

$L_{ts}$  = Espesor de los espejos de tubos (mm)

$L_{tt}$  = Longitud total de los tubos por paso (mm)

$m$  = Exponente de la relación de caída de presión del fluido del lado de la coraza

$\dot{m}$  = Velocidad másica de flujo (kg/s)

$\dot{m}^l$  = Relación de flujo ( $m^3/s$ )

$n$  = Exponente de la relación de caída de presión del fluido del tubo

$N_s$  = Número de corzas en serie para diseños de pasos múltiples por los tubos

$N_b$  = Número de baffles

$N_{tp}$  = Número de pasos por los tubos

$N_{tcc}$  = Número de hileras de tubos cruzadas por el fluido en una sección transversal

$N_{tcw}$  = Número de hileras de tubos en una ventana

$N_{tt}$  = Número total de tubos

$N_{tw}$  = Número de tubos en la sección de ventana

$Pr$  = Número Prandtl, adimensional

$q_{ijk}$  = Carga de calor para el encentro  $ijk$  (W)

$qhu_j$  = Carga de calor para el servicio de calentamiento (W)

$qcu_i$  = Carga de calor para el servicio de enfriamiento (W)

$Penalty$  = Factor de penalización

$Q$  = Carga de calor (W)

$Q'$  = Flujo volumétrico

---

$r$  = Exponente del número de Reynolds en la relación del factor de fricción del fluido del tubo, adimensional

$r'_p$  = Exponente de velocidad en la relación general de caída de presión del fluido del tubo, adimensional

$ST = \{k | k \text{ etapa en la superestructura}, k = 1, \dots, NOK\}$

$t_{i,k}$  = Temperatura de la corriente  $i$  en la etapa  $k$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{j,k}$  = Temperatura de la corriente  $j$  en la etapa  $k$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$TIN$  = Temperatura de entrada ( $^{\circ}\text{C}$ )

$TOUT$  = Temperatura de salida ( $^{\circ}\text{C}$ )

$R_b$  = Factor de corrección para la caída de presión por las corrientes de fuga en el bulto de tubos

$R_{bs}$  = relación de espaciado entre bafles a diámetro de la coraza

$R_{ds}$  = Factor de ensuciamiento del fluido del lado de la coraza ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$R_{dw}$  = Resistencia combinada a la transferencia de calor ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$R_{dt}$  = Factor de ensuciamiento del fluido del lado del tubo ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$R_l$  = Corrección para la caída de presión por la fuga en los bafles, adimensional

$R_s$  = Factor de corrección de espaciados desiguales de bafles para la caída de presión, adimensional

$Re$  = Número de Reynolds para la corrientes, adimensional

$S_m$  = Área mínima de flujo en una sección de flujo transversal ( $\text{mm}^2$ )

$S_w$  = Área mínima de flujo en una ventana ( $\text{mm}^2$ )

$TAC$  = Costo total anual ( $\$/\text{año}$ )

$t_s$  = Espesor de la coraza (mm)

$t_t$  = Espesor del haz de tubos (mm)

---

$v$  = Velocidad del fluido (m/s)

$X$  = Parámetro en la ecuación (A24)

$\mathbf{x}$  = Vector de variables de optimización

$z_{ijk}$  = Variables binarias para los intercambiadores de calor entre corrientes de proceso

$zcu_i$  = Variables binarias para los enfriadores

$zhu_j$  = Variables binarias para los calentadores

### Letras griegas

$\mu$  = viscosidad de los fluidos (Kg/s m)

$\eta$  = Eficiencia de los dispositivos de bombeo, adimensional

$\rho$  = Densidad de los fluidos (Kg/m<sup>3</sup>)

$\psi$  = Factor de corrección para el número de pasos por los tubos

$\Delta P_s$  = Caída de presión del lado de la coraza (Pa)

$\Delta P_t$  = Caída de presión del lado del tubo (Pa)

$\Delta T_{LM}$  = Diferencia media logarítmica de temperatura

$\Delta T_{MIN}$  = Diferencia mínima de temperatura

### Subíndices

$c$  Frío

$h$  Caliente

$i$  Corriente de proceso caliente

$j$  Corriente de proceso fría

$k$  Subíndices para las etapas  $I, \dots, NOK$

---

*o* Salida

*max* = Valor máximo

*min* = Valor mínimo

*mat* = Material del tubo

*s, S* = Lado de la coraza

*t, T* = Lado de los tubos

*w* = Temperatura en la pared

---

## Capítulo 1. Introducción

### 1.1 Generalidades

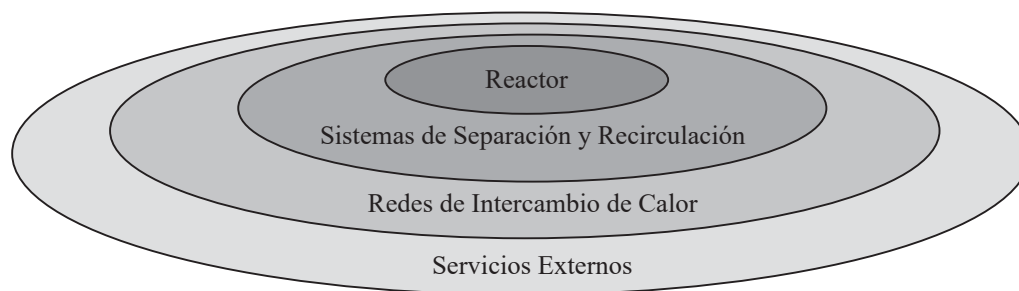
En la actualidad los procesos químicos deben ser diseñados como parte de un desarrollo industrial en el cual se lleve a cabo la transformación global de las materias primas en los productos deseados como resultado de la combinación de varias transformaciones intermedias; además, deben tener la capacidad para apoyar la actividad económica y estar en armonía con el ecosistema, haciendo énfasis en la minimización de pérdidas y el uso eficiente de la energía.

Técnicas como la síntesis de procesos permiten poner en práctica la premisa de minimizar pérdidas y usar de manera eficiente la energía; de manera general, la síntesis de un proceso químico siempre implica, en primer término, la elección de las etapas individuales asociadas con las transformaciones intermedias, posteriormente, estas etapas individuales se interconectan para formar una estructura completa, llamada diagrama de flujo del proceso, la cual consigue la transformación global deseada.

El problema de síntesis de procesos implica una gran cantidad de opciones estructurales. Una evidencia de lo difícil que es este problema es el hecho de que aún los procesos bien establecidos desde hace tiempo todavía están siendo mejorados. Por lo tanto, este problema complejo debe ser desacoplado para poder ser resuelto. En la literatura se han propuesto varios métodos de descomposición para resolver el problema de síntesis, algunos autores como Douglas (1988) y Smith (2005), reconocen un orden bien definido o jerarquía de las decisiones de diseño que deben hacerse cuando se inventa un diagrama de flujo para un proceso específico.

En general, en la síntesis de procesos siempre considera primero el diseño del reactor. De acuerdo al funcionamiento de éste quedarán establecidas las necesidades de separación de materias primas no convertidas, productos y subproductos, y la recirculación de las materias primas al equipo de reacción. Las necesidades de enfriamiento o calentamiento de las corrientes asociadas al reactor y al sistema de separación dan lugar al problema de síntesis de redes de intercambio de calor; donde son consideradas opciones tales como el enfriamiento del efluente del reactor para precalentar su alimentación o el uso del condensador de una columna de destilación para precalentar la alimentación de otra columna. Las cargas térmicas no satisfechas mediante la recuperación de energía térmica entre las corrientes del proceso deben ser suministradas por servicios externos de calentamiento o enfriamiento. Por último, se realiza la

selección y el diseño del sistema de servicios auxiliares. Esta jerarquía es convenientemente representada por el diagrama de cebolla (ver Figura 1.1).



**Figura 1.1** Diagrama de Cebolla

Actualmente, debido a los altos precios de los energéticos, la Síntesis de Redes de Intercambio de Calor (SRIC) es una de las áreas más importantes en la Síntesis de Procesos, de manera tal que, el ahorro de energía puede conducir a que un proceso sea económicamente factible. Por tal motivo, el ahorro de energía en el sector industrial es considerado una premisa en la etapa de diseño de nuevas plantas o en el reajuste de las ya existentes.

El desarrollo en el campo de la SRIC ha tenido un gran avance a partir de su formulación rigurosa por Masso y Rudd (1969), este es un problema de ingeniería muy importante, ya que su aplicación representa reducciones considerables en el consumo energético de las industrias. Como consecuencia de los beneficios de la SRIC, en los últimos 30 años este campo ha sido el objeto de numerosas investigaciones, obteniéndose una cantidad importante de algoritmos para la SRIC (Furman y Sahinidis, 2001).

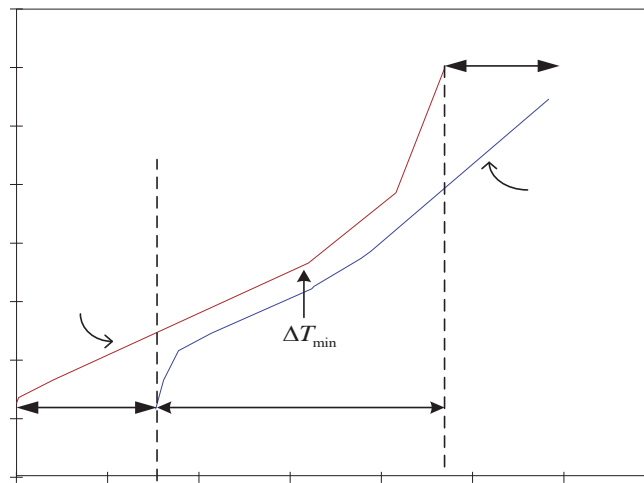
## 1.2 Justificación

Con el propósito de resolver el problema de SRIC se han usado principalmente dos enfoques: heurísticos y algorítmicos. Los métodos tradicionales para diseñar RIC son el uso de la Tecnología del Punto de Pliegue (TPP) (Linnhoff y Hindmarsh, 1983) y el uso de Técnicas de Programación Matemática (Yee y Grossmann, 1990), las cuales han permitido la extensión y la automatización del método de la TPP.

El método TPP divide el problema en una secuencia de subproblemas que pueden ser resueltos fácilmente de manera secuencial con el objetivo de obtener: el consumo mínimo de



servicios externos, el número mínimo de unidades de intercambio de calor y el costo mínimo de capital de la red. El método TPP está basado en un análisis termodinámico del problema y la determinación de la región más restringida para el intercambio de calor, conocida como el punto de pliegue, el cual divide a la red en dos subproblemas independientes, como se muestra en la Figura 1.2. Cada problema puede entonces ser diseñado de manera independiente, comenzando en el punto de pliegue y avanzando a los límites caliente o frío. Los acoplamientos entre corrientes son localizados mediante un grupo de reglas heurísticas presentadas por Linnhoff y Hindmarsh (1983). El método TPP es combinado con el método de aproximación dual de temperatura (Challand y *et al.*, 1981; Colbert 1982) para producir una red preeliminar que tendrá los requerimientos de servicios mínimos; después, este diseño preeliminar es simplificado reduciendo el número de unidades, usualmente a costas del incremento en el consumo de energía. La red final obtenida depende del diseño de máxima recuperación de energía seleccionado.



**Figura 1.2** Curvas compuestas balanceadas

La TPP ha sido ampliamente usada en la industria por varios años y el impacto económico de los resultados ha sido de gran importancia. Sin embargo, se pueden notar algunas deficiencias acerca de los objetivos de área mínima y costo de capital basados en la fórmula *BATH* perteneciente a la TPP, la cual resuelve un problema idealizado (Towsend y Linnhoff, 1984,

Linnhoff y Ahmad, 1990). En primer lugar, esta aproximación ignora la práctica industrial referente al diseño detallado de intercambiadores de calor, ya que el sistema de flujo de la red, el cual está constituido por los dispositivos de bombeo, es considerado después de que la estructura de la red ha sido determinada. En segundo lugar, considera coeficientes de transferencia de calor de película supuestos en base a la experiencia del diseñador, además, esta formulación es estrictamente válida para el caso en el que todas las corrientes involucradas tengan coeficientes de película iguales; por consiguiente, no representa correctamente la economía del sistema y su utilidad esta restringida a muy pocos problemas de índole industrial.

Al abordar el problema de SRIC desde el punto de vista de Programación Matemática, usualmente los problemas conducen a modelos del tipo *Mixto Entero No Lineal* (MINLP); generalmente estos problemas son formulados de manera tal que se minimice el costo de capital de los intercambiadores de calor y el costo de los servicios externos de calentamiento y enfriamiento. La estructura óptima se genera a partir de una superestructura en la que se representan todas las posibles alternativas de intercambio (Floudas *et. al.*, 1986; Yee y Grossmann, 1990). En este tipo de problemas se utilizan variables binarias para indicar el posible intercambio entre una determinada corriente de proceso caliente y alguna corriente fría de proceso. Por otro lado, variables como las áreas, temperaturas, costos, etc. constituyen un conjunto de variables continuas. De esta forma se establece el problema “*mixto-entero*”.

Por otro lado, los resultados obtenidos tanto por el método TPP como por técnicas MINLP han llegado a soluciones ideales, las cuales se encuentran considerablemente distantes de la solución óptima para problemas reales, debido a que poco se ha hecho para asegurar que los resultados de las redes sean consistentes con los que finalmente se obtienen en términos del equipo industrial; esta aseveración está fundamentada en el hecho de que estas técnicas de síntesis están basadas en la suposición de coeficientes de transferencia de calor de película en base exclusivamente a la experiencia del diseñador, ignorando los modelos termo-hidráulicos, mientras que el diseño detallado de los intercambiadores de calor se basa en la satisfacción de tres objetivos principalmente (Polley y Panjeh Shahi, 1991; Muralikrishna y Shenoy, 2000): 1) Transferir la carga térmica requerida; 2) Las caídas de presión deben ser menores que los valores permisibles; 3) Satisfacer las restricciones prácticas de diseño impuestas por los códigos estandarizados. De tal manera, que el uso de las técnicas existentes para resolver el problema de SRIC no garantizan que los valores supuestos para los coeficientes de transferencia de calor en la

etapa de síntesis concuerden con los que se obtienen al realizar el diseño detallado del equipo. De las observaciones anteriores, es posible concluir que las redes obtenidas no son los mejores diseños (Polley y Panjeh Shahi, 1991; Jegede y Polley, 1992).

Con la finalidad de hacer consistente la síntesis de la red con el diseño detallado de los equipos de intercambio de calor se han desarrollado relaciones entre la caída de presión, área superficial y coeficiente de transferencia de calor. El primer trabajo, que cubre los anteriores aspectos fue desarrollado por Jegede y Polley (1992) basado en la correlación de Dittus y Boelter para predecir el comportamiento del fluido por el lado de los tubos y en las correlaciones del método Kern para el fluido por el lado de la coraza. De manera, que la combinación de las relaciones de caída de presión con la ecuación básica de diseño de intercambiadores da lugar a un algoritmo simple de diseño para intercambiadores de calor de coraza y tubos. Por otro lado, Serna y Jiménez (1999) desarrollaron relaciones matemáticas que consideran los efectos de las caídas de presión de las corrientes desde la etapa de síntesis; dichas relaciones matemáticas han sido desarrolladas en base a las correlaciones del método Bell-Delaware para el fluido por el lado de la coraza. Sin embargo, aunque estos trabajos superan la limitación de coeficientes de transferencia de calor supuestos, tienen la desventaja que en la etapa de síntesis utilizaron la TPP, lo que conduce a redes no óptimas. Posteriormente, Frausto (2003) y Serna *et al.* (2004) presentaron modelos MINLP para tomar en cuenta los efectos de las caídas de presión permisibles para las corrientes en lugar de usar valores supuestos para los coeficientes de transferencia de calor. No obstante, estas propuestas adolecen de al menos dos limitaciones: primero, los coeficientes de película para la transferencia de calor son calculados por corriente, es decir, a través de una formulación compacta se engloban todos los intercambiadores de calor presentes en cada corriente en uno sólo, además de que se supone que todos los intercambiadores presentes en la red tienen una estructura fija e igual para todos, impidiendo la optimización de las variables de diseño de los equipos. Segundo, debido a que la aproximación está basada en modelos MINLP, es muy posible que el algoritmo quede atrapado en una solución local. Recientemente, Mitzutani *et al.* (2003) presentaron un modelo de programación matemática para la síntesis de la red de intercambio que incluye el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos; sin embargo, este trabajo tiene varias limitaciones debido a las simplificaciones impuestas sobre la geometría de los intercambiadores, entre ellas podemos destacar las siguientes: Se considera que todas las unidades de intercambio tienen solamente un

paso por los tubos y se fija un valor de corte de bafle de 25%; por otra parte, al ser un modelo MINLP bastante complejo, es muy probable que las técnicas de optimización usadas sean atrapadas en una solución local, de manera que es difícil garantizar que se ha encontrado la solución óptima.

### **1.3 Objetivo**

El objetivo principal de este trabajo es proponer una nueva metodología basada en algoritmos genéticos para la SRIC, en ésta se acoplara un nuevo algoritmo para el diseño detallado de intercambiadores de calor de coraza y tubos, el cual considera las restricciones prácticas de diseño reportadas por los códigos estandarizados y permite optimizar simultáneamente todos los grados de libertad presentes en el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos. La estrategia propuesta esta basado en algoritmos genéticos para evitar que en el proceso de búsqueda sea atrapada en una solución local. Además, este algoritmo permite considerar exclusivamente dimensiones estándar y funciones de costos rigurosas, lo cual conduce a obtener una estimación mas precisa del problema modelado.

### **1.4 Alcance**

En este trabajo se considera el diseño de los intercambiadores de calor de coraza y tubos en la síntesis de redes de intercambio de calor, lo cual permite resolver simultáneamente el problema de síntesis y el diseño detallado de las unidades. Se han tomado en cuenta las restricciones prácticas de diseño y las dimensiones estándar de las unidades de intercambio de calor. Sin embargo, el algoritmo desarrollado considera exclusivamente intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase. El algoritmo desarrollado no considera el diseño óptimo de enfriadores y calentadores, y se deja como una propuesta para un trabajo futuro.

Una situación importante a analizar posteriormente será el reajuste de redes existentes considerando el diseño detallado de los equipos.

### **1.5 Hipótesis**

Los algoritmos genéticos han mostrado ser mejores técnicas de optimización para problemas no convexos en varias aplicaciones de ingeniería, por lo tanto se considera que al utilizarlos en la síntesis de redes de intercambio de calor con el diseño detallado de los equipos

producirán mejoras a los algoritmos previamente reportados, ya que el modelo de diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos es no convexo. De esta manera se evitarán las deficiencias que representa el uso de técnicas de programación matemática en la solución de problemas no convexos.

Con el algoritmo propuesto se evitarán las discrepancias existentes entre las redes obtenidas en la etapa de síntesis con las que finalmente se obtienen cuando se realiza el diseño detallado de las unidades, ya que con el algoritmo propuesto se resuelve el problema de manera simultánea.

El uso del método Bell-Delaware, que es el método de diseño más riguroso reportado en la literatura abierta permitirá obtener estimados precisos para los coeficientes de película y caídas de presión para los fluidos del el lado de la coraza de los intercambiadores de calor modelados.

Finalmente, al considerar dimensiones estándar de los equipos así como funciones de costos detalladas para los intercambiadores de calor, permitirán obtener un resultado realista, ya que de esta manera el problema será modelado de manera rigurosa.

---

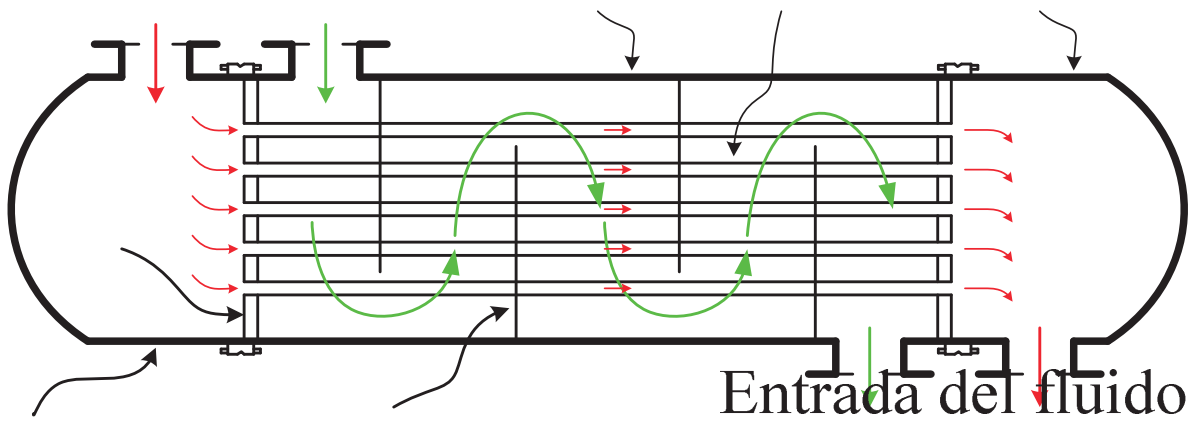
## Capítulo 2. Metodología

Este capítulo es dividido en dos secciones, primeramente en la sección 2.1 se presenta el algoritmo para el diseño de intercambiadores de calor desarrollado, el cual es usado para diseñar las unidades presentes en la red de intercambio de calor, posteriormente, en la sección 2.2 se presenta el algoritmo desarrollado para resolver el problema de síntesis de redes de intercambio de calor basado en algoritmos genéticos y que permite incorporar el diseño detallado de las unidades de intercambio de calor.

### 2.1 Modelo para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos aplicando algoritmos genéticos

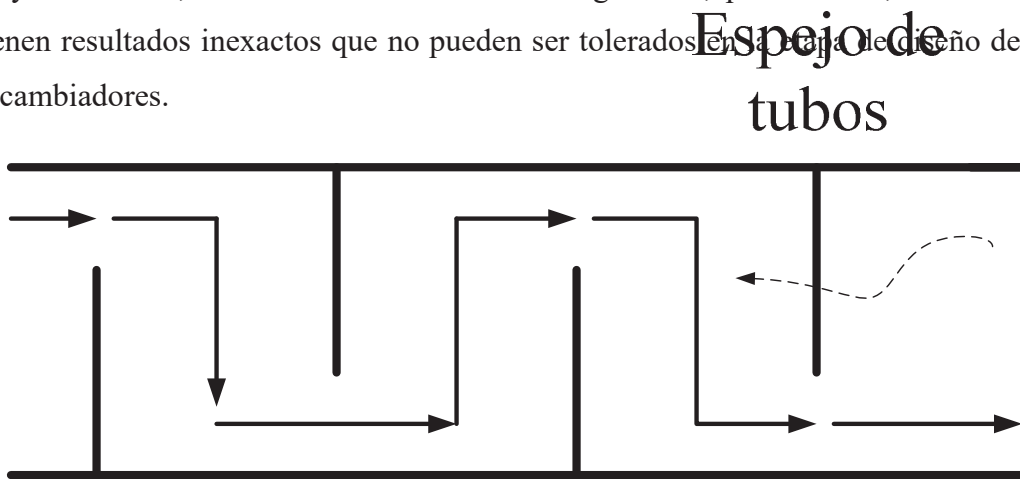
Los intercambiadores de calor son dispositivos usados para realizar la transferencia de calor entre un par de fluidos y por lo tanto son una parte esencial en la mayoría de los procesos químicos. El tipo de intercambiador de calor más comúnmente usado es el de coraza y tubos, ver Figura 2.1; los cuales son ampliamente usados debido a que la tecnología para su fabricación está bien establecida para producir con precisión tubos en una amplia variedad de materiales capaces de soportar altas presiones y temperaturas. Esta facilidad para su fabricación ha favorecido el uso de intercambiadores tubulares históricamente y condujo al crecimiento de artículos de fabricación muy importantes y al desarrollo de los estándares de la industria para su construcción. El amplio uso de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, su relativo bajo costo, el conocimiento de los usuarios, y los muchos años de servicio satisfactorio conlleva a que estas unidades sean una herramienta muy importante en cualquier industria química y de transformación.

El diseño de los equipos de transferencia de calor, consiste en determinar el área superficial requerida para transferir una cantidad dada de calor desde un fluido caliente a un fluido frío. Las especificaciones de proceso constituyen el requerimiento principal que un intercambiador debe satisfacer, tales como, llevar a cabo el intercambio térmico entre las corrientes de proceso al menor costo. Sin embargo, el método tradicional de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos consiste de probar un gran número de geometrías diferentes del intercambiador para identificar aquel que satisfaga la carga de calor dada y el grupo de restricciones geométricas y operacionales (Muralikrishna y Shenoy, 2000). No obstante que esta aproximación consume demasiado tiempo, y no garantiza un diseño óptimo.



**Figura 2.1** Intercambiador de calor de un paso por la coraza y un paso por los tubos

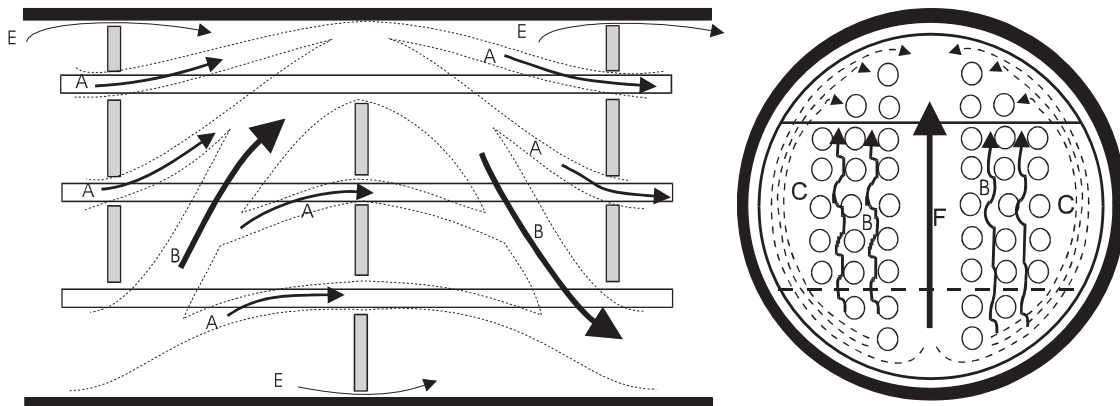
Jegade y Polley (1992) desarrollaron una relación entre la caída de presión del intercambiador, el área superficial y el coeficiente de transferencia de calor, basada en la correlación de Dittus y Boelter para el flujo por el lado de los tubos y en las correlaciones del método Kern (1950) para el flujo por el lado de la coraza. La combinación de las relaciones para la caída de presión con la ecuación básica de diseño de intercambiadores, dio lugar al desarrollo de un nuevo algoritmo simple de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos que evita el procedimiento iterativo para diferentes geometrías. Sin embargo, este procedimiento de diseño está basado en el método Kern, el cual puede conducir a errores significativos en los cálculos debido a que este es un modelo de flujo ideal, que no toma en cuenta el efecto de las corrientes de fuga y desviación, tal como se muestra en la Figura 2.2, por lo tanto, con este algoritmo se obtienen resultados inexactos que no pueden ser tolerados en el diseño detallado de los intercambiadores.



**Figura 2.2.** Modelo de flujo ideal de la corriente principal de la coraza (Saunders, 1988)

## Cabezal frontal

Polley *et al.* (1990) propusieron un algoritmo de diseño, basado en la relación de caída de presión del método Bell-Delaware para describir el funcionamiento del fluido por el lado de la coraza, asegurando el uso total de las caídas de presión permisibles. Este modelo toma en cuenta las corrientes de fuga y desviación de acuerdo al modelo de flujo propuesto por Tinker (Taborek, 1983), mostrado en la Figura 2.3. De manera que con este algoritmo se obtienen mejores resultados respecto al de Jegede y Polley (1992). No obstante, se pueden hacer algunas observaciones acerca del procedimiento propuesto por Jegede *et al.* (1990). Para mantener la exactitud del método Bell-Delaware, Polley *et al.* (1990) han desarrollado relaciones bastante complejas para la estimación de la caída de presión por el lado de la coraza, que hacen necesaria la implementación de un procedimiento iterativo de cálculo complejo que involucra la estimación detallada de la geometría del intercambiador. Además, las restricciones geométricas debidas a las suposiciones de que el área de flujo cruzado sea igual al área de flujo de ventana y que los espaciados de baffles centrales sean igual a los espaciados de baffles finales, limitan considerablemente el diseño final. Una limitación más de este algoritmo es que no toma en cuenta las pérdidas de presión para el fluido del tubo debido a la contracción en la entrada de los tubos, expansión en la salida y el cambio completo de circulación en los cabezales.



**Figura 2.3.** Corrientes de fuga y desviación del fluido de la coraza (Taborek, 1983)

La nomenclatura para identificar las corrientes del modelo de Tinker mostrado en la Figura 2.3 es:

1. Corriente A. Es la *corriente de fuga tubo-baffle*. El fluido pasa a través de los espacios entre el diámetro externo del tubo y el orificio en el baffle donde se inserta el tubo.



2. Corriente B. Es la corriente efectiva de flujo cruzado que fluye transversalmente a través del haz de tubos entre dos baffles cualesquiera.
3. Corriente C. Es la *corriente de desviación* que fluye circunferencialmente por el espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos.
4. Corriente E. Es la *corriente de fuga* que fluye longitudinalmente por el espacio libre entre el diámetro interno de la coraza y los baffles.
5. Corriente F. Esta es una *corriente de desviación*, que fluye a través del espacio en el arreglo de tubos debido a la omisión de tubos en las particiones de paso.

El fluido en las corrientes de fuga C, E y F reduce el área efectiva de transferencia de calor. La corriente C es la principal corriente de desviación y es particularmente importante en diseños con cabezales flotantes, donde el espacio libre entre la coraza y el haz de tubos es grande por necesidad. La corriente C puede ser considerablemente reducida usando tiras de sello, que son aditamentos horizontales que bloquean el hueco entre el haz y la coraza. También, algunas veces se usan tubos falsos para bloquear la corriente de desviación F.

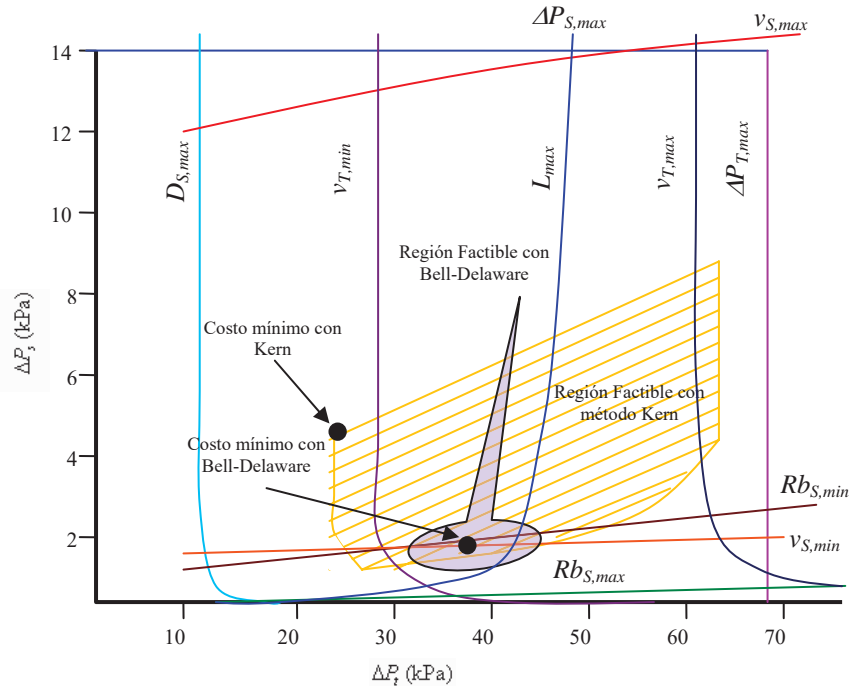
La complejidad del patrón de flujo del lado de la coraza y el gran número de variables involucradas hacen difícil predecir con completa exactitud el coeficiente de película y la caída de presión del lado de la coraza. Los métodos de diseño usados hasta antes de 1960 se basaron en el modelo de flujo ideal. Los métodos típicos son los de Kern (1950) y Donohue (1949). El método de análisis de corrientes propuesto por Tinker (1951, 1958), que se basa en el modelo de flujo de la Figura 2.3, es el primer método que predice el funcionamiento de la coraza mediante un análisis detallado de las contribuciones que las corrientes de fuga y desviación hacen a la caída de presión y a la transferencia de calor; la solidez de sus conceptos permitieron el desarrollo de trabajos posteriores. Entre estos trabajos, sobresalen los que resultaron de las investigaciones realizadas en la Universidad de Delaware (Bell, 1963), obtenidos en intercambiadores pequeños sometidos a variaciones sistemáticas de los parámetros geométricos. El método de diseño resultante cuantifica los efectos de las corrientes de fuga y desviación. Posteriormente, Taborek (1983) actualizó el trabajo de la Universidad de Delaware y publicó una versión refinada del método de diseño para estimar la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor del fluido de la coraza, que considera los efectos del corte de baffle y el gradiente de temperatura adverso propio del flujo laminar, el cual es conocido como el método Bell-Delaware.

El método Bell-Delaware es el método más preciso y confiable reportado en la literatura abierta para estimar el funcionamiento del lado de la coraza. Es considerado por Taborek (1983) como “el mejor método disponible y el más apropiado para aplicaciones generales de ingeniería”. Por lo tanto, este método ha sido seleccionado en el presente trabajo para predecir el comportamiento del fluido del lado de la coraza y realizar el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos y de esta manera obtener diseños más realistas de los equipos en la SRIC.

En años recientes, Serna y Jiménez, (2005) presentaron un algoritmo eficiente y robusto para el diseño riguroso de intercambiadores de calor de baffles segmentados. El algoritmo hace uso de las máximas caídas de presión permisibles de ambas corrientes, sin introducir limitaciones geométricas. Este procedimiento resulta ser bastante eficaz y útil, ya que las dos ecuaciones analíticas que relacionan las caídas de presión con el área superficial del intercambiador y los coeficientes de película de los fluidos permitieron desarrollar un algoritmo de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase, el cual es caracterizado por asegurar el aprovechamiento completo de las caídas de presión tanto para el fluido de los tubos como para el fluido de la coraza, en este algoritmo se considera el funcionamiento por el lado de la coraza usando el método Bell-Delaware sin introducir suposiciones sobre la geometría del intercambiador. Obteniéndose de esta manera resultados más exactos que aquellos basados en el método Kern, además considera las caídas de presión en los extremos para el fluido del tubo. No obstante, este algoritmo no toma en cuenta explícitamente las restricciones geométricas y operacionales que regularmente son impuestos por los códigos de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos, además de que solamente considera a las caídas de presión de las corrientes como variables de optimización, fijando todos los grados de libertad adicionales en base a la experiencia del diseñador, conduciendo de esta manera a diseños subóptimos.

Muralikrishna y Shenoy (2000) propusieron una técnica gráfica que identifica el espacio dentro del cual son encontrados diseños factibles e introducen objetivos para área y costos mínimos. Sin embargo, este método fue basado en la correlaciones del método de Kern. Por su parte Ponce *et al.* (2004), presentaron una nueva metodología para generar la región de diseño factible de intercambiadores de calor de coraza y tubos tomando en cuenta restricciones geométricas y operacionales, esta aproximación esta basada en el método Bell-Delaware para describir el flujo por el lado de la coraza sin ninguna simplificación, por lo tanto esta

aproximación puede incorporar el rango completo de parámetros geométricos de interés, por lo tanto se representa con mayor exactitud el diseño térmico de los equipos de intercambio de calor sin cambio de fase. La Figura 2.4 muestra la región de diseños factibles para un ejemplo específico usando el método de diseño Bell-Delaware comparada con la obtenida usando el método Kern.



**Figura 2.4.** Regiones factibles de diseño con el método Bell-Delaware y el método Kern

Chaudhuri y Diwekar (1997) usaron *simulating annealing* para el diseño óptimo de intercambiadores de calor y desarrollaron un procedimiento computacional para correr el programa de diseño *HTRI* acoplado al algoritmo *simulating annealing* iterativamente. Los autores usaron el *simulating annealing* como una técnica de optimización debido a que el programa de diseño *HTRI* es un modelo de caja negra; por lo tanto, no están disponibles relaciones explícitas para las restricciones geométricas y operacionales.

Más recientemente, Mitzutani *et al.* (2003) presentaron un procedimiento de optimización para diseñar intercambiadores de calor de coraza y tubos basados en las correlaciones del método Bell-Delaware para calcular el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por el lado de la coraza. Sin embargo, Mitzutani *et al.* (2003) usaron técnicas de programación

disyuntiva para conseguir el diseño óptimo y consideran diferentes alternativas de construcción, tal como el número de tubos, número de pasos por los tubos, diámetros internos y externos de los tubos, arreglo de los tubos, número de bafles, tipo de cabezal, y localización del fluido. Sin embargo, Mitzutani *et al.*(2003), impusieron ciertas limitaciones tales como, espaciado de tubos (pitch) igual a 1.25 veces el diámetro externo del tubo, un 25% de corte de baffle, el número de tiras de sello igual a  $Nc/6$ , los efectos de los factores de corrección para números de Reynolds bajos por el lado de la coraza y los efectos de la desuniformidad del espaciado de los bafles se suponen en uno solo, no se considera la corrección de la viscosidad del fluido debido a la temperatura. De esta manera, debido a que las relaciones del método Bell-Delaware son no convexas y altamente no lineales, la aproximación de Mitzutani *et al.* (2003), tiene altas posibilidades de quedar atrapado en soluciones locales.

Para superar los problemas anteriores, este trabajo presenta una estrategia basada en algoritmos genéticos para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos. La aproximación propuesta esta basada en el método Bell-Delaware para describir el flujo por el lado de la coraza sin ninguna simplificación; esta aproximación por lo tanto, tiene la misma exactitud que el método Bell-Delaware y es apropiada para todas las combinaciones posibles de los parámetros geométricos de interés práctico de intercambiadores de calor de coraza y tubos. El procedimiento de optimización involucra la selección de valores apropiados para la mayoría de los parámetros geométricos y operacionales, tales como el número de pasos por los tubos, diámetros interno y externo de los tubos de tamaño estándar, arreglo de los tubos, espaciado de los tubos, tipo de cabezal, localización del fluido, número de tiras de sello, espaciado de bafles a la entrada y a la salida, caída de presión por el lado de los tubos y caída de presión por el lado de la coraza. La función objetivo consiste en minimizar el costo total anual del intercambiador, incluyendo los costos de capital para el intercambiador y las dos bombas (una para la coraza y otra para los tubos). La metodología propuesta considera explícitamente restricciones geométricas y operacionales tales como valores máximos y mínimos para las velocidades y valores máximos para las caídas de presión, tanto para el lado de los tubos, así como para el lado de la coraza, el diámetro interno de la coraza máximo y la máxima longitud del tubo, también considera límites inferiores y superiores para el espaciado de bafles como una fracción del diámetro interno de la coraza. El algoritmo considera restricciones para los valores de la relación de área de flujo cruzado a área de flujo de ventana ( $S_M / S_W$ ), y para la relación de longitud de los

tubos a diámetro de la coraza ( $L_t / D_s$ ), los cuales tradicionalmente han sido impuestos para asegurar buenos diseños. También, el algoritmo incorpora restricciones para considerar exclusivamente dimensiones estándar para los diámetros de la coraza y la longitud del tubo. El algoritmo puede incorporar estimación del costo del intercambiador de calor separando en costos por partes componentes y procedimientos de fabricación, para ser razonablemente exacto y no solo considerar el costo como una función del área del intercambiador.

### 2.1.1 Definición del problema

Dadas 2 corrientes, una caliente y otra fría para intercambiar calor con sus temperaturas de entrada y salida especificadas, así como sus relaciones de flujo. Además, son dadas para cada corriente las siguientes propiedades físicas: viscosidad, densidad, conductividad térmica, y capacidad calorífica. El problema consiste en determinar las variables óptimas de diseño para intercambiadores de calor de coraza y tubos: caída de presión por el lado de los tubos, caída de presión por el lado de la coraza, corte de baffle, número de tubos, número de pasos por los tubos, diámetros internos y externos de los tubos, arreglo de los tubos, número de baffles, tipo de cabezales, y localización del fluido. La función objetivo es minimizar la inversión total anual y los costos de operación.

### 2.1.2 Modelo del intercambiador de calor

En este trabajo, consideramos un enfoque de descomposición de etapas para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Las principales ecuaciones para el modelo son descritas en esta sección.

El intercambiador de calor debe satisfacer la ecuación básica de diseño:

$$A = \frac{Q}{F_T \Delta T_{LM}} \left( \frac{1}{h_s} + R_{ds} + \frac{D_t}{2k_w} \ln \left( \frac{D_t}{D_{ii}} \right) + \frac{D_t}{D_{ii} h_T} + \frac{D_t}{D_{ii}} R_{dt} \right) \quad (2.1)$$

todos los símbolos son definidos en la sección de nomenclatura.

Dos ecuaciones adicionales son necesarias para relacionar el área del intercambiador con los coeficientes de película y las caídas de presión. Dos formulaciones compactas recientemente desarrolladas por Serna y Jiménez (2005) son usadas dentro de este algoritmo. Para flujo

turbulento dentro de los tubos, la formula compacta para la caída de presión para los tramos rectos y para los extremos esta dada por:

$$\Delta P_T = K_T A (h_T)^n \quad (2.2)$$

mientras que para flujo turbulento por el lado de la coraza, la siguiente formulación compacta basada en el método Bell-Delaware es usada,

$$\Delta P_S = K_S A (h_S)^m \quad (2.3)$$

Las definiciones de  $K_S, K_T, m$  y  $n$ , y como estos parámetros dependen sobre los parámetros geométricos del intercambiador y de las propiedades físicas del fluido, son mostradas en el Apéndice A.

Es conveniente remarcar que estas formulaciones compactas son el resultado de un tratamiento analítico de las ecuaciones originales, no correlaciones empíricas, y por lo tanto son validas para el mismo grado de aplicaciones que el método original de diseño del cual ellas fueron desarrolladas.

### 2.1.3 Restricciones para un diseño factible

El diseño de intercambiadores de calor esta típicamente gobernado por un número importante de restricciones. Por conveniencia, las restricciones pueden ser clasificadas en dos categorías: restricciones geométricas y restricciones operacionales. Algunas de las restricciones de operación son las caídas de presión máximas por la coraza y por los tubos, y las velocidades máximas y mínimas para el fluido por el lado de los tubos y para el fluido por el lado de la coraza. Algunas de las restricciones geométricas son el diámetro máximo de la coraza, la longitud máxima de los tubos, relación máxima y mínima de espaciado de baffles a diámetro de la coraza, y relación máxima y mínima de área de flujo cruzado a área de ventana.

Las caídas de presión máximas  $\Delta P_{T,max}$ ,  $\Delta P_{S,max}$  representan el límite de la capacidad de las bombas externas para transportar los fluidos a lo largo del intercambiador. Matemáticamente,

$$\Delta P_i \leq \Delta P_{i,max} \quad (2.4)$$

$$\Delta P_s \leq \Delta P_{s,max} \quad (2.5)$$

Existen además límites superiores e inferiores para las velocidades de los fluidos por los tubos y por la coraza. El límite inferior es necesario para prevenir el asentamiento de sólidos suspendidos (ensuciamiento), mientras que el límite superior es requerido para prevenir la erosión

y la vibración del tubo inducida por el flujo. Sinnott (1996) recomienda velocidades de diseño para líquidos en el rango de 1 a  $2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  por el lado de los tubos y para el lado de la coraza de 0.3 a  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Por lo tanto,

$$v_{t,\min} \leq v_t \leq v_{t,\max} \quad (2.6)$$

$$v_{s,\min} \leq v_s \leq v_{s,\max} \quad (2.7)$$

En términos de la primera restricción geométrica, hay límites superiores para el diámetro de la coraza y para la longitud del tubo, i.e.,

$$D_s \leq D_{s,\max} \quad (2.8)$$

$$L_{tt} \leq L_{tt,\max} \quad (2.9)$$

Además, el algoritmo propuesto puede considerar sólo dimensiones estándar para el diámetro de la coraza y la longitud del tubo.

El espaciado final de baffles conduce a altos coeficientes de transferencia de calor pero a expensas de altos valores de caída de presión. Por otro lado, un amplio espaciado de baffles resulta en evitar y reducir el flujo cruzado; por lo tanto hay una disminución en el coeficiente de transferencia de calor.  $R_{bs}$  es definido como la relación de espaciado entre baffles a diámetro de la coraza y esta restringido de acuerdo a:

$$R_{bs,\min} \leq R_{bs} \leq R_{bs,\max} \quad (2.10)$$

los valores típicos de  $R_{bs,\min}$  y  $R_{bs,\max}$  son 0.2 y 1.0, respectivamente.

Otro aspecto de análisis es el efecto de la relación de área de flujo cruzado sobre el área de ventana,  $S_m/S_w$

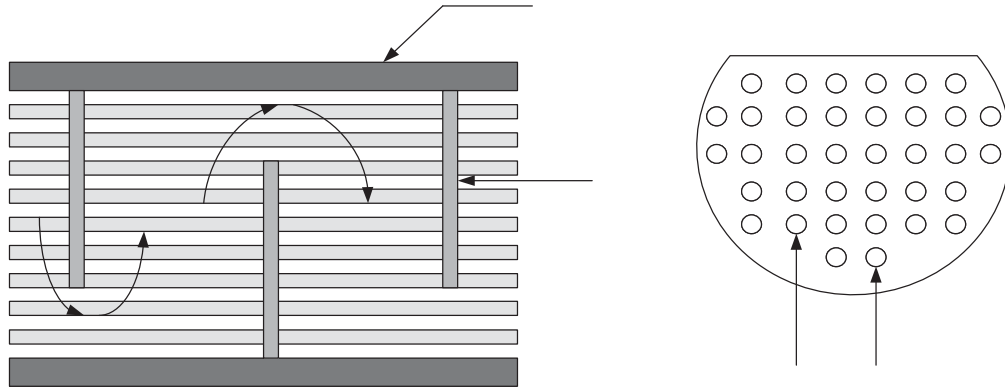
$$\left( \frac{S_m}{S_w} \right)_{\min} \leq \frac{S_m}{S_w} \leq \left( \frac{S_m}{S_w} \right)_{\max} \quad (2.11)$$

Valores máximos y mínimos son 0.8 y 1.4, respectivamente.

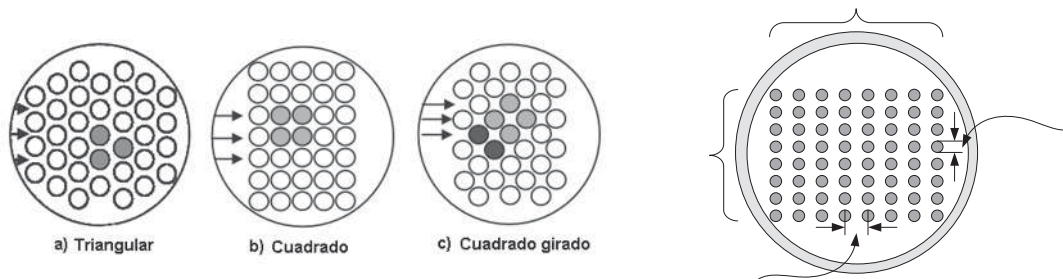
Finalmente, otra restricción sumamente importante es la restricción de la relación de longitud total de tubos a diámetro de la coraza, con la finalidad de evitar problemas mecánicos,  $L_{tt}/D_s$ , sus límites superiores e inferiores son

$$4 \leq L_{tt}/D_s \leq 10 \quad (2.12)$$

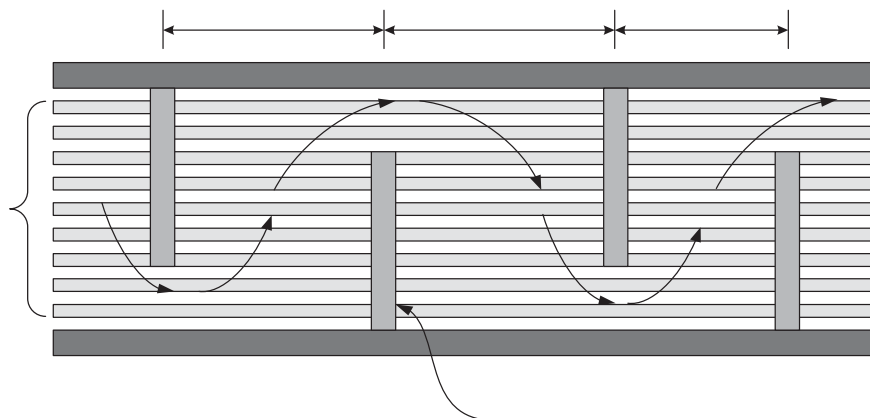
La Figuras 2.5, 2.6 y 2.7 muestran aspectos geométricos de un intercambiador de coraza y tubos que sirven para identificar las variables utilizadas.



**Figura 2.5** Acomodo y perforado de un bafle en un intercambiador de calor



**Figura 2.6** Arreglo de los tubos y Pitch en un intercambiador de calor de coraza y tubos



**Figura 2.7** Espaciado entre bafles en un intercambiador de calor de coraza y tubos



### 2.1.4 Función objetivo

La función objetivo consiste en minimizar el costo total anual del intercambiador de calor de coraza y tubos. El costo total consiste de cinco componentes: el costo de capital del intercambiador, el costo de capital para las dos bombas (una para el lado de los tubos y otra para el lado de la coraza), y los costos de operación (potencia) de estas dos bombas. Entonces, la expresión para el costo total anual es de la forma:

$$TAC = A_f (C_{exc} + C_{pump,t} + C_{pump,s}) + C_{pow} \frac{H_Y}{\eta} \left( \frac{\dot{m}_t \Delta P_t}{\rho_t} + \frac{\dot{m}_s \Delta P_s}{\rho_s} \right) \quad (2.13)$$

donde  $C_{exc}$ ,  $C_{pump,T}$  y  $C_{pump,S}$  son los costos de capital para el intercambiador y bombas para los tubos y la coraza, respectivamente. Los costos de capital para las dos bombas son calculados por las siguientes ecuaciones:

$$C_{pump,T} = C_e + C_f \left( \frac{\dot{m}_t \Delta P_t}{\rho_t} \right)^g \quad (2.14)$$

$$C_{pump,S} = C_e + C_f \left( \frac{\dot{m}_s \Delta P_s}{\rho_s} \right)^g \quad (2.15)$$

El costo de capital para el intercambiador típicamente es calculado de la siguiente forma:

$$C_{exc} = C_a + C'_b A^c \quad (2.16)$$

Sin embargo, la estimación del costo de un intercambiador de calor para ser razonablemente exacto debe ser separado en los costos por las partes componentes y los procedimientos de fabricación. Purohit (1983) sugiere que los costos de capital para un intercambiador de calor pueden ser calculados exactamente por la siguiente ecuación:

$$C_{exc} = C_{ts} + C_{sh} + C_b + C_{td} + C_{tb} + C_{ba} \quad (2.17)$$

donde  $C_{ts}$  es el costo del haz de tubos basada en el peso, incluyendo el corte pero no el perforado,  $C_{sh}$  es el costo de la coraza incluyendo la fabricación, basado en el peso,  $C_b$  es el costo de los baffles suponiendo 1/2" de espesor, basado en el peso,  $C_{td}$  es el costo del haz de tubos, perforado de baffles y costo del bulto de tubos, basado en el número de tubos,  $C_{tb}$  es el costo de los tubos,

basada en el área externa de transferencia de calor, y  $C_{ba}$  es el costo base para cubrir gastos generales y costos de mano de obra que no dependen de la cantidad del material de construcción.

### 2.1.5 Variables de búsqueda

El algoritmo manipula las siguientes variables de optimización consideradas como variables de búsqueda  $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8 \ x_9 \ x_{10}]$  donde:  $x_1$  = caída de presión por el lado del tubo,  $x_2$  = caída de presión por el lado de la coraza,  $x_3$  = corte de baffle (entre 15% y 45%),  $x_4$  = número de pasos por los tubos (1, 2, 4, 6 o 8),  $x_5$  = diámetros estándar internos y externos de los tubos y espaciado de tubos (pitch) (80 posibles combinaciones de tamaños estándar),  $x_6$  = arreglo de los tubos (triangular, cuadrado, cuadrado girado),  $x_7$  = localización del fluido caliente (tubos o coraza),  $x_8$  = número de pares de tiras de sello (0, 1, 2, 3 ó 4),  $x_9$  = tipo de haz de tubos (placa de tubos fijos, placa de tubos empacados, cabezal flotante, bulto de tubos en U),  $x_{10}$  = relación de espaciado de baffles a la entrada y a la salida, aunado a todas las variables implícitas.

### 2.1.6 Modelo de optimización

Para generar un algoritmo eficiente de optimización, debido a que el modelo a resolver es altamente no lineal y no convexo, y para evitar ser atrapado en una solución local, en este trabajo se propone una estrategia basada en algoritmos genéticos (GA) para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos. Los algoritmos genéticos son técnicas de optimización basadas en el mecanismo de la selección natural. Estos imitan el principio natural de la supervivencia del más fuerte para realizar un procedimiento de búsqueda aleatoria eficiente (Goldberg, 1989). En el Apéndice B se muestra una descripción de los pasos principales del GA utilizado.

### 2.1.7 Manejo de las restricciones geométricas y operacionales

Para tomar en cuenta las restricciones geométricas y operacionales dadas por las ecuaciones (2.4) a (2.12), en este trabajo se propone el uso de una función de penalización. De esta manera, el problema es rearrreglado de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} &\min \textit{fitness}(\mathbf{x}) \\ &\text{sujeto a } g_i(\mathbf{x}) \geq 0, \quad \forall i = 1, 2, \dots, m \end{aligned} \quad (2.18)$$

Donde el vector  $\mathbf{x}$  es el vector de variables de optimización, y para conseguir el valor del *fitness* tenemos que resolver todas las restricciones implícitas como se describe en la sección 2.1.2. El grupo de restricciones  $g(\mathbf{x})$  corresponde a las desigualdades dadas por las ecuaciones (2.4) a (2.12). También se propone la siguiente forma para la función *fitness* a minimizar:

$$\textit{fitness}(\mathbf{x}) = \textit{TAC}(\mathbf{x}) + \textit{penalty}(\mathbf{x}) \quad (2.19)$$

La función *penalty* es construida con dos componentes:

$$\textit{penalty}(\mathbf{x}) = \begin{cases} 0 \text{ si } \mathbf{x} \text{ es factible} \\ \sum_{i=1}^m r_i g_i^2(\mathbf{x}) \text{ de otra manera} \end{cases} \quad (2.20)$$

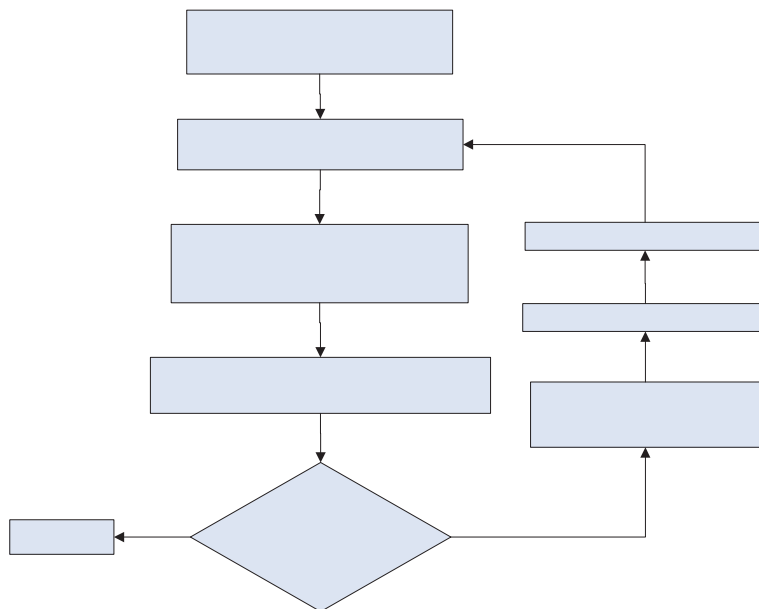
Donde  $r_i$  es el coeficiente de penalización para la  $i$ -enésima restricción. Dependiendo del nivel de violación,  $r_i$  varía proporcionalmente. Con el objetivo de aumentar la eficacia del algoritmo propuesto, se propone incrementar el valor de  $r_i$  proporcionalmente a las generaciones del algoritmo genético.

### 2.1.8 Estrategia de solución

Debido a que los algoritmos genéticos demandan una estructura de comandos eficiente, es necesario el uso de una aproximación modular con un algoritmo genético mixto para la búsqueda de variables de optimización continuas y discretas. Los pasos principales de la aproximación son mostrados en la Figura 2.8.

El algoritmo comienza generando un grupo de poblaciones aleatorias iniciales, esto es, un conjunto de valores para las variables de optimización de acuerdo al tamaño de la población, para nuestro caso el tamaño de población es de 100 individuos. Entonces muchos de estos individuos (conjunto de variables de optimización) son simulados usando el método propuesto y descrito en el Apéndice A, se propone esta aproximación debido a que este es un algoritmo eficiente que ha sido probado en varios ejemplos con muy buenos resultados. Así, tenemos un grupo de diseños de intercambiadores de calor, pero muchos de estos no satisfacen todas las restricciones geométricas y operacionales, por esta razón, el algoritmo evalúa todas las restricciones a través de una función de penalización como fue descrito anteriormente. Después, se evalúa la función

*fitness* para cada individuo de la población y los criterios de convergencia para el algoritmo genético. En este trabajo, encontramos que el número máximo de generaciones es de 300, debido a que después de esta no hay mejoras en la función *fitness*. Posteriormente, el algoritmo selecciona los mejores individuos de la generación actual para ser los padres de la nueva generación, los dos mejores individuos de la generación actual son seleccionados para preservar la siguiente generación. A continuación, las nuevas generaciones son creadas a través de las operaciones de *mutación* y *crossover* descritos en el Apéndice B. El algoritmo genético usa una fracción de *crossover* de 0.8. Así, el proceso es repetido hasta que alguno de los criterios de convergencia de los algoritmos genéticos es satisfecho.



**Figura 2.8** Estrategia de solución para el diseño óptimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos

La aproximación propuesta garantiza que el diseño final cumpla con las restricciones de diseño y no muestra dificultades de convergencia.

## 2.2 Modelo de síntesis de redes de intercambio de calor aplicando algoritmos genéticos

El Problema de Síntesis de RIC ha atraído la atención de investigaciones debido a que pueden lograrse grandes ahorros al reducir los costos de energía, (Furman y Sahinidis, 2001).

Debido a que los costos de la energía continúan incrementándose, el sector industrial ha promovido la aplicación de la integración térmica en sus procesos tanto como este al alcance de sus posibilidades. La mayoría de los métodos publicados para la SRIC suponen los coeficientes de transferencia de calor constantes y arreglos en contracorriente para todos los acoplamientos entre corrientes, lo que puede conducir a resultados no óptimos debido a que ellos están normalmente lejos de la realidad operacional, ya que los coeficientes de transferencia de calor son fuertemente influenciados por la geometría y las condiciones de operación de los equipos.

Por otro lado, Furman y Sahinidis (2001) han mostrado que la solución del problema de SRIC usando cualquiera de los métodos reportados (formulaciones secuenciales o simultáneas) conduce a problemas muy complejos. Como una consecuencia de este problema se puede establecer que el uso de métodos determinísticos, tales como la descomposición de Bender (GBD) (Ciric y Floudas, 1991) y la aproximación exterior (OA) (Yee y Grossmann, 1990), no son las estrategias más adecuadas para sintetizar las RIC debido a que el tiempo de cálculo se incrementa exponencialmente con el tamaño del problema. Además, cuando es incluido el diseño detallado de intercambiadores de calor de coraza y tubos, las dificultades se incrementan debido a que la función objetivo es altamente no lineal y altamente no convexa. Así, métodos estocásticos, tales como *simulated annealing* (SA) (Athier *et al.*, 1997), algoritmos genéticos (GA) (Lewin *et al.*, 1998) y *Tabu Search* (TS) (Lin y Millar, 2004) son importantes procedimientos para resolver este tipo de problemas.

Para superar estos problemas, en este trabajo se propone una nueva formulación para la síntesis de RIC considerando el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos y usando algoritmos genéticos como técnicas de búsqueda.

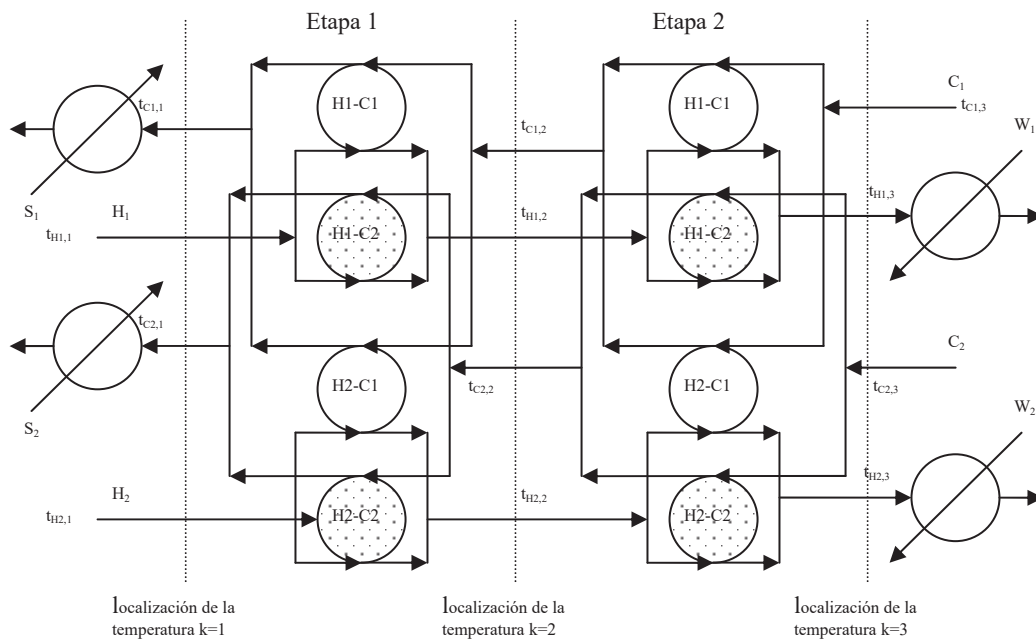
### 2.2.1 Definición del problema

Dado un grupo de corrientes calientes y frías con sus temperaturas de entrada y salida, así como sus correspondientes valores de flujo. Son dadas además, las temperaturas de los servicios externos de calentamiento y enfriamiento, y sus correspondientes costos unitarios. Para cada corriente, las siguientes propiedades físicas son conocidas: viscosidad, densidad, conductividad térmica, y capacidad calorífica. El problema consiste en determinar la estructura óptima de la RIC, los servicios de calentamiento y enfriamiento que son requeridos, las cargas de calor para cada unidad y el diseño detallado del equipo de transferencia de calor (número de tubos, número

de pasos por los tubos, diámetro interno y externo de los tubos de tamaño estándar, arreglo de los tubos, número de baffles, tipo de cabezal, localización del fluido, diámetro de la coraza, longitud de los tubos, número de pares de tiras de sello, etc.). El objetivo es minimizar los costos anuales de inversión y operación de toda la red.

### 2.2.2 Modelo para la red de intercambio de calor

En el presente trabajo, el modelo de superestructura propuesto por Yee y Grossmann (1990) es considerado. La Figura 3.1 muestra la superestructura usada. El modelo supone mezclado isotérmico en cada etapa de la superestructura, lo que simplifica significativamente el modelo. Las variables binarias se introducen para designar la existencia de un intercambio de calor en la superestructura y para los costos de las cargas fijas de los intercambiadores cuando estos estén presentes. Las variables continuas se asignan a las cargas de calor de los intercambiadores. El modelo en general, involucra balances de calor total para cada corriente, asignación de temperaturas a las etapas, cálculo de las cargas de servicio de enfriamiento y calentamiento, restricciones lógicas y cálculo de las diferencias de temperatura.



**Figura 2.9.** Representación de la superestructura para la RIC

La superestructura puede ser modelada de la siguiente manera:

1. Primero, las temperaturas finales de la superestructura son establecidas como sigue:

$$\begin{aligned} TIN_i &= t_{i,1} \quad i \in HP \\ TIN_j &= t_{j,NOK+1} \quad j \in CP \end{aligned} \quad (2.21)$$

2. Las temperaturas intermedias para cada corriente son calculadas a través de las cargas de calor dadas por los operadores genéticos para cada acoplamiento y el balance de calor para cada acoplamiento:

$$\begin{aligned} t_{i,k} &= t_{i,k-1} - \frac{\sum_{j \in CP} q_{ijk}}{F_i}, \quad i \in HP, k \in ST \\ t_{j,k} &= t_{j,k+1} + \frac{\sum_{i \in HP} q_{ijk}}{F_j}, \quad j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad (2.22)$$

3. Conociendo las temperaturas intermedias y las temperaturas finales para cada corriente, los servicios externos de calentamiento y enfriamiento son calculados así:

$$\begin{aligned} qcu_i &= (t_{i,NOK+1} - TOUT_i) F_i, \quad i \in HP \\ qhu_j &= (TOUT_j - t_{j,1}) F_j, \quad j \in CP \end{aligned} \quad (2.23)$$

4. Después, un examen de factibilidad para las diferencias de temperatura entre las corrientes calientes y frías para cada acoplamiento presente en la superestructura es realizado:

$$\left. \begin{aligned} g1_{ijk} &= (t_{i,k} - t_{j,k}) - \Delta T_{\min} \geq 0 \\ g2_{ijk} &= (t_{i,k+1} - t_{j,k+1}) - \Delta T_{\min} \geq 0 \end{aligned} \right\} \text{if } z_{ijk} = 1, k \in ST, i \in HP, j \in CP \quad (2.24)$$

$$gcu_i = (t_{i,NOK+1} - TOUT_{cu}) - \Delta T_{\min} \geq 0 \} \text{if } zcu_i = 1, i \in HP \quad (2.25)$$

$$ghu_j = (TOUT_{hu} - t_{j,1}) - \Delta T_{\min} \geq 0 \} \text{if } zhu_j = 1, j \in CP \quad (2.26)$$

Donde  $g1_{ijk}$  y  $g2_{ijk}$  son las restricciones de la diferencia de temperatura para las unidades de proceso.

5. Después, si todas las restricciones de factibilidad son satisfechas, los intercambiadores de calor son diseñados usando el algoritmo desarrollado en el presente trabajo.

6. Finalmente, el costo total anual asociado a cada individuo de la población de que se trate es calculado a través de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} TAC = A_f & \left( \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} Cexc_{ijk} + \sum_{i \in HP} CexcCU_i + \sum_{j \in CP} CexcHU_j + \sum_{i \in HP} Cpump_i + \sum_{j \in CP} Cpump_j \right) \\ & + \sum_{i \in HP} CCU qcu_i + \sum_{j \in CP} CHU qhu_j + C_{pow} H / \eta \left( \sum_{i \in HP} M_i \Delta P_i / \rho_i + \sum_{j \in CP} M_j \Delta P_j / \rho_j \right) \end{aligned} \quad (2.27)$$

### 2.2.3 Algoritmo propuesto para la síntesis de redes de intercambio de calor

Debido a las ventajas que ofrecen los algoritmos genéticos para la solución de problemas no convexos, en este trabajo se implementa un algoritmo basado en algoritmos genéticos para resolver el problema de SRIC considerando el diseño detallado de intercambiadores de calor de coraza y tubos. La Figura 3.2 ilustra los detalles del algoritmo propuesto. El procedimiento consiste de los siguientes pasos:

1. Primero, un algoritmo genético binario es usado para realizar la optimización estructural, debido a que este paso involucra la optimización en el espacio de variables binarias ( $z_{ijk}$ ).
2. Después, cada candidato es mandado al nivel inferior del algoritmo de optimización para la optimización del comportamiento de la red.
  - 2.1 Para cada candidato se determinan los valores máximos de las cargas térmicas para cada acoplamiento; de esta manera,

$$\max q_{ijk} \begin{cases} 0 & \text{si } z_{ijk} = 0 \\ \min\{q_i, q_j\} & \text{si } z_{ijk} = 1 \end{cases} \quad (2.28)$$

- 2.2 Después, en el nivel de optimización inferior se determinan las cargas térmicas de los acoplamientos; esta tarea es realizada utilizando un algoritmo genético continuo.

2.2.1 Cada candidato de este nivel es mandado a la simulación de la superestructura.

2.2.2 Después se realiza una prueba de factibilidad para las diferencias de temperaturas para cada acoplamiento presente en la red. Para realizar esta tarea se usa una función de penalización; de esta manera, la función *fitness*, la cual es el objetivo a minimizar, se expresa como:

$$fitness = TAC + Penalty \quad (2.29)$$

donde, *TAC* es el costo total de la red, el cual incluye los costos de capital para los intercambiadores de calor, calentadores y enfriadores, y los costos de los servicios externos. El costo es calculado solamente para el caso en que la red evaluada sea factible. El término de penalización, *Penalty*, es calculado mediante la siguiente expresión:

$$Penalty = \begin{cases} 0 & \text{si } \Delta T's \text{ son factibles} \\ \sum_{i=1}^m r_i g_i(\Delta T's) & \text{de otra manera} \end{cases} \quad (2.30)$$



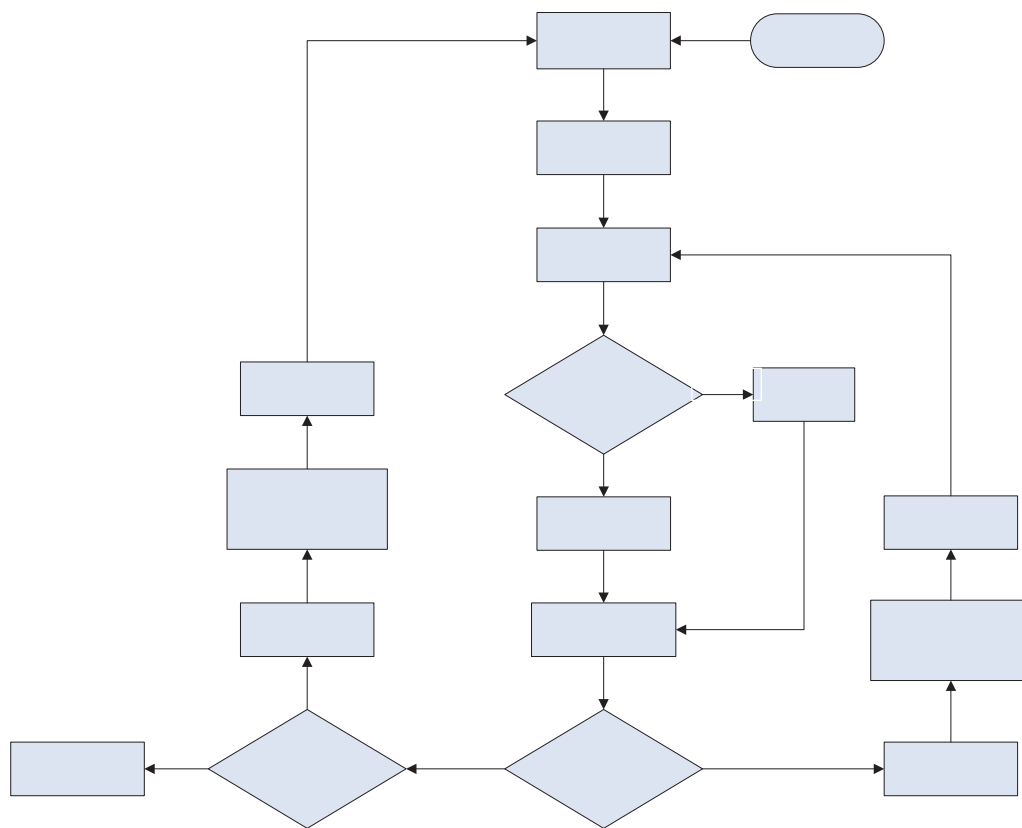
donde  $r_i$  es el coeficiente de penalización para la  $i$ -ésima restricción. Dependiendo del nivel de violación,  $r_i$  varía proporcionalmente. Con el objetivo de aumentar la eficacia del algoritmo propuesto, proponemos incrementar el valor de  $r_i$  proporcionalmente a las generaciones del algoritmo genético. Las restricciones  $g_i$  definen la factibilidad de las diferencias de temperaturas. Por lo tanto, para cada acoplamiento presente en la superestructura hay dos restricciones que se deben satisfacer, esto es, las diferencias de temperaturas entre las corrientes calientes y frías deben ser mayores que un valor mínimo permisible ( $\Delta T_{\min}$ ) para los dos extremos del intercambiador de calor.

2.2.3 En el caso de que todas las diferencias de temperatura sean factibles, los intercambiadores de calor son diseñados. En este trabajo se implementa el procedimiento mostrado en la sección 2.1 de este mismo capítulo, ya que proporciona diseños de intercambiadores de calor de coraza y tubos que cumplen con las restricciones impuestas por los códigos de diseño con costos totales mínimos.

2.2.4 Después, la función *fitness* es evaluada usando la ecuación (3.9).

2.2.5 Luego, los criterios de convergencia para el algoritmo genético del nivel inferior son evaluados. Tales criterios son el número máximo de generaciones, usando un tamaño de población de 100 individuos, y un tiempo límite de infinito. Si los criterios de convergencia para el nivel inferior no son satisfechos, se propone una nueva generación usando las operaciones de *mutación* y *crossover*. El proceso se repite hasta que los criterios de convergencia sean satisfechos. En este trabajo usamos una fracción de *crossover* de 0.8.

2.3 Cuando el nivel inferior converge, los criterios de convergencia para el nivel superior son evaluados; sí estos no se satisfacen, el algoritmo genera una nueva población para las variables  $z_{ijk}$ , y el proceso se repite hasta que los criterios de convergencia se satisfacen.



**Figura 2.10.** Algoritmo propuesto para la síntesis de RIC

Este algoritmo ha sido probado a través de la solución de varios ejemplos dando resultados satisfactorios los cuales son mostrados en el Capítulo siguiente.

## Capítulo 3. Resultados

### 3.1 Introducción

Con la finalidad de mostrar la aplicación de las nuevas metodologías desarrolladas para el diseño detallado de los intercambiadores de calor y la síntesis de redes de intercambio de calor en la que se incluye el diseño detallado de las unidades, en esta sección son abordados varios ejemplos, en cada uno se ilustran las mejoras que se obtienen al incorporar este algoritmo, tanto en la síntesis de la red como en el diseño detallado de los intercambiadores de calor.

### 3.2 Diseño de intercambiadores de calor

Para mostrar la aplicación del algoritmo propuesto para el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos se resuelven tres ejemplos.

#### 3.2.1 Ejemplo 1. Funciones de costo simples

Este ejemplo corresponde al reportado por Mitzutani *et al.* (2003) Considere los fluidos A y B, caliente y frío respectivamente, con sus propiedades físicas presentadas en la Tabla 3.1. Considere además la conductividad térmica del tubo como 50 W/m °K. Las variables utilizadas como variables de búsqueda en el proceso de optimización son: las caídas de presión por los tubos y por la coraza, número de pasos por los tubos, diámetros de los tubos, arreglo de los tubos, localización del fluido caliente, tipo de haz de tubos y espaciado de bafles. Por lo tanto, se desea diseñar un intercambiador de calor que satisfaga los balances de energía para las corrientes caliente y fría, así como las restricciones de diseño.

**Tabla 3.1** Propiedades físicas para el Ejemplo 1

	Corriente Caliente	Corriente Fría
$T_{in}$ (°K)	368.15	298.15
$T_{out}$ (°K)	313.15	313.15
$m$ (kg/s)	27.78	68.88
$k$ (W/m °K)	0.190	0.59
$\rho$ (kg / m <sup>3</sup> )	995	995
$C_p$ (J/kg°K)	2840	4200
$\mu$ (kg / m · s)	0.00034	0.0008

La función de costos para el intercambiador de calor es la siguiente:

$$C_{exc} = 123A^{0.59} \quad (3.1)$$

El costo de bombeo esta dado por:

$$C_{pump} = 1.31(\Delta P_t m_t / \rho_t + \Delta P_s m_s / \rho_s) \quad (3.2)$$

Donde:

$$\Delta P = Pa,$$

$$m = kg / s$$

$$\rho = kg / m^3$$

En la Tabla 3.2 se presentan los resultados obtenidos mediante el modelo propuesto y el obtenido por Mizutani *et al.* (2003). El algoritmo propuesto encuentra la solución en 121 generaciones, que representa la simulación de 12,100 intercambiadores de calor y consume un tiempo de cómputo de 55 s. Es importante mencionar que el costo total anual obtenido con el algoritmo propuesto es menor que el obtenido por Mizutani *et al.* (2003), esto puede ser explicado debido a que Mizutani *et. al.*, usan técnicas de optimización que posiblemente pueden quedar atrapados en soluciones locales cuando el problema analizado es no convexo. La diferencia principal en los resultados obtenidos, esta en el costo de bombeo, porque el algoritmo propuesto obtiene una reducción alrededor de 134.4% en los costos de bombeo, adicionalmente una reducción en el área total del intercambiador de calor del 25.2%, lo que conduce a tener un ahorro en el costo total anual del 49.88%.

De los resultados mostrados en la Tabla 3.2 encontramos que debido a que el intercambiador encontrado utilizando el algoritmo propuesto en este trabajo se tiene solamente 1 paso por los tubos y 1 paso por la coraza, esto conduce a que se tenga un flujo completamente a contracorriente, lo que favorece de manera importante a la transferencia de calor ya que la diferencia de temperatura media entre las corrientes será la mayor posible, además, debido a que tenemos un diámetro de los tubos mas pequeño que el obtenido por Mizutani *et al.* (2003) permite que el fluido por el lado de los tubos tenga una velocidad alta y por consiguiente esto se ve reflejado en altos coeficientes de transferencia de calor sin violar la restricción de  $L_{TT}/D_s$  máxima permisible, de esta forma, con una caída de presión moderada obtenemos altas velocidades de flujo por los tubos, y con una mayor longitud de tubos, obtenemos un área de transferencia de calor suficiente para llevar los fluidos a las temperaturas deseadas.

**Tabla 3.2** Detalles de diseño del intercambiador obtenido para el Ejemplo 1

	Mizutani <i>et. al.</i> (2003)	Este trabajo
$v_T$ (m/s)	no reportan	1.0
$\Delta P_T$ (Pa)	22,676	7,748.18
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	6,480	4,493.71
$Re_T$	no reportan	13,586.96
$v_S$ (m/s)	no reportan	0.40
$\Delta P_S$ (Pa)	7,494	6,828.43
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,829	2,003.71
$Re_S$	no reportan	11,913.71
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	860	873.62
$Q$ (kW)	4,399.440	4,399.440
$LMTD$ (°C)	24.9	30.79
$F_T$	0.812	1
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	202	161.34
$N_S$	1	1
Área total (m <sup>2</sup> )	202	161.34
$N_{TT}$	832	739
$L_{TO}$ (mm)	4,880	5,601.97
$L_{TA}$ (mm)	no reportan	5,474.10
$L_{TT}$ (mm)	4,880	5,601.97
$D_S$ (mm)	687	639.35
Número de baffles	8	13
$L_{bc}$ (mm)	542	390.88
$L_{BIN}$ y $L_{BOU}$ (mm)	542	390.88
$DI$ (mm)	12.6	10.92
$DO$ (mm)	15.9	12.70
$L_{PT}$ (mm)	19.875	17.46
Arreglo de tubos	cuadrado	cuadrado
$N_{PAS}$	2	1
% $BC$	25	31.85
$N_{SS}$	0	4
Tipo de haz de tubos	fijo o tubos en U	Flotante de arrastre
Localización fluido caliente	coraza	coraza
$S_M/S_W$	no reportan	1.40
$L_{it}/D_S$	7.10	8.76
$jc$	no reportan	0.93
$jl$	0.837	0.87
$jb$	no reportan	0.93
$jr$	no reportan	1
$js$	no reportan	1
$C_{exc}$ (\$)	2,826	2,468.77
$C_{pump}$ (\$/ año)	2,424	1,033.98
$TAC$ (\$/ año)	5,250	3,502.75

Para el lado de la coraza tenemos características de diseño diferentes que permiten a nuestro equipo operar de una manera efectiva, ya que la configuración del equipo tiene un espaciado y corte de baffle que permite que la sección de flujo de ventana sea semejante a la sección de flujo cruzado, lo que favorece a la transferencia de calor, esto es evidente ya que el factor de corrección  $j_c$  tiene un valor bastante aceptable de 0.93 comparado con el valor que puede tomar cuando no existen tubos en la sección de ventana que es 1.15; por otra parte el efecto de las corrientes de fuga y desviación se ve minimizado, debido a que el espaciado y corte de baffle beneficia a la principal corriente de flujo cruzado (corriente B del modelo de flujo de Taborék, 1983), además de incluir en el diseño 4 pares de tiras de sello disminuyendo así la principal corriente de desviación (corriente C), de esta forma, el factor de corrección para las corrientes de fuga y desviación,  $j_l$ , tiene un valor de 0.87 lo cual es evidencia que se está haciendo un mayor uso de el área de transferencia de calor disponible, además, debido al tipo de haz de tubos y a que no tenemos división de pasos, las corrientes C y F no afectan significativamente el diseño, pues el factor de corrección,  $j_b$ , tiene un valor de 0.93 que es aceptable; concluyendo que la compleja combinación de todos estos parámetros permite a nuestro equipo llevar a cabo la transferencia de calor necesaria en un equipo más pequeño y con un costo de operación significativamente más barato que el reportado por Mizutani *et al.* (2003).

### 3.2.2 Ejemplo 2. Funciones de costo simples

Este ejemplo fue anteriormente analizado por Serna y Jiménez (2005). Un intercambiador de calor de coraza y tubos debe ser diseñado para enfriar aceite usando agua de enfriamiento. El problema consiste en encontrar el diseño que minimice el costos anual del intercambiador de calor (costo de inversión más costo de operación). La Tabla 3.3 muestra las propiedades para las corrientes. La conductividad térmica de la pared del tubo es considerada  $0 \text{ (} W / ^\circ K m^2 \text{)}$ , como fue hecho por Serna y Jiménez (2005).

#### *Datos económicos*

La función de costos para el área es la siguiente:

$$C_{exc} = 30,000 + 750A^{0.81} \quad (3.3)$$

El costo de capital de las bombas es calculado por:

$$C_{pump} = 2,000 + 5(Q' \Delta P)^{0.68} \quad (3.4)$$

El costo de potencia

$$1.2501 * 10^{-8} \$ / J$$

Tiempo de operación de la planta

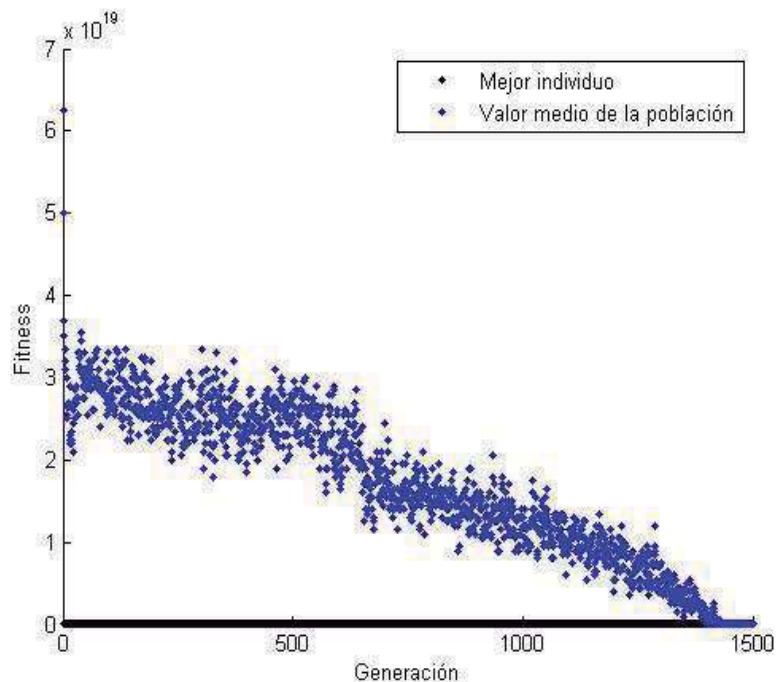
$$8000hr / año$$

**Tabla 3.3** Propiedades físicas para el Ejemplo 2

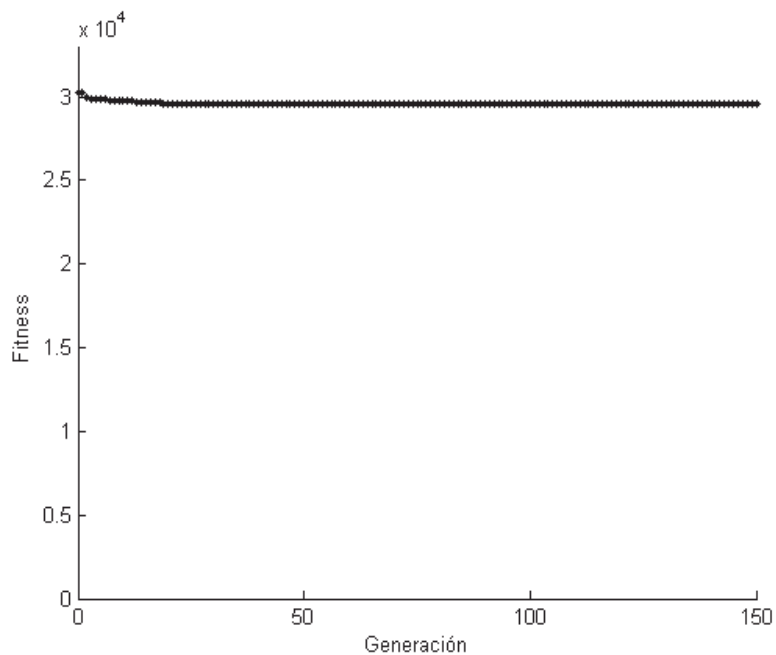
	Corriente Caliente	Corriente Fría
$T_{in}$ (°C)	114	26
$T_{out}$ (°C)	66	50
$m$ (kg/s)	43.6	45.377
$k$ (W/m °K)	0.128	0.63
$\rho$ (kg / m <sup>3</sup> )	820	993
$C_p$ (J/kg°K)	2170	4170
$\mu$ (kg / m · s)	0.00245	0.000682
$R_d$ (W / °K m <sup>2</sup> )	0.0007	0.00015

La eficiencia de las bombas es considerada del 70% y el factor de carga fija que anualiza los costos de inversión es de 0.322.

La solución fue obtenida en un número máximo de generaciones de 90 usando un tiempo de proceso de cómputo de 65 s. La Figura 3.1 muestra el comportamiento de la función del *fitness* a través de generaciones sucesivas para el valor medio y para el mejor individuo de cada generación, como puede observarse a través de generaciones sucesivas el algoritmo evoluciona de tal manera que después de varias generaciones la población va mejorando substancialmente, ya que todos los individuos de la población para generaciones ya evolucionadas tienden a tener un valor del *fitness* igual al mejor individuo. Sin embargo, no son necesarias muchas generaciones para encontrar el mejor individuo, como se muestra en la Figura 3.2 este es encontrado en las primeras generaciones del método. La Tabla 3.4 muestra un resumen de los resultados obtenidos con el algoritmo propuesto así como los obtenidos por Serna y Jiménez (2005), cabe mencionar que estos autores usan técnicas clásicas de optimización basadas en gradientes para conseguir su solución y no optimizan simultáneamente la geometría del intercambiador, por esta razón, la solución obtenida en este trabajo presenta un costo total anual menor.



**Figura 3.1** Grafica del valor del *fitness* para el mejor individuo y el valor medio a través de las generaciones para el Ejemplo 2



**Figura 3.2** Grafica del valor del *fitness* para el mejor individuo a través de las generaciones para el Ejemplo 2



**Tabla 3.4** Detalles de diseño del intercambiador obtenido para el Ejemplo 2

	<b>Serna <i>et al.</i> (2005)</b>	<b>Este trabajo</b>
$v_T$ (m/s)	1.00	1.26
$\Delta P_T$ (Pa)	15,822	30,543.15
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	5,567.91	6,062.84
$Re_T$	24,216.12	20,039.22
$v_S$ (m/s)	1.32	0.78
$\Delta P_S$ (Pa)	61,354	36,467.05
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,009.17	1,247.15
$Re_S$	8,256.10	3,321.02
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	483.06	535.32
$Q$ (kW)	4,531.330.16	4,541,330.16
$F_T * LMTD$ (°C)	47.0014	46.97
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	200.02	180.49
$N_S$	1	1
Área total (m <sup>2</sup> )	200.02	180.49
$N_{TT}$	838	1,545.97
$L_{TO}$ (mm)	4,156.29	3,080.17
$L_{TA}$ (mm)	3,976.5	2,926.19
$L_{tt}$ (mm)	4,156.29	3,080.17
$D_S$ (mm)	898.93	769.92
Número de bafles	21	9
$L_{bc}$ (mm)	180.75	301.21
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	180.75	301.21
$DI$ (mm)	16.6	10.92
$DO$ (mm)	19.1	12.70
$L_{PT}$ (mm)	25.4	15.87
Arreglo de tubos	cuadrado, 90°	Cuadrado, 45°
$N_{PAS}$	4	4
% $BC$	16.75	22.82
$N_{SS}$	0	4
Tipo de haz de tubos	Tubos fijos	Tubos fijos
Localización fluido caliente	coraza	coraza
$S_M/S_W$	0.8892	1.4
$L_{tt}/D_S$	4.62	4
$jc$	1.13	1.04
$jl$	0.57	0.72
$jb$	0.86	0.95
$jr$	1.00	1.00
$js$	1.00	1.00
$C_{exc}$ (\$/año)	27,311.7	25,902.32
$C_{pump}$ (\$/ año)	1,824.22	1,786.39
Costo de potencia (\$/año)	2,050.68	1,715.13
$TAC$ (\$/ año)	31,186.6	29,403.85

De los resultados presentados en la Tabla 3.4 se puede observar que el diseño obtenido usando el algoritmo propuesto en este trabajo cumple con todas las restricciones de diseño impuestas por los códigos estandarizados. Sin embargo, el diseño reportado por Serna y Jiménez (2005) no cumple con la restricción de velocidad máxima por el lado de la coraza, ya que el valor reportado por Serna y Jiménez (2005) de 1.32 m/s es mucho más grande del máximo permitido para líquidos que es de 1 m/s. Por otro lado, la configuración geométrica de los tubos y baffles permite obtener valores mas altos para los coeficientes de transferencia de calor de películas de las corrientes, lo que posteriormente permite obtener un valor mayor para el coeficiente de transferencia de calor global y un área de transferencia de calor menor, teniendo una reducción en los costos de capital anualizados del intercambiador de calor de 5.44%. Esta misma configuración permite obtener una reducción en los costos de las bombas y de la potencia necesaria para operar estas bombas de 10.66%. Por lo tanto, la reducción en el costo total anual del algoritmo propuesto comparado con el obtenido por Serna y Jiménez (2005) es de 6.06%, lo cual representa un ahorro significativo.

### 3.2.3 Ejemplo 3. Tamaños estándar y funciones de costos rigurosas.

En este ejemplo, consideramos los datos del Ejemplo 2, pero en este caso se propone considerar exclusivamente diámetros de coraza y longitud de tubos de tamaños estándar. Además, la estimación de los costos del intercambiador de calor ha sido separada en el costo de las partes componentes y procedimientos de fabricación para ser más preciso. De acuerdo con la ecuación (2.16), Purohit (1983) propuso la siguiente definición para cada componente de la función de costos del intercambiador

$$C_{ts} = \frac{\pi \rho_{mat} C_1 (D_s + 2t_s)^2 t_t}{3456} \quad (3.5)$$

$$C_{sh} = \frac{\pi \rho_{mat} C_2 D_s L_{to} t_s}{144} \quad (3.6)$$

$$C'_b = \frac{\pi \rho_{mat} C_1 D_s^2 N_b}{13824} \quad (3.7)$$

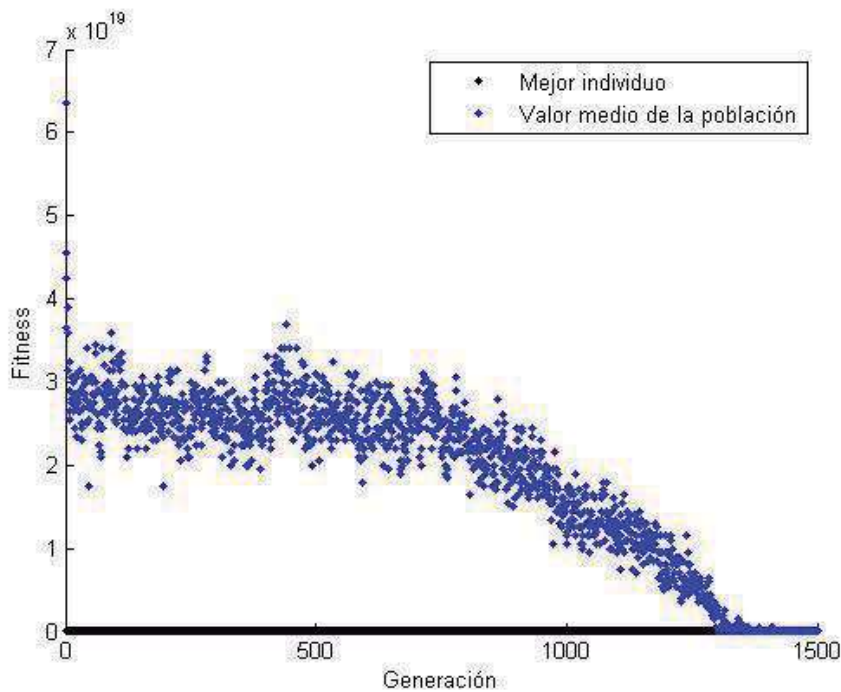
$$C_{td} = C_4 N_{tt} \quad (3.8)$$

$$C_{tb} = C_3 A \quad (3.9)$$

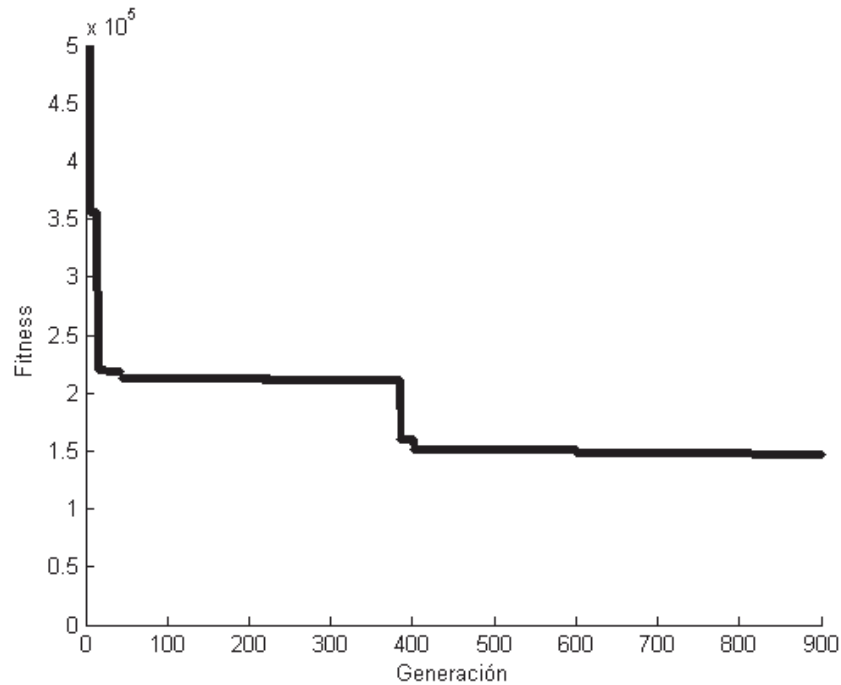
$$C_{ba} = C_5 \quad (3.10)$$

Las constantes para este ejemplo son:  $C_1 = 0.5 \text{ \$/lb}$ ,  $C_2 = 1.0 \text{ \$/lb}$ ,  $C_3 = 75 (A)^{-0.4} \text{ \$/ft}^2$ ,  $C_4 = 2.0 \text{ \$/tubo}$ ,  $C_5 = \$30000$ .  $\rho_{mat} = 486.954 \text{ lb/ft}^3$ ,  $t_s$  y  $t_t$  son calculados de acuerdo a los estándares del TEMA.

La Figura 3.3 muestra gráficamente el comportamiento del proceso de solución a través de generaciones sucesivas, puede verse que el valor medio de la función del *fitness* para los individuos de una población se va aproximando al valor del *fitness* del mejor individuo. En la Figura 3.3 se puede observar la evolución del mejor individuo encontrado para cada generación, es importante hacer notar que cuando se usan funciones de costos rigurosas y se consideran las dimensiones estándar de los equipos el algoritmo tarda más generaciones en convergir, siendo necesarias 912 generaciones del algoritmo para alcanzar la convergencia, lo cual representa un tiempo de computo de 240 s.



**Figura 3.3** Grafica del valor del *fitness* para el mejor individuo y el valor medio a través de las generaciones para el Ejemplo 3



**Figura 3.4** Grafica del valor del *fitness* para el mejor individuo a través de las generaciones para el Ejemplo 3

La Tabla 3.5 muestra un resumen de los resultados obtenidos para este ejemplo. Una situación importante en estos resultados es que cuando es usada una función de costos rigurosa para el intercambiador de calor, el diseño final tiene mejores relaciones de longitud de los tubos-diámetro de la coraza que cuando es usada una función de costos simplificada. Cuando una función de costos simplificada es usada, el diseño final tiende a usar los diámetros de los tubos más pequeños y la longitud del tubo más grande, y esta situación es corregida cuando son usadas funciones de costos rigurosas.

**Tabla 3.5** Detalles de diseño del Intercambiador obtenido para el Ejemplo 3

Concepto	Resultados
$v_T$ (m/s)	1.11
$\Delta P_T$ (Pa)	27,451.96
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	4,977.26
$Re_T$	27,769.89
$v_S$ (m/s)	0.76
$\Delta P_S$ (Pa)	13,876.96
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	835.18
$Re_S$	4,835.56
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	437.75
$Q$ (kW)	4,541,330.16
$F_T * LMTD$ (°C)	46.97
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	220.72
$N_S$	1.00
Área total (m <sup>2</sup> )	220.72
$N_{TT}$	1,058.18
$L_{TO}$ (mm)	3,658
$L_{TA}$ (mm)	3,485.28
$L_{tt}$ (mm)	3,658
$D_S$ (mm)	863.6
Número de baffles	6
$L_{bc}$ (mm)	456.27
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	638.78
$DI$ (mm)	17.27
$DO$ (mm)	19.05
$L_{PT}$ (mm)	22.81
Arreglo de tubos	triangular
$N_{PAS}$	6
%BC	26.94
$N_{SS}$	4
Tipo de haz de tubos	Tubos fijos
Localización fluido caliente	coraza
$S_M/S_W$	1.07
$L_{tt}/D_S$	4.23
$jc$	0.97
$jl$	0.72
$jb$	0.94
$jr$	1.00
$js$	0.93
$C_{exc}$ (\$/año)	102,405.49
$C_{pump}$ (\$/ año)	1,637.52
Costo de potencia (\$/año)	1,024.70
$TAC$ (\$/ año)	105,067.71

En el caso del uso de funciones de costo rigurosas y, diámetro de coraza y longitud de los tubos de tamaño estándar, debe notarse que el diseño óptimo de los intercambiadores no sigue el procedimiento tradicional de diseño, debido a que la heurística que sugiere el mayor número de tubos de diámetro pequeño con longitud grande no podrá ser aplicada, pues la función de costo incluye el número de tubos, perforado de baffles para los tubos, y como

vemos en los resultados los diámetros de tubos son de un tamaño más grande que los obtenidos con funciones de costos sencillas; además por el lado de la coraza el número y espaciado de baffles son suficientemente buenos para que la sección flujo cruzado y la sección de flujo de ventana contribuyan de manera efectiva a la transferencia de calor, esto queda evidenciado ya que el factor de corrección,  $j_c$ , que toma en cuenta estos parámetros tiene un valor bastante bueno de 0.97; por otra parte, los pares de tiras de sello que son cuatro evitan que la corriente de desviación C no contribuya a la transferencia de calor de manera que el factor de corrección  $j_l$  tiene un valor de 0.72, de esta manera, estamos haciendo un uso efectivo de el área de transferencia de calor disponible, por otra parte, debido a que en nuestro diseño tenemos un haz de tubos fijo que es el tipo de haz de tubos que necesita menos espaciado entre el bulto de tubos y la pared de la coraza no existe mucha área para la corriente de fuga E, de esta manera, el factor de corrección  $j_b$ , tiene un valor bastante aceptable de 0.94. Así, el diseño del equipo cuenta con diámetros de los tubos internos y externos, así como diámetro de la coraza y longitud de tubos de tamaño estándar; resulta conveniente remarcar que para este caso no se hizo comparación con otro trabajo, pues no se han reportado en la literatura trabajos con esta orientación.

### 3.3 Síntesis de redes de intercambio de calor

#### 3.3.1 Ejemplo 1. Dos corrientes calientes y dos corrientes frías.

Este ejemplo fue reportado anteriormente por Mizutani *et al.* (2003), ellos utilizan técnicas MINLP para la síntesis de la red de intercambio de calor incluyendo el diseño detallado de los intercambiadores de calor de coraza y tubos a través del método Bell-Delaware. Los datos del problema se muestran en la Tabla 4.1 y los datos de las propiedades físicas para todas las corrientes se muestran en la Tabla 4.2.

**Tabla 3.6.** Datos de las corrientes para el Ejemplo 1

Corriente	$m$ (kg/s)	$T_{in}$ (°K)	$T_{out}$ (°K)
H1	8.15	368	348
H2	81.5	353	348
C1	16.3	303	363
C2	20.4	333	343
CW	-	300	320
S	-	500	500

$$\Delta T_{min} = 10^\circ\text{K}.$$

Los costos de capital de los intercambiadores de calor para este ejemplo son calculados a través de la siguiente ecuación:

$$C_{exc} = 1000 + 60 \text{Área}^{0.6}$$

La cual es válida para todos los intercambiadores y donde el área está en m<sup>2</sup>. Los costos de las bombas y de bombeo son englobados en la siguiente ecuación:

$$C_{pump} = 0.7(\Delta P_T m_T / \rho_T + \Delta P_S m_S / \rho_S)$$

Donde  $\Delta P = \text{Pa}$ ,  $m$  en kg/s, y  $\rho$  en kg/m<sup>3</sup>.

Los costos unitarios de los servicios externos son:

Costo de Agua de enfriamiento = \$6/kW-año. Costo de Vapor = \$60/kW-año.

**Tabla 3.7** Propiedades físicas de las corrientes para el Ejemplo 1

Viscosidad, $kg/m \cdot s$	$2.4 \times 10^{-4}$
Densidad, $kg/m^3$	634
Calor Específico, $J/kg \cdot ^\circ K$	2454
Conductividad Térmica, $W/m \cdot ^\circ K$	0.114

Para la solución de este ejemplo se utilizó una población de 3 individuos con un número máximo de generaciones permitidas de 5 para la variable  $Z$ , para la variable  $Q$  se utilizó un tamaño de población de 100 individuos con un número máximo de generaciones de 100, mientras que para el diseño de los intercambiadores de calor se utilizó un tamaño de población de 100 individuos y el número máximo de generaciones se fue incrementando con respecto del número de generaciones de  $Z$ . La red obtenida utilizando el procedimiento propuesto en este trabajo se muestra en la Figura 3.5 y para efectos de comparación se muestra también la red obtenida por Mizutani *et al.* (2003) en la Figura 3.6, mientras que los detalles de los intercambiadores se muestran en la Tabla 3.8. La Tabla 3.9 muestra una comparación de los resultados obtenidos en este trabajo con los reportados por Mizutani *et al.* (2003).

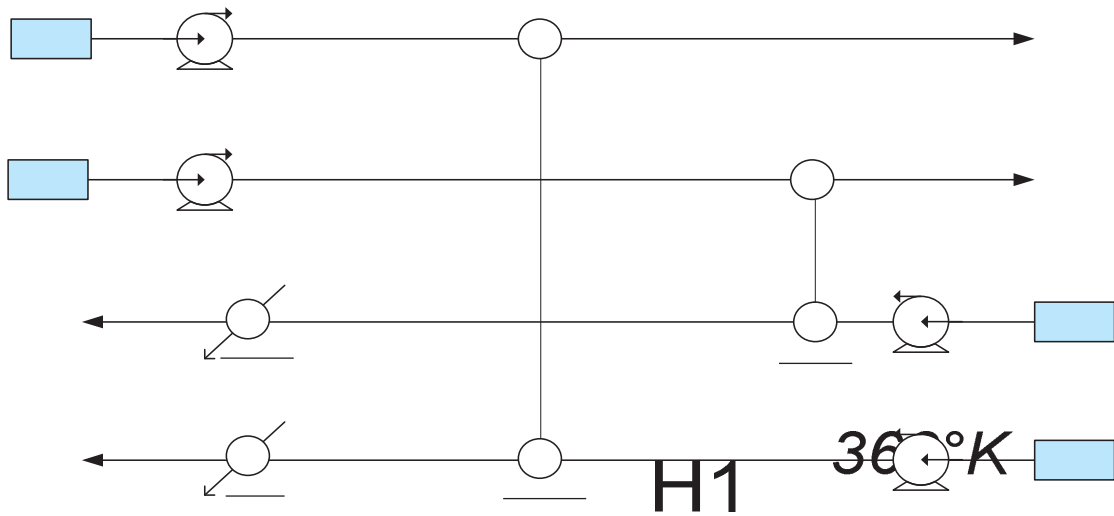


Figura 3.5. Red obtenida para el Ejemplo 1

3560.15 Pa

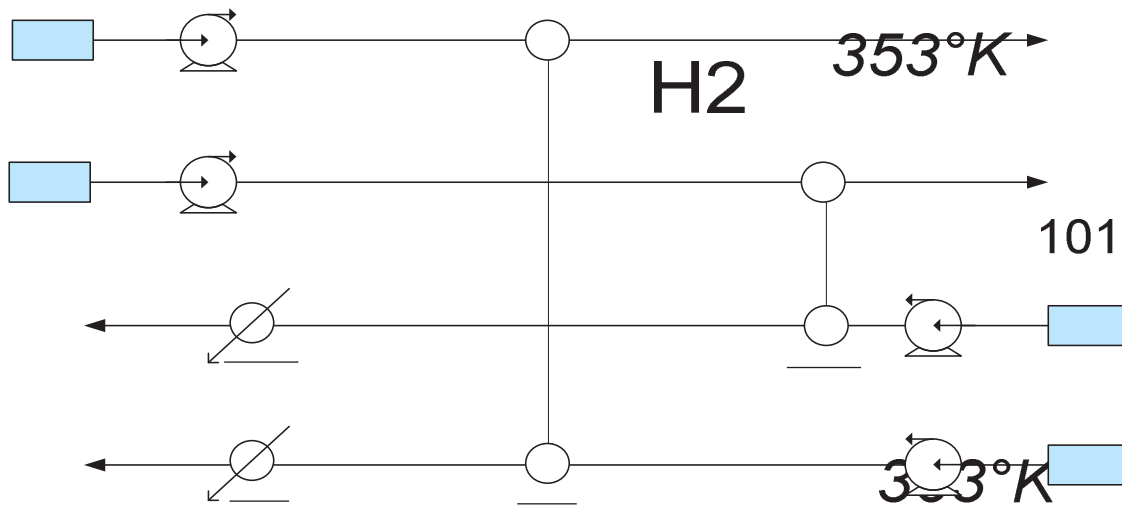


Figura 3.6 Red obtenida por Mitzutani *et al.* (2003) para el Ejemplo 1

1015.95 Pa

3

1,400

343°K

4



**Tabla 3.8** Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.5

	E1	E2
$v_T$ (m/s)	1.11	1.00
$\Delta P_T$ (Pa)	2,396.40	1,056.95
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,664.15	1,217.75
$Re_T$	31,909.33	91,926.10
$Prandtl_T$	5.17	5.17
$v_S$ (m/s)	0.46	0.54
$\Delta P_S$ (Pa)	3,560.15	3,628.49
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,550.76	1,313.70
$Re_S$	15,462.53	45,653.83
$Prandtl_S$	5.17	5.17
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	744.28	662.05
$Q$ (kW)	400.492	1,000.00
$LMTD$ (°C)	20.42	34.03
$F_T$	1.00	1.00
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	26.36	44.39
Área total (m <sup>2</sup> )	26.36	44.39
$N_S$	1	1
$N_{TT}$	311	135
$L_{TO}$ (mm)	2,210.86	3,410.73
$L_{TA}$ (mm)	2,127.32	3,292.65
$L_{TT}$ (mm)	2,210.86	3,410.73
$D_S$ (mm)	417.73	590.40
Número de baffles	11	9
$L_{bc}$ (mm)	182.90	332.31
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	182.90	332.31
$DI$ (mm)	10.92	34.80
$DO$ (mm)	12.70	31.75
$L_{PT}$ (mm)	15.87	39.69
Arreglo de tubos	90°	90°
$N_{PAS}$	1	1
% $BC$	22.54	23.43
$N_{SS}$	4	4
Tipo de haz de tubos	Flotante de arrastre	Tubos empacados
Localización fluido caliente	Coraza	Tubos
$C_{exc}$ (\$)	1,427.26	1,584.16

**Tabla 3.9** Comparación de los costos obtenidos para el Ejemplo 1

	Mizutani <i>et al.</i> (2003)	Este trabajo
Costos de servicios externos (\$/año)	90,000.00	90,000.00
Área total (m <sup>2</sup> )	111.42	92.67
Costos de capital de intercambiadores (\$/año)	5,608	5,453.06
Costo total de bombeo (\$/año)	244	246.42
Costo total anual (\$/año)	95,853	95,699.48

Se puede ver que con el procedimiento propuesto en este trabajo se tiene un ahorro en el costo total anual de tan sólo el 0.16%. Sin embargo, aunque el ahorro en primera instancia es pequeño en comparación con el trabajo reportado por Mizutani *et al* (2003), debido a que se trata de un problema demasiado sencillo, las técnicas de optimización usadas en ambos trabajos no tienen mayor dificultad para aproximarse a la solución óptima. Sin embargo, los diseños de los intercambiadores de calor obtenidos en el presente trabajo cumplen con todas las restricciones geométricas y operacionales mientras que los diseños obtenidos por Mizutani *et al.* (2003) no. Podemos notar también que nuestro algoritmo tiene una reducción en el área total de la red del 20%, pero como ambas redes consumen servicios externos mínimos, y estos representan el principal componente del costo total, el ahorro en los costos de capital afecta de manera muy marginal al costo total.

### 3.3.2 Ejemplo 2. Tres corrientes calientes y tres corrientes frías

Este ejemplo fue reportado anteriormente por Mizutani *et al.* (2003). Los datos de las corrientes son mostrados en la Tabla 4.5 y se usan las mismas propiedades físicas para todas las corrientes que las del Ejemplo 1 las cuales son reportadas en la Tabla 4.2.

**Tabla 3.10** Datos de las corrientes para el Ejemplo 2

Corriente	$m$ (kg/s)	$T_{in}$ (°K)	$T_{out}$ (°K)
H1	16.3	426	333
H2	65.2	363	333
H3	32.6	454	433
C1	20.4	293	398
C2	24.4	293	373
C3	65.2	283	288
CW		300	320
S		700	700

$$\Delta T_{min} = 10^{\circ}K$$

Las funciones de costo son las siguientes:

$$C_{exc} = 1000 + 60 \text{Área}^{0.6}$$

Valida para todos los intercambiadores y donde el Área esta en  $m^2$ ,

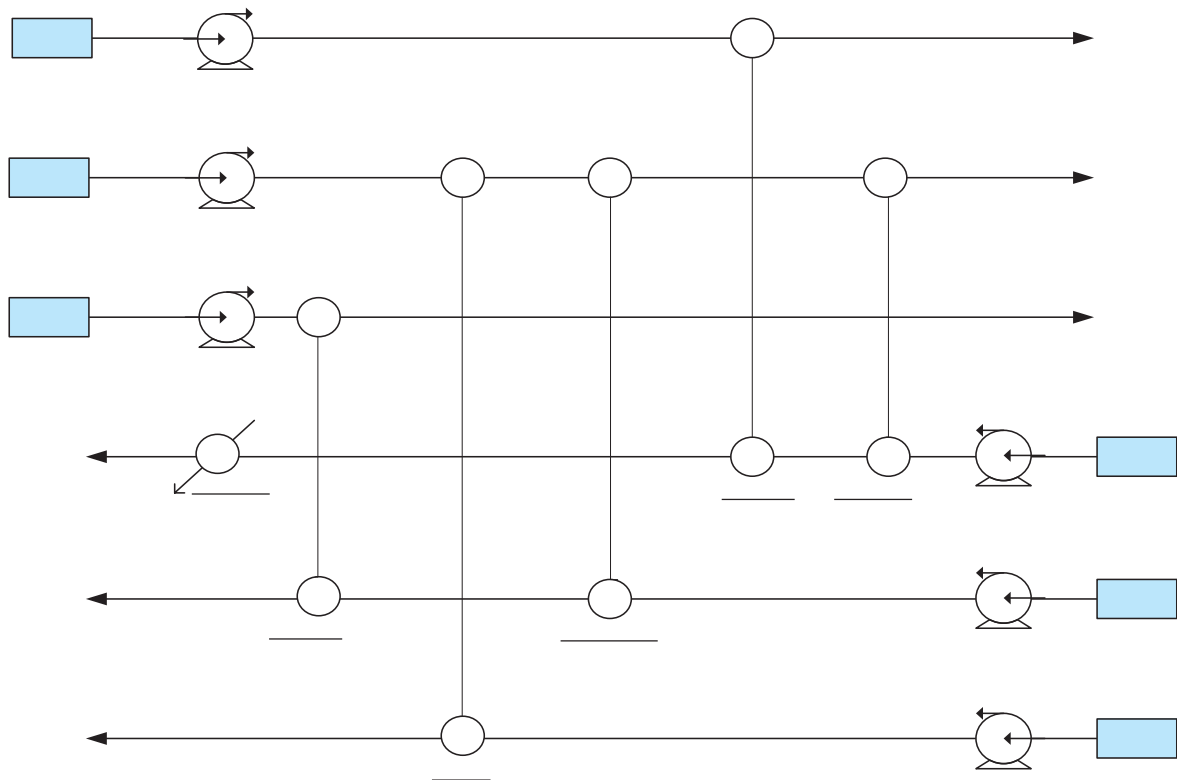
$$C_{pump} = 1.3(\Delta P_T m_T / \rho_T + \Delta P_S m_S / \rho_S)$$

Donde  $\Delta P = Pa$ ,  $m$  en  $kg/s$ , y  $\rho$  en  $kg/m^3$ .

Los costos unitarios de los servicios externos son:

$$\text{Costo de Agua de enfriamiento} = \$6/kW\text{-año. Costo de Vapor} = \$60/kW\text{-año.}$$

Para la solución de este ejemplo se utilizó una población de 5 individuos con un número máximo de generaciones permitidas de 6 para la variable binaria  $Z$ , para la variable continua  $Q$  se utilizó un tamaño de población de 100 individuos con un número máximo de generaciones de 100, mientras que para el diseño de los intercambiadores de calor se utilizó un tamaño de población de 100 individuos y el número máximo de generaciones se fue incrementando con respecto del número de generaciones de  $Z$ . La red obtenida usando el procedimiento propuesto se muestra en la Figura 3.7 y los detalles de los intercambiadores se muestran en la Tabla 3.11. Por otra parte, la Tabla 3.12 muestra una comparación de los resultados obtenidos por nuestro procedimiento con los reportados por Mizutani *et al.* (2003).



**Figura 3.7** Red obtenida para el Ejemplo 2

**Tabla 3.11** Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.7

	E1	E2	E3	E4	E5
$v_T$ (m/s)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$\Delta P_T$ (Pa)	1,519.13	856.68	3,554.30	24,701.16	1,141.84
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,460.12	1,149.26	1,644.77	1,400.86	1,234.20
$Re_T$	37,277.28	123,118.42	20,469.09	45,627.07	86,037.93
$Prandtl_T$	5.17	5.17	5.17	5.17	5.17
$v_S$ (m/s)	0.53	0.74	0.40	0.35	0.44
$\Delta P_S$ (Pa)	1,829.06	1,625.10	3,553.99	5,169.13	2,419.62
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,178.18	561.26	1,255.48	1,120.95	1,210.57
$Re_S$	22,188.22	99,214.37	10,124.24	17,768.70	37,088.15
$Prandtl_S$	5.17	5.17	5.17	5.17	5.17
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	617.28	366.21	647.65	595.44	618.79
$Q$ (kW)	1,680.00840	800.004	3,110.20755	3,720.01860	889.81245
$LMTD$ (°C)	84.48	75.00	26.01	30.63	33.52
$F_T$	1.00	1.00	1.00	0.84	1.00
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	32.22	29.13	184.64	80.58	42.90
$N_S$	1	1	1	3	1
Área total (m <sup>2</sup> )	32.22	29.13	184.64	241.74	42.90
$N_{TT}$	329	60	2,181	439	123
$L_{TO}$ (mm)	2,064.54	3,165.71	2,976.16	3,204.17	3,607.30
$L_{TA}$ (mm)	1,962.78	3,025.95	2,828.71	3,067.64	3,483.23
$L_{TT}$ (mm)	2,064.54	3,165.71	2,976.16	3,204.17	3,607.30
$D_S$ (mm)	508.83	698.82	737.26	682.65	620.32
Número de bafles	3	3	5	5	8
$L_{bc}$ (mm)	433.00	685.73	423.66	490.49	381.98
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	606.21	960.02	501.03	490.49	381.98
$DI$ (mm)	14.10	46.58	7.75	17.27	32.56
$DO$ (mm)	15.88	50.80	9.53	19.05	31.75
$L_{PT}$ (mm)	22.23	63.50	13.49	22.81	39.69
Arreglo de tubos	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
$N_{PAS}$	1	1	1	4	1
% $BC$	39.61	39.26	29.51	29.52	27.65
$N_{SS}$	4	0	4	4	4
Tipo de haz de tubos	Tubos empacados	Flotante arrastre	Tubos fijos	Flotante arrastre	Flotante arrastre
Localización fluido caliente	Tubos	Tubos	Tubos	Tubos	Tubos
$S_M/S_W$	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40
$L_{TT} / D_S$	4.06	4.53	4.04	4.69	5.82
$C_{exc}$ (\$)	1,481.95	1,453.66	2,373.86	2,614.96	1,572.26

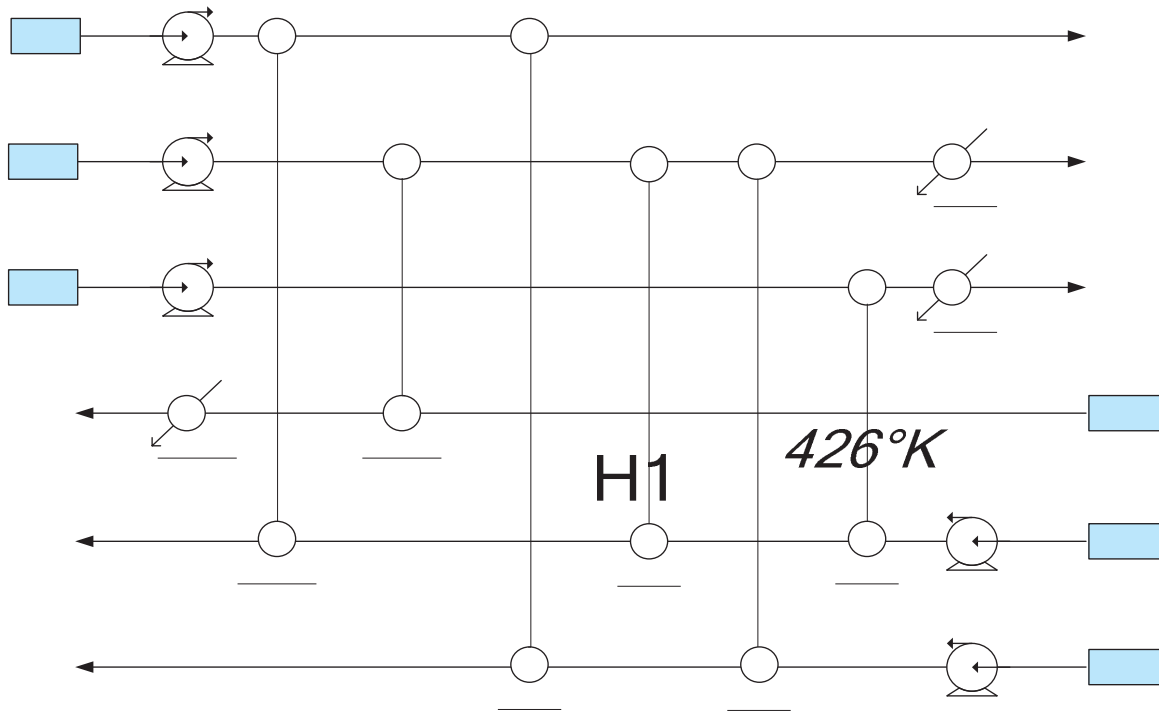


Figura 3.8 Red obtenida por Mizutani *et al.* (2003) para el Ejemplo 2

Tabla 3.12 Comparación de los costos obtenidos para el Ejemplo 2

	Mizutani <i>et al.</i> (2003)	Este trabajo
Costos de Servicios (\$/año)	173,456	38,797.74
Área total (m <sup>2</sup> )	444.378	535.352
Costos de capital de intercambiadores (\$/año)	14,011.297	10,648.97
Costo total de bombeo (\$/año)	17,076	2,473.51
Costo total anual de la red(\$/año)	204,543.297	51,920.22

Nótese que en la red reportada por Mizutani *et al.* (2003) el consumo de servicios externos es 347 % superior al consumo mínimo, y aunque en esta red se tiene mayor área total para los intercambiadores de calor, la red de Mizutani *et al.* (2003) tiene 9 unidades de intercambio de calor, mientras que la red reportada en este trabajo consiste de 6 unidades, lo que conduce a tener ahorros significativos en los costos de capital de los intercambiadores, así como en los costos de bombeo. Es importante recordar además, que los diseños obtenidos en este trabajo cumplen con las restricciones de los códigos estandarizados de diseño. La razón a la cual atribuimos estos ahorros tan grandes es que, el procedimiento de Mizutani *et al.* (2003) utiliza técnicas MINLP para sintetizar la red, y es bien sabido que estas técnicas presentan dificultades en la búsqueda de la mejor solución cuando se tratan problemas no convexos y, al incluir el diseño detallado de los intercambiadores desde la etapa de síntesis de redes de

intercambio de calor, se produce un modelo altamente no convexo y de esta forma Mizutani *et al.* (2003) reportan una solución encontrada, pero está se encuentra muy lejos de la mejor solución. Esta situación se ve mejorada al utilizar una técnica de búsqueda que permita encontrar buenas soluciones en este tipo de problemas, en nuestro caso elegimos algoritmos genéticos a expensas de un tiempo de cómputo mayor. Los diseños de los intercambiadores de calor obtenidos tienen una configuración geométrica que permite tener altos coeficientes de transferencia de calor sin utilizar grandes consumos de potencia, ya que como puede verse en los resultados reportados por Mizutani *et al.* (2003) sus costos de potencia son superiores a los costos de capital de los intercambiadores, además, se debe hacer hincapié en que en los diseños obtenidos por nuestro algoritmo las velocidades producidas en los fluidos están dentro de los límites permisibles.

### 3.3.3 Ejemplo 3. Siete corrientes calientes y 3 corrientes frías

Este es un ejemplo con mayor complejidad que los anteriores debido a su tamaño. Los datos de las corrientes se muestran en la Tabla 3.13. Las propiedades físicas de las corrientes son todas iguales a las reportadas en la Tabla 3.7.

**Tabla 3.13.** Datos de las corrientes para el Ejemplo 3

Corriente	$m$ (kg/s)	$T_{in}$ (°K)	$T_{out}$ (°K)
H1	134	413	313
H2	235	433	393
H3	12.1	483	318
H4	28.5	533	333
H5	102	553	483
H6	14.2	623	443
H7	38.9	653	433
C1	235	543	658
C2	143	403	543
C3	104	293	403
CW		293	298
S		700	700

$$\Delta T_{min} = 10^{\circ}K.$$

Las funciones de costo son las siguientes:

$$C_{exc} = 1000 + 60 \text{Área}^{0.6}$$

Valida para todos los intercambiadores y donde el Área esta en m<sup>2</sup>,

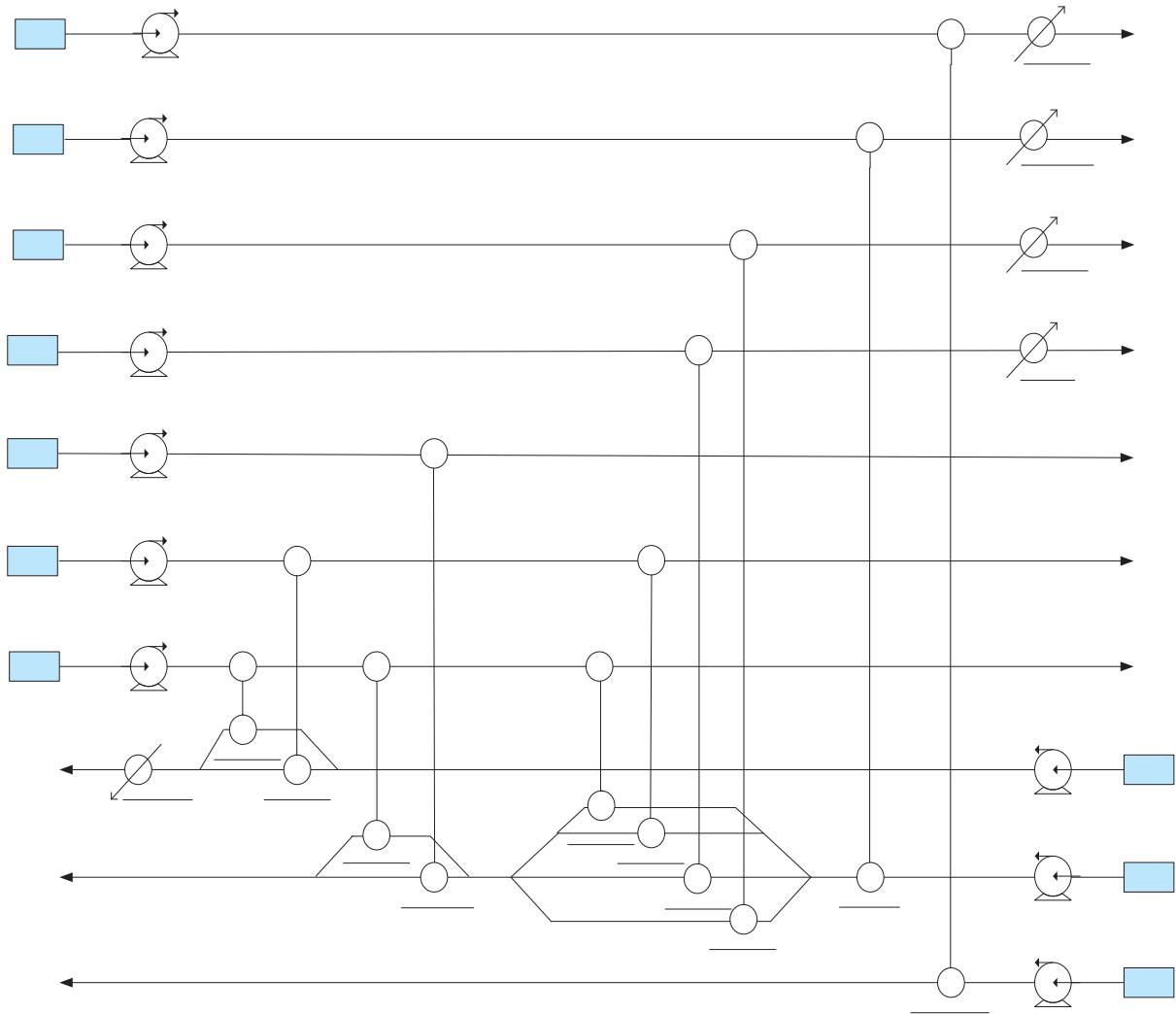
$$C_{pump} = 0.7(\Delta P_T m_T / \rho_T + \Delta P_S m_S / \rho_S)$$

donde  $\Delta P = Pa$ ,  $m$  en kg/s, y  $\rho$  en kg/m<sup>3</sup>.

Los costos unitarios para los servicios externos son:

Costo de Agua de enfriamiento = \$6/kW-año. Costo de Vapor = \$60/kW-año.

La Figura 3.9 muestra la red obtenida utilizando el procedimiento propuesto y las Tablas 3.14 y 3.15 muestran los detalles de los intercambiadores para esta red. La Tabla 3.16 muestra una comparación de los resultados obtenidos con los previamente reportados por Mizutani *et al.* (2003) para el mismo ejemplo.



**Figura 3.9** Red obtenida para el Ejemplo 3

**Tabla 3.14** Detalles para los intercambiadores de la Figura 3.9

	<b>E1</b>	<b>E2</b>	<b>E3</b>	<b>E4</b>	<b>E5</b>
$v_T$ (m/s)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.03
$\Delta P_T$ (Pa)	17,517.72	15,507.34	27,555.98	51,382.64	30,602.21
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,148.78	1,389.45	1,492.73	1,333.55	1,590.40
$Re_T$	123,054.54	47,581.37	33,214.27	58,378.56	27,718.37
$v_S$ (m/s)	0.82	0.61	0.47	0.53	0.36
$\Delta P_S$ (Pa)	8,397.17	8,397.17	13,865.93	27,555.98	10,230.60
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,150.92	1,456.79	1,221.04	982.76	1,156.15
$Re_S$	110,448.84	35,989.72	19,658.28	35,464.64	12,165.41
Prandtl	5.17	5.17	5.17	5.17	5.17
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	549.99	635.05	600.66	532.07	607.17
$Q$ (kW)	8,750.55	2,412.726	7,042.98	17,521.56	5,207.8
$LMTD$ (°C)	45.24	28.85	16.37	10.00	12.14
$F_T$	0.96	0.93	0.85	0.94	0.76
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	182.87	71.12	167.59	291.80	231.87
$N_S$	2	2	5	12	4
Área total (m <sup>2</sup> )	365.74	142.24	837.95	3,501.62	927.49
$N_{TT}$	216	352	1,042	839	1,591
$L_{TO}$ (mm)	5,553.93	3,047.32	3,394.29	4,586.96	3,833.07
$L_{TA}$ (mm)	5,304.29	2,896.46	3,225.80	4,358.95	3,652.53
$L_{TT}$ (mm)	5,553.93	3,047.32	3,394.29	4,586.96	3,833.07
$D_S$ (mm)	1,248.19	754.29	842.45	1,140.05	902.73
Número de baffles	3	4	4	2	5
$L_{bc}$ (mm)	1,117.19	553.51	546.69	1,088.73	545.11
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	1,531.68	553.51	765.37	1,524.22	718.71
$DI$ (mm)	46.58	18.01	12.57	22.10	10.21
$DO$ (mm)	50.80	22.23	15.88	25.40	12.70
$L_{PT}$ (mm)	63.50	31.11	19.84	33.34	17.46
Arreglo de tubos	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
$N_{PAS}$	6	4	2	2	2
%BC	34.61	33.46	29.44	38.99	30.82
$N_{SS}$	4	4	4	4	4
Tipo de haz de tubos	Flotante arrastre	Tubos empacados	Flotante arrastre	Tubos fijos	Flotante arrastre
Localización fluido caliente	Tubos	Tubos	Coraza	Tubos	Coraza
$S_M/S_W$	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40
$L_u/D_S$	4.45	4.04	4.03	4.02	4.25
$C_{exc}$ (\$)	3,070.41	2,174.82	4,404.73	9,029.95	4,618.57



**Tabla 3.15.** Detalles para los intercambiadores de la Figura 3.9

	E6	E7	E8	E9	E10
$v_T$ (m/s)	1.55	1.00	1.00	1.00	1.00
$\Delta P_T$ (Pa)	30,602.21	24,345.64	30,602.21	29,786.85	146,151.63
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,877.03	1,364.00	1,472.46	1,472.49	1,800.23
$Re_T$	93,636.58	52,136.57	35,562.49	35,563.21	13,018.17
$v_S$ (m/s)	0.47	0.74	0.36	0.79	0.61
$\Delta P_S$ (Pa)	6,315.26	30,602.21	15,579.44	9,105.93	31,236.84
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,185.11	1,521.50	1,199.93	1,533.26	1,837.29
$Re_S$	31,541.1	43,336.58	17,961.74	39,732.44	10,251.90
Prandtl	5.17	5.17	5.17	5.17	5.17
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	697.14	674.38	557.28	619.87	793.62
$Q$ (kW)	3,859.7	6,993.9	1,484.7	7,018.49	28,073.78
$LMTD$ (°C)	43.53	27.91	10.00	13.54	19.83
$F_T$	0.86	0.86	0.80	1.00	1.00
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	74.02	143.38	66.42	836.24	1,784.09
$N_S$	2	3	5	1	1
Área total (m <sup>2</sup> )	148.04	430.14	332.08	836.24	1,784.09
$N_{TT}$	311	588	268	2,604	11,081
$L_{TO}$ (mm)	3,122.90	3,672.14	4,256.05	5,101.22	7,845.01
$L_{TA}$ (mm)	2,981.11	3,493.75	4,138.12	5,365.77	8,070.69
$L_{TT}$ (mm)	3,122.90	3,672.14	4,256.05	5,501.00	8,186.33
$D_S$ (mm)	708.98	891.96	589.69	1,352.26	1,156.43
Número de baffles	8	7	15	3	10
$L_{bc}$ (mm)	317.89	439.07	253.76	1,209.04	678.10
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	317.89	519.29	253.76	1,516.90	678.10
$DI$ (mm)	22.91	19.74	13.46	13.46	4.93
$DO$ (mm)	25.40	22.23	19.05	19.05	6.35
$L_{PT}$ (mm)	31.75	31.11	25.40	22.81	9.53
Arreglo de tubos	Cuadrado 90°	triangular	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°	Cuadrado 90°
$N_{PAS}$	4	4	2	1	1
%BC	18.85	26.10	22.62	32.98	31.64
$N_{SS}$	4	4	4	4	4
Tipo de haz de tubos	Tubos fijos	Flotante anillo	Flotante arrastre	Tubos en U	Tubos en U
Localización fluido caliente	Coraza	Tubos	Coraza	Tubos	Tubos
$S_M/S_W$	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40
$L_n/D_s$	4.40	4.12	7.22	3.77	6.78
$C_{exc}$ (\$)	2,203.30	3,282.00	2,953.87	4,400.57	6,357.99

**Tabla 3.16** Comparación de resultados para el Ejemplo 3

	Mizutani <i>et al.</i> (2003)	Este trabajo
Costos de servicios (\$/año)	5,154,291	3,496,970.29
Área total (m <sup>2</sup> )	5,448.186	11,934.72
Costos de capital de intercambiadores (\$/año)	38,096.085	59,154.09
Costo total de bombeo (\$/año)	4,807	54,628.04
Costo total anual de la red (\$/año)	5,197,194.085	3,610,752.42

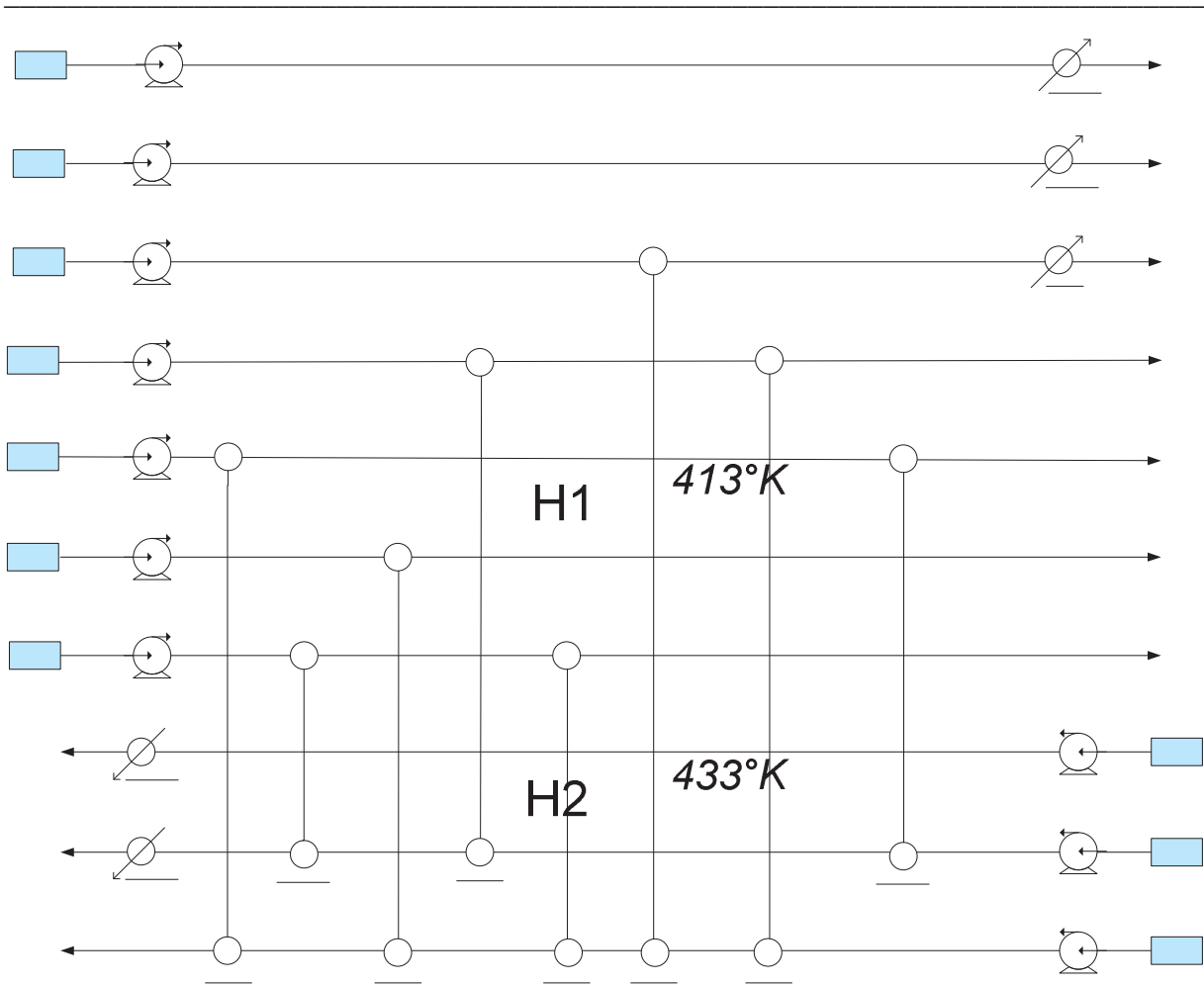


Figura 3.10 Red obtenida por Mizutani *et al.* (2003) para el Ejemplo 3

Es importante notar que hay un incremento substancial en los costos de capital de los intercambiadores, debido a que nuestra red considera 2 unidades más de intercambio de calor entre corrientes de proceso, lo que nos permite tener servicios externos mínimos, por lo tanto, los costos de bombeo se ven incrementados de manera importante, pues es necesario suministrar la potencia necesaria para todos los intercambiadores cumpliendo con las restricciones para las velocidades de los fluidos de los tubos y la coraza; sin embargo, la disminución en los costos de los servicios externos obtenida con el procedimiento propuesto es considerablemente mayor, ya que la red obtenida por Mizutani *et al.* (2003) consume un 47.39% más de servicios externos. Finalmente, de manera global nuestra red tiene un ahorro de 43.93% del costo total anual respecto de la red reportada por Mizutani *et al.* (2003), por lo cual se justifica el uso del procedimiento propuesto.

**3.3.4 Ejemplo 4. Problema reportado por Shenoy**

Este ejemplo es el 4s1 reportado anteriormente por varios autores para probar sus nuevas metodologías para la síntesis de redes de intercambio de calor. Los datos del problema se muestran en las Tablas 3.17, 3.18 y 3.19. El problema consiste en encontrar la red con el costo total anual mínimo para una  $\Delta T_{min} = 20^\circ\text{C}$ .

**Tabla 3.17.** Datos de las corrientes para el Ejemplo 4

Corriente	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)	F (kW/°C)	Costo [\$/kW año]
H1	175	45	10	-
H2	125	65	40	-
ST	180	179	-	110
C1	20	155	20	-
C2	40	112	15	-
CW	15	25	-	10

**Tabla 3.18.** Propiedades físicas para las corrientes del Ejemplo 4

	H1	H2	H3	H4
$R_d$ [(m <sup>2</sup> °C)/W]	0.00015	0.00015	0.00015	0.00015
$C_p$ [J/(kg °C)]	1658	2684	2456	2270
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	716	777	700	680
$\mu$ [kg/(m s)]	$0.24 \times 10^{-3}$	$0.23 \times 10^{-3}$	$0.23 \times 10^{-3}$	$0.23 \times 10^{-3}$
$K$ [W/(m °C)]	1.1	0.24	0.12	0.011

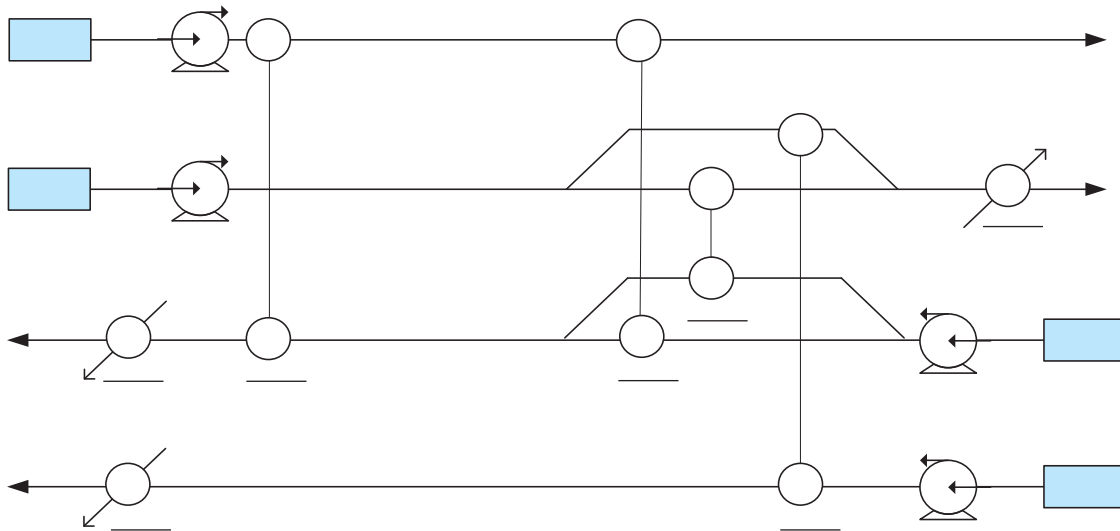
**Tabla 3.19.** Datos para la función de costos para el Ejemplo 4

$C_{exc}$ [\$]	$Ns*[30800+890*A^{0.8}]$	$H_Y$ [hr/año]	8000
$C_{pump}$ [\$]	$2000+5*(\Delta P*Q)^{0.68}$	$C_{pumping}$ [\$/W]	0.00005
$C_{bombeo}$ [\$/año]	$C_{pumping} * H_Y / \eta * Q * \Delta P$	$\eta$	0.70
$K_f$ [1/años]	0.2309748		

\*  $A$  en m<sup>2</sup>,  $\Delta P$  en Pa,  $Q$  en m<sup>3</sup>/s.

Para los servicios externos se consideran los coeficientes de transferencia de calor constantes a iguales a 5 y 2.5 kW/(m<sup>2</sup> °C) para los servicios de enfriamiento y calentamiento, respectivamente.

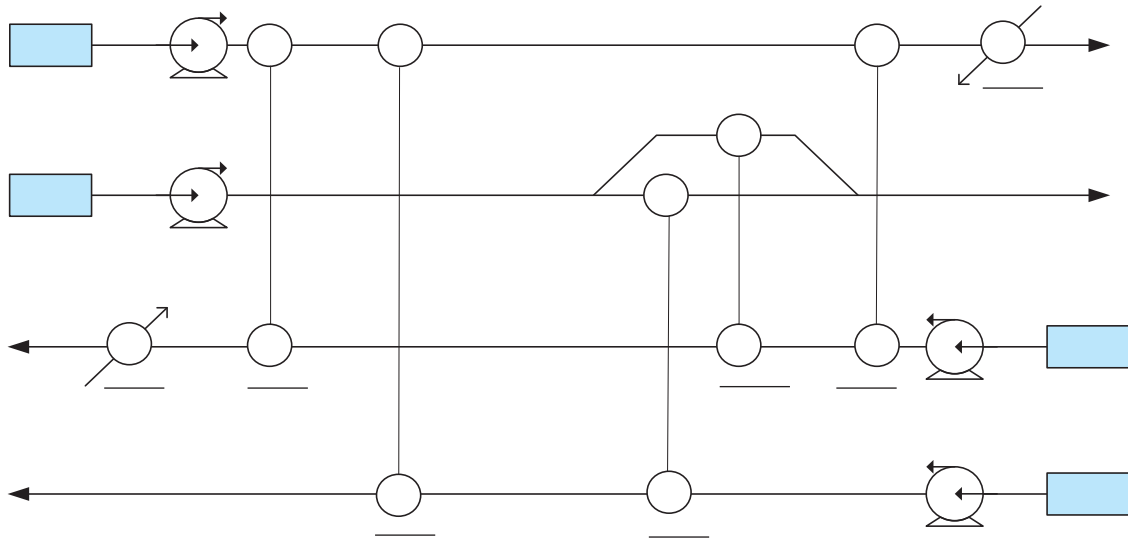
Este ejemplo ha sido resuelto anteriormente utilizando técnicas MINLP, considerando por primera vez el calculo de los coeficientes de película por corriente con un modelo simplificado para predecir el comportamiento del fluido del lado de la coraza, eliminando así la subjetividad de considerarlos como un dato de diseño para el problema de síntesis de redes de intercambio de calor; este procedimiento no toma en cuenta las restricciones practicas de diseño de los intercambiadores de calor (Serna *et al.*, 2004), obteniendo la red reportada en la Figura 3.11.



**Figura 3.11** Red para el Ejemplo 4s1 obtenida con  $h^*$ 's por corrientes calculados con el método Kern y sin considerar las restricciones de diseño (Serna *et al.* 2004)

Resolviendo el problema utilizando el procedimiento propuesto en esta Tesis produce la red final reportada en Figura 3.12, en el cual se considera el diseño detallado de cada unidad de intercambio de calor desde la etapa de síntesis, así como restricciones de diseño para cada unidad de intercambio de calor y la misma función de costos para los intercambiadores reportada en la Tabla 3.18, en la cual no se considera la geometría de los equipos y solamente su tamaño total, lo cual puede predecir resultados insatisfactorios. Para la solución de este ejemplo fueron necesarias 5 generaciones para la optimización de las variables  $Z$ , con una población de 3 individuos. Para las variables  $Q$  se utilizó una población de 100 individuos y fueron necesarias 200 generaciones para alcanzar la convergencia. Para el diseño de cada intercambiador, considerando el esfuerzo computacional que esto significa, se utilizó un tamaño de población de 100 individuos y el número máximo de generaciones permitido se fue incrementando a través del proceso de búsqueda con respecto de las generaciones de las variables  $Z$ , de tal manera que el número máximo de generaciones permitido para el diseño de los intercambiadores es de diez veces el número de la generación de  $Z$  de que se trate. Los detalles de cada unidad de intercambio de calor par la red obtenida se muestran en la Tabla 3.20.

H1 175°C  
H2 125°C  
155°C 7 130°C  
500 kW



**Figura 3.12.** Red obtenida con el algoritmo propuesto y funciones de costos tradicionales para el Ejemplo 4

La Tabla 3.21 muestra los detalles de costos de la red de la Figura 3.12 obtenida con el procedimiento propuesto en este trabajo así como los obtenidos utilizando técnicas MINLP y valores aproximados para los coeficientes de película por corriente a través del método Kern.

De la Tabla 3.21 se podría decir que la red obtenida con método de Serna *et al.* (2004) se obtiene una mejor red que la obtenida con el procedimiento propuesto, sin embargo, cuando se analizan los intercambiadores de la red de Serna *et al.* (2004) estos ni siquiera son factibles, obteniendo velocidades de los fluidos muy inferiores a las mínimas permisibles, además al simular estos intercambiadores con un método riguroso para predecir el comportamiento de los fluidos, las áreas obtenidas para cada uno de los intercambiadores de calor son muy superiores a las reportadas por el procedimiento de Serna *et al.* (2004), por lo tanto, los datos reportados por Serna *et al.* (2004) se alejan substancialmente del comportamiento real del sistema.

175°C  
H1  
12758.32 Pa  
125°C  
H2  
155296.31 Pa  
155°C 7 124.75°C  
605 kW

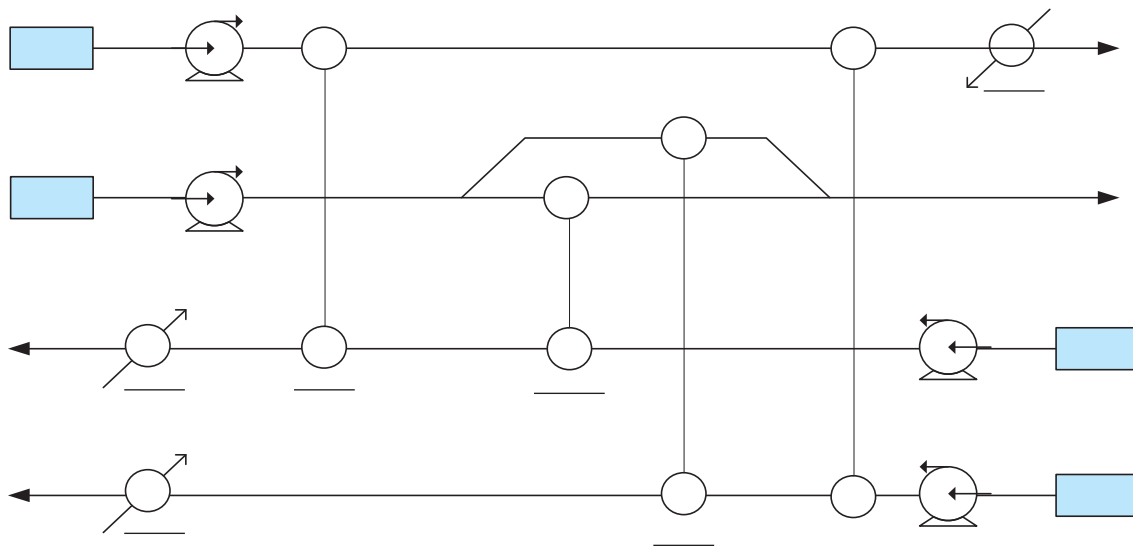
**Tabla 3.20** Detalles de los intercambiadores de calor de la red de la Figura 3.12

	E1	E2	E3	E4	E5
$v_T$ (m/s)	2.20	2.50	1.29	1.91	2.14
$\Delta P_T$ (Pa)	14,371.39	35,834.90	109,197.71	109,197.71	5,788.86
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	3,826.86	818.73	4,486.60	5,224.24	3,220.22
$Re_T$	35,109.77	38,670.34	21,495.78	70,311.21	71,002.71
$Prandtl_T$	4.71	47.46	2.57	2.57	4.71
$v_S$ (m/s)	0.53	0.53	1.00	0.94	0.54
$\Delta P_S$ (Pa)	5,735.79	4,105.27	70,310.89	46,098.60	2,917.26
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	9,050.19	7,797.86	389.75	2,293.00	8,668.94
$Re_S$	10,029.60	10,016.25	18,773.80	36,260.74	20,421.05
$Prandtl_S$	0.36	0.36	47.46	4.71	0.36
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,316.31	514.75	312.87	1,017.19	1,248.65
$Q$ (kW)	394.999	104.999	975	1,425	274.999
$LMTD$ (°C)	39.56	21.70	22.41	25.21	84.19
$F_T$	1.00	0.97	0.83	0.86	1.00
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	7.59	9.66	55.57	21.55	2.62
$N_S$	1	1	3	3	1
Área total (m <sup>2</sup> )	7.59	9.66	166.71	64.65	2.62
$N_{TT}$	245	362	1,266	255	58
$L_{TO}$ (mm)	1,602.16	1,394.89	2,274.51	2,185.31	1,177.93
$L_{TA}$ (mm)	1,549.55	1,338.53	2,201.03	2,117.05	1,127.93
$L_{TT}$ (mm)	1,602.16	1,394.89	2,274.51	2,185.31	1,177.93
$D_S$ (mm)	263.03	281.76	367.42	341.31	237.35
Número de baffles	13	9	18	12	7
$L_{bc}$ (mm)	110.16	126.59	115.63	160.32	135.44
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	110.16	162.00	115.63	160.32	135.44
$DI$ (mm)	5.23	5.23	4.93	10.92	10.92
$DO$ (mm)	6.35	6.35	6.35	12.70	12.70
$L_{PT}$ (mm)	9.53	7.94	7.94	15.87	15.87
Arreglo de tubos	90°	90°	90°	90°	90°
$N_{PAS}$	1	2	4	4	1
% $BC$	27.38	24.99	15.00	19.31	31.78
$N_{SS}$	4	4	4	4	4
Tipo de haz de tubos	F. arrastre	F. arrastre	T. Fijos	T. Fijos	F. arrastre
Localización de fluido caliente	Coraza	Coraza	Tubos	Tubos	Coraza
$C_{exc}$ (\$)	35,301.99	36,260.32	158,832.75	123,538.36	32,720.89

**Tabla 3.21.** Costos obtenidos para el Ejemplo 4 con funciones de costos simples

	Procedimiento Propuesto	Serna <i>et al.</i> (2004)
Costo de calentamiento (\$/año)	66,550.00	66,550.00
Costo de enfriamiento (\$/año)	5,250.00	5,250.00
Costo de capital de Intercambiadores (\$)	453,404.50	367,735.889
Costo de capital de las bombas (\$)	10,591.61	8,497.77
Costo de bombeo (\$/año)	3,484.95	270.02
Costo total anual de la red (\$/año)	182,456.36	155,136.68

Algo que es importante hacer notar en los intercambiadores de calor obtenidos en la red de la Figura 3.12 es que cuando usamos funciones de costos que consideran exclusivamente el área de intercambio de calor, los intercambiadores obtenidos tienden a utilizar los diámetros de tubos más pequeños que pueden, así como la relación  $L_{TT}/D_s$  tiende a ser lo más grande posible, esta situación es corregida cuando utilizamos funciones de costos rigurosas, esto es, cuando en ellas se considera de manera explícita la geometría del intercambiador al separar los costos de los componentes de los mismos. Para ser más exactos en la predicción del costo de los intercambiadores de calor utilizamos la ecuación. (2.17) y las ecuaciones (3.5)-(3.10) e imponemos una restricción adicional al modelo para considerar exclusivamente diámetros de coraza y longitudes de tubos estándar; aplicando el algoritmo propuesto obtenemos la red reportada en la Figura 3.13.



**Figura 3.13.** Red obtenida para el Ejemplo 4 con funciones de costos rigurosas y tamaños estándar

Los detalles de los intercambiadores de calor reportados en la Figura 3.13 se muestran en la Tabla 3.22 y los costos se muestran en la Tabla 3.23.

**Tabla 3.22** Detalles de los intercambiadores de la Figura 3.13

	E1	E2	E3	E4
$v_T$ (m/s)	1.24	0.73	0.69	1.61
$\Delta P_T$ (Pa)	10,100	8,847.10	18,739.77	28,126.47
$h_T$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1,820.00	1,360.74	2,359.93	8,903.91
$Re_T$	79,700	24,190	23,937.41	86,378.57
$Prandtl_T$	4.71	4.71	2.57	0.36
$v_S$ (m/s)	0.45	0.67	0.37	0.78
$\Delta P_S$ (Pa)	7,040.00	18,739.77	9,026.34	7,142.99
$h_S$ (W/m <sup>2</sup> °C)	5,390.00	2,656.87	286.91	249.86
$Re_S$	33,800.00	28,823.64	13,764.84	51,328.94
$Prandtl_S$	0.36	2.57	47.46	47.46
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	852.00	642.95	229.93	223.42
$Q$ (kW)	500	1,699.999	700	275
$LMTD$ (°C)	30.80	30.83	30.83	61.99
$F_T$	0.94	0.89	0.89	0.98
Área por coraza (m <sup>2</sup> )	10.10	32.10	36.96	20.31
$N_S$	2	3	3	1
Área total (m <sup>2</sup> )	20.20	96.29	110.87	20.31
$N_{TT}$	54	341	394	124
$L_{TO}$ (mm)	2,440.00	2,437.96	2,437.99	2,438.00
$L_{TA}$ (mm)	2,370.00	2,357.36	2,352.14	2,356.73
$L_{TT}$ (mm)	2,440.00	2,437.96	2,437.99	2,438.00
$D_S$ (mm)	330.00	402.97	429.26	406.35
Número de baffles	12.50	11.90	8.82	17.17
$L_{bc}$ (mm)	174.00	172.06	239.52	124.22
$L_{BIN}$ y $L_{BOUT}$ (mm)	189.00	240.88	239.52	173.91
$DI$ (mm)	21.20	10.92	10.21	18.01
$DO$ (mm)	25.40	12.70	12.70	22.23
$L_{PT}$ (mm)	31.80	16.67	16.67	28.89
Arreglo de tubos	45°	90°	90°	30°
$N_{PAS}$	2	2	4	6
%BC	23.70	39.64	17.52	21.99
$N_{SS}$	4	3	3	1
Tipo de haz de tubos	F. anillo s.	F. anillo s.	T. Fijos	T. Fijos
Localización del fluido caliente	Coraza	Coraza	Tubos	Tubos
$C_{exc}$ (\$)	229,000.00	453,097.67	405,356.97	199,061.49

**Tabla 3.23** Costos para la red de la Figura 3.13

Procedimiento Propuesto con funciones de costos rigurosos	
Calentamiento (\$/año)	66,550.00
Enfriamiento (\$/año)	5,250.00
Intercambiadores (\$)	1384173.22
Bombas (\$)	9029.53
Bombeo (\$/año)	795.80
Total (\$/año)	394,390.52



Se puede observar que los intercambiadores obtenidos utilizando las funciones de costo rigurosas se ven mejorados substancialmente, ya que los diámetros de los tubos ya no tienden a ser lo más pequeños que se pueda, ya que ahora se considera también el costo de los tubos de manera explícita. También, la relación  $L_{TT}/D_s$  se ve mejorada.

Es importante hacer notar es que las redes obtenidas con  $h$ 's constantes,  $h$ 's por corrientes, procedimiento propuesto con costos simples y procedimiento propuesto con costos detallados son substancialmente diferentes entre si, esto justifica el uso del procedimiento propuesto para considerar desde la etapa de síntesis el diseño detallado de los intercambiadores de calor y sus restricciones de diseño, ya que el no hacerlo pueden conducir a redes infactibles en la practica.

---

## Conclusiones

A continuación se enlistan las principales conclusiones del trabajo desarrollado en el presente proyecto.

1. En este trabajo se desarrollaron algoritmos para la síntesis de redes de intercambio de calor considerando el diseño detallado, así como tamaños estándar de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, optimizando simultáneamente todos los grados de libertad presentes en el diseño de intercambiadores de calor desde la etapa de síntesis de la red. Para evitar ser atrapado en una solución óptima local, en este trabajo se propuso una estrategia estocástica basada en algoritmos genéticos que evita además la necesidad de tener buenos puntos iniciales para poder encontrar la solución.
2. El algoritmo desarrollado realiza el diseño detallado óptimo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos usando el método Bell-Delaware para predecir el comportamiento termo-hidráulico del fluido del lado de la coraza, obteniendo de esta manera una estimación precisa, ya que el método Bell-Delaware es considerado como el método más exacto reportado en la literatura para tal efecto.
3. Se han considerado como variables de optimización los parámetros de diseño de los equipos de intercambio de calor desde la etapa de síntesis, lo que permite obtener el diseño detallado de la red desde esta etapa.
4. El algoritmo propuesto considera diseños estandarizados, ya que los parámetros de los intercambiadores de calor han sido restringidos a que se encuentren dentro de los rangos dados por los códigos de diseño para estas unidades. Además, de que se pueden considerar exclusivamente dimensiones estándar de los componentes del intercambiador de calor.
5. El algoritmo desarrollado consiste de un procedimiento completamente automatizado y evita la necesidad de interacción con el diseñador en cada una de sus etapas.
6. La metodología propuesta permite incorporar funciones de costo detalladas para los intercambiadores de calor con el objetivo de tener una estimación precisa para los costos de capital de estas unidades.
7. Es importante destacar que el algoritmo propuesto conduce a obtener un conjunto de soluciones de calidad similar en términos de costos (población final), pero brinda flexibilidad al diseñador para seleccionar dentro de este conjunto de soluciones la mejor con respecto a otros criterios.

8. Finalmente, es importante destacar que el no considerar el diseño detallado de los equipos de transferencia de calor desde la etapa de síntesis conduce a redes infactibles e irreales, situación que ha sido demostrada a través del Ejemplo 4 del presente trabajo.

---

**Bibliografía**

- Ahmad, S.; Linnhoff, B.; Smith, R. Cost optimum heat exchanger networks-2. Targets and design for detailed capital cost models, *Comp. Chem. Eng.*, 14(7) (1990): 751-767.
- Ahmad, S.; Linnhoff, B.; Smith, R. Design of multipass heat exchangers: an alternative approach. *ASME J. Heat Transfer*, 110 (1988): 304-309.
- Ahmad, S.; Smith, R. Targets and design for minimum number of shells in heat exchanger networks, *Chem. Eng. Res. Des.*, 67 (1989): 481-494.
- Athier, G.; Floquet, P.; Pibouleau, L.; Domenech, S. Synthesis of the heat exchanger network by simulated annealing annealing and NLP procedures. *AIChE J.*, 43(11) (1997): 3007-3019.
- Bell, K.J. Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers, University of Delaware Engineering Experiment Station Bulletin No. 5, Newark, Delaware. (1963).
- Bell, K.J. Introduction to heat exchanger design, in Heat exchanger design handbook, editado por E.U. Schlunder. Washington, D. C., Hemisphere Publishing Corp. (1983).
- Bowman, R.A. Mean temperature difference correction in multipass exchanger, *Ind. Eng. Chem.*, 28 (25) (1936): 541-544.
- Chaudhuri, P.D.; Diwekar, U.M. An automated approach for the optimal design of heat exchangers. *Ind. Eng. Chem. Res.* 36(1997): 3685-3693.
- Challand, T.B.; Colbert, R.W.; Venkatesh, C.K. Computerized heat exchanger network. *Chem. Eng. Prog.* 77(7) (1981).
- Ciric, A.R.; Floudas, C.A. Heat exchanger network synthesis without decomposition. *Comp. Chem. Eng.*, 23 (1991): 1351-1356.
- Donohue, D.A. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers, *Ind. Eng. Chem.*, 41(11) (1949): 2499-2511.

- 
- Douglas, J.M. A hierarchical decision procedure for process synthesis, *AIChE J*, 31 (1985): 353-362.
  - Douglas, J.M. Conceptual design of chemical processes, McGraw-Hill, New York, (1988).
  - Edgar, T.F.; Himmelblau, D.M.; Lasdon, L.S. Optimization of chemical processes, 2<sup>a</sup> Edition, McGraw-Hill International Editions, Chemical Engineering Series, (2001): 422-429.
  - Floudas, C.A.; Ciric, A.R.; Grossmann, I.E. Automatic synthesis of optimum heat exchanger network configurations. *AIChE J.* **32** (1986): 276-287.
  - Frausto, S. Síntesis MINLP de redes de intercambio de calor incorporando costos de potencia. Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México, (2002).
  - Furman, K.C.; Sahinidis, N.V. A critical review and annotated bibliography for heat exchanger network synthesis in the 20<sup>th</sup> Century. *Ind. Eng. Chem. Res.* 41 (2002): 2335-2370.
  - Galli, R.; Cerdá, J. Synthesis of heat exchanger networks featuring a minimum number of constrained size shell 1-2 type. *App. Them. Eng.* 20 (2000): 1443-1467.
  - Garcia, J.M. Aplicación de un método recursivo para el diseño riguroso de redes de intercambio de calor, Tesis de maestría, Facultad de Ingeniería Química de la UMSNH, 2005.
  - Gen, M.; Cheng, R. Genetic algorithms and engineering design; John Wiley & Sons, New York, (1997).
  - Goldberg, D.E. Genetic algorithms in search, optimization and machine learning. Ed. Addison Wesley Longman, (1989).
  - Jegede, F.O.; Polley, G.T. Optimum heat exchanger design. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 70(A2), (1992): 133-141.
  - Kern, D.Q. Process heat transfer. McGraw Hill, New York, (1950).

- 
- Lewin, D.R. A generalized method for HEN synthesis using stochastic optimization –II. The synthesis of cost-optimal networks. *Comp. Chem. Eng.* **22** (10) (1998): 1387-1405.
  - Lin, B.; Miller, D.C. Solving heat exchanger network synthesis problems with Tabu search. *Comp. Chem. Eng.*, 28 (2004): 1451-1464.
  - Linnhoff, B.; Ahmad, S. Cost Optimum heat exchanger networks. 1. Minimum energy and capital using simple models for capital cost. *Comput. Chem. Eng.*, **14**(7), (1990):729-750.
  - Masso, A.H.; Rudd, D.F. The synthesis of system design II: heuristic structuring. *AIChE J*, 15 (1969):1-10.
  - Mizutani, F.T.; Pessoa, F.L.P.; Queiroz, E.M.; Hauan, S.; Grossmann, I.E. Mathematical programming model for heat exchanger network synthesis including detailed heat-exchanger design. 1. Shell-and-tube heat exchanger design. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 42 (2003): 4009-4018.
  - Mizutani, F.T.; Pessoa, F.L.P.; Queiroz, E.M.; Hauan, S.; Grossmann, I.E. Mathematical programming model for heat exchanger network synthesis including detailed heat-exchanger design. 2. Network synthesis. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 42 (2003): 4019-4027.
  - Muralikrishna, K.; Shenoy, U.V. Heat exchanger design targets for minimum area and cost. *Chem. Eng. Res. Des.*, 78 (2000): 161-167.
  - Polley, G.T.; Panjeh Shahi, M.H.P.; Jegede, F.O. Pressure drop considerations in the retrofit of heat exchanger networks. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 68 (1990): 211-220.
  - Purohit, G.P. Estimating costs of shell and tube heat exchangers. *Chem. Eng.*, 90 (17) (1983): 57-67.
  - Reddy, K.A.; Rao, Ch.D.P.; Davies, G.S. Synthesis of multipass heat exchanger networks. *AIChE J*. 44 (4) (1998): 999-1002.

- 
- Selbas, R.; Kizikan O. A new design approach for shell and tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chem. Eng. & Proc.* 45 (2006) 268-275.
  - Serna, M. Desarrollo de algoritmos rigurosos para la integración térmica de procesos. Tesis de doctorado, Instituto Tecnológico de Celaya, 1999.
  - Serna, M.; Jiménez, A. An efficient method for design of the shell and tube heat exchangers. *Heat Trans. Eng.* 25 (2) (2004): 1-12.
  - Serna, M.; Jiménez, A. A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization. *Chem. Eng. Res. Des.*, 83 (A5) (2005) 539-550.
  - Serna, M.; Ponce, J.M.; Jimenez, A. Tow-level algorithm for heat exchanger networks including pressure drop consideration. *Ind. Eng. Chem. Res.* 43 (2004): 6766-6773.
  - Shah, K.; Skiepko, T. Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness – Number of transfer unit behavior for complex flow arrangements. *J. Heat Trans.*, 126 (2004): 994-1002.
  - Sinnott, R.K. Coulson & Richardson's, Chemical engineering-chemical engineering design, 2nd ed.; Butter-worth-Heinemann: Oxford, U.K., 6 (1996)
  - Smith, R. Chemical process design. John Wiley & Sons, Ltd, England (2005).
  - Taborek, J. Shell and tube heat exchangers: Single phase flow. Heat exchanger design handbook, Hemisphere publishing corp.: Bristol, PA, (1983); section 3.3.
  - TEMA. Standard Tube Exchanger Manufacturing Association.
  - Townsend, D.W.; Linnhoff, B. Surface area targets for heat exchangers networks, *ICHEME 11 th Annual Res. Meeting, Bath, U.K.* (1984).
  - Yee, T.F.; Grossmann, I.E. Simultaneous optimization models for heat integration – II Heat exchanger network synthesis, *Comp. Chem. Eng.*, (10) (1990): 1165-1184.

---

## Apéndice A. Algoritmo de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos sin cambio de fase

El algoritmo presentado en este Apéndice corresponde al previamente reportado por Serna y Jiménez (2005). Éste algoritmo, una vez que se especifican completamente los grados de libertad para el diseño de un intercambiador de coraza y tubos sin cambio de fase, permite resolver el sistema de ecuaciones completamente especificado de manera eficiente y sencilla, de tal manera que se determina las variables desconocidas que involucran la geometría y la operación del equipo. Es importante mencionar que este algoritmo no optimiza los grados de libertad presentes en el diseño del intercambiador ni considera restricciones de diseño, en lugar de esto, se basa en la experiencia del diseñador para seleccionar los valores adecuados para las variables de diseño. Sin embargo, debido a las ventajas que ofrece este algoritmo, entre las que podemos destacar el que es un algoritmo robusto y eficiente, basado en el mejor modelo para predecir el comportamiento del fluido del lado de la coraza, entre otras, este algoritmo lo hemos implementado dentro del procedimiento general basado en algoritmos genéticos para la optimización de las variables de diseño que hemos implementado en el presente trabajo de Tesis. A continuación se describen los pasos principales del algoritmo reportado por Serna y Jiménez (2005).

Los parámetros  $K_S$ ,  $K_T$ ,  $m$  y  $n$  de las formulas compactas reportadas por Serna y Jiménez (2005) dependen de la configuración del intercambiador, que no es conocido hasta que el problema es resuelto para un grupo dado de variables de diseño. Para desarrollar un algoritmo eficiente, Serna y Jiménez propusieron usar los parámetros de las formulaciones compactas como variables de búsqueda, y desacoplar las ecuaciones con las variables desconocidas  $h_T$ ,  $h_S$  y  $A$ , todos los símbolos utilizados son definidos en la sección de Nomenclatura. Reacomodando el sistema de ecuaciones simultáneas (1), (2) y (3), podemos obtener dos ecuaciones algebraicas simultáneas para  $h_T$  y  $h_S$ :



$$h_T - \left( \frac{\left( \frac{\Delta P_T F_T \Delta T_{LM}}{K_T Q} \right)}{\left( \frac{K_S \Delta P_T}{K_T \Delta P_S h_T^n} \right) + R_{ds} + \frac{D_t}{2k_w} \ln \left( \frac{D_t}{D_{ii}} \right) + \frac{D_t}{D_{ii} h_T} + \frac{D_t}{D_{ii}} R_{dt}} \right)^{\frac{1}{n}} = 0 \quad (A1)$$

$$h_S - \left( \frac{K_T \Delta P_S h_T^n}{K_S \Delta P_T} \right)^{\frac{1}{m}} = 0 \quad (A2)$$

Para resolver este grupo de ecuaciones, fijando los valores para las variables de optimización, el algoritmo usado consiste de los siguientes pasos:

**Paso 1.** Especificar los datos de diseño. Estos datos incluyen: (1) relaciones de flujo, propiedades de flujo, temperaturas de entrada y salida y factores de ensuciamiento; (2) las variables de diseño: caídas de presión para cada corriente, diámetro interno y externo de los tubos, pitch del tubo (espaciado de tubos de centro a centro), número de pasos por los tubos, arreglo de los tubos, tipo de bulto de tubos, la localización de los fluidos, el número de tiras de sello, los espaciados de baffle y el corte de baffle. La carga de calor y el factor de corrección  $F_T$  son calculados con los datos dados en el punto (1).

**Paso 2.** Preguntar los valores iniciales para  $K_S, K_T, m$  y  $n$ . Un buen grupo de valores iniciales puede ser proporcionado por el método Kern.

**Paso 3.** Resolver la ecuación (A1) numéricamente para obtener  $h_T$ . El método de la bisección fue usado dentro del algoritmo, con resultados de convergencia excelentes.

**Paso 4.** Determinar  $h_S$  y  $A$  secuencialmente de las ecuaciones (A2) y de la ecuación de diseño para intercambiadores de calor, respectivamente.

**Paso 5.** Obtener los parámetros geométricos para el intercambiador, una vez que  $h_T, h_S$  y  $A$  han sido calculadas:

La velocidad del fluido del lado de la coraza es calculado de  $h_S$ . El método Kern es usado para la primera iteración para obtener

$$v_s = \left( \frac{\mu_s^{1/6} D_e^{0.45} h_s}{0.36 k_s^{2/3} C p_s^{1/3} \rho_s^{0.55}} \right)^{\frac{1}{0.55}} \quad (A3a)$$

mientras que para las otras iteraciones, la siguiente relación basada en el método Bell-Delaware, es aplicada

$$v_s = \left( \frac{h_s}{K_{S4}} \right)^{\frac{1}{1+a_2}} \quad (A3b)$$

La velocidad del fluido del lado de tubo depende de  $h_T$ , las propiedades físicas del fluido del lado del tubo y el diámetro interno del tubo:

$$v_i = \left( \frac{D_{ii}^{1/5} \mu_i^{7/5} h_T}{0.023 k_i^{2/3} \rho_i^{4/3} C p_i^{1/3}} \right)^{\frac{1}{0.8}} \quad (A4a)$$

cuando la ecuación de Petukhov es usada en vez de la ecuación de Colburn para la determinación del coeficiente de transferencia de calor de película para flujo turbulento dentro de tubos circulares, la formula previa aplica sólo para la primera iteración, para las siguientes iteraciones, la velocidad del fluido por el lado del tubo basado en la ecuación de Petukhov es dada por:

$$v_i = \left( \frac{h_T}{K_{T3}} \right)^{\frac{1}{0.8}} \quad (A4b)$$

El número total de tubos es obtenido de  $v_i$

$$N_{tt} = \frac{(10^6) N_{tp} Q'_t}{\left( \pi D_{ii}^2 / 4 \right) v_i} \quad (A5)$$

La longitud efectiva para la transferencia de calor es calculada del número total de tubos y del área de superficie total

$$L_{ta} = \frac{(10^6) A}{\pi D_{ii} N_{tt}} \quad (A6)$$

El diámetro de la coraza es obtenido del número total de tubos, primero  $D_{ctl}$  es estimado de

$$D_{ctl} = \left( \frac{4 C_1 N_{tt}}{(1 - \psi_n) \pi} \right)^{\frac{1}{2}} L_{tp} \quad (A7)$$

donde  $\psi_n$  es un factor de corrección que depende del número de pasos por los tubos, y la constante  $C_1$  toma valores de 0.866 y 1.0 para arreglos triangulares y cuadrados, respectivamente. Entonces, el diámetro de la coraza es calculado como

$$D_s = D_{ctl} + L_{bb} + D_t \quad (A8)$$

El espaciado de baffles centrales es calculado del diámetro del círculo a través de los centros de los tubos exteriores y la velocidad del fluido de la coraza

$$L_{bc} = \frac{(10^6)Q'_s}{v_s \left( L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{pte}} (L_{pt} - D_t) \right)} \quad (A9)$$

El número de baffles es calculado del espaciado de baffles centrales y de la longitud efectiva para la transferencia de calor

$$N_b = \frac{L_{ta} - (L_i + L_o)L_{bc}}{L_{bc}} + 1 \quad (A10)$$

Dado el corte de baffle, diámetro de la coraza, espaciado de baffles, velocidad de la coraza y número de tubos, se pueden calcular las constantes  $a_2$  y  $b_2$ , el factor de transferencia de calor ideal ( $j_{si}$ ), el factor de fricción ideal ( $f_{si}$ ), así como los factores de corrección para las corrientes de fuga y desviación por el lado de la coraza ( $J_c, J_l, J_b, J_r, J_s, R_l, R_b, R_s$ ).

**Paso 6.** Calcular los nuevos valores para las variables usando las siguientes ecuaciones

$$K_S = \left( K_{S1} (v_s)^{r'_p} + K_{S2} (v_s)^{r'_p + b_2} \right) (K_{S3}) (K_{S4})^{-m} \quad (A11)$$

donde

$$m = \frac{3 - r'_p}{1 + a_2} \quad (A12)$$

$$K_{S1} = (10^3) \left( \frac{S_m}{S_w} \right) \frac{(1 + 0.3N_{tcw}) R_l N_b \rho_s}{(N_b + 1) D_s} \quad (A13)$$

$$K_{S2} = \left( \frac{(N_b - 1)}{(N_b + 1)} R_l + \frac{(N_{tcc} + N_{tcw})}{N_{tcc} (N_b + 1)} R_s \right) \left( 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right) \left( \frac{\mu_{sw}}{\mu_s} \right)^{0.14} \frac{2(10^{-3}) R_b f_{si} \rho_s}{L_{pp} (v_s)^{b_2}} \quad (A14)$$

$$K_{S3} = \frac{4C_1}{D_t Q'_s (1 - \psi_n)} \left( \frac{L_{pt}}{\pi D_{ctl}} \right)^2 \frac{D_s (N_b + 1) L_{bc}}{\left( (N_b - 1) L_{bc} + L_{bi} + L_{bo} \right)} \left( L_{bb} + D_{ctl} \left( \frac{L_{pt} - D_t}{L_{tp,eff}} \right) \right) \quad (A15)$$

$$K_{S4} = \frac{k_s \rho_s (\text{Pr}_s)^{1/3} j_{si} \left( \frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0.14}}{(10^{-3}) (v_s)^{a_2} \mu_s} J_b J_c J_l J_r J_s \quad (\text{A16})$$

$$r'_p = \frac{-b_2}{\frac{K_{S1}}{K_{S2} (v_s)^{b_2}} + 1} \quad (\text{A17})$$

Las expresiones para los parámetros  $K_T$  y  $n$  para la formulación compacta para el lado del tubo son las siguientes

$$K_T = \frac{D_{ii} \rho_t}{8 g_c Q_t D_t} \left( K_{T1} (v_t)^{r'} + K_{T2} (v_t)^{r'-0.2} \right) (K_{T3})^{-n} \quad (\text{A18})$$

$$n = \frac{3 - r'}{0.8} \quad (\text{A19})$$

donde

$$K_{T1} = K_{end} \frac{D_{ii}}{L_{ta}} \quad (\text{A20})$$

$$K_{T2} = 0.184 \left( 1 + \frac{2L_{ts}}{L_{ta}} \right) \left( \frac{\mu_t}{D_{ii} \rho_t} \right)^{0.2} \left( \frac{\mu_{tw}}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (\text{A21})$$

$$K_{T3} = 0.023 \left( \frac{10^3 k_t}{D_{ii}} \right) \left( \frac{D_{ii} \rho_t}{\mu_t} \right)^{0.8} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \text{Pr}_t^{1/3} \quad (\text{A22})$$

$$r' = \frac{0.2}{\frac{K_{T1}}{K_{T2} (v_t)^{-0.2}} + 1} \quad (\text{A23})$$

donde  $K_{end}$  es el coeficiente de resistencia que toma en cuenta las pérdidas de presión en los extremos de los tubos. En este trabajo,  $K_{end}$  han sido usado valores de 1 para un paso por los tubos y 2.5 para dos o más pasos, siguiendo lo sugerido por Coulson.

En las ecuaciones anteriores, para el fluido por el lado de los tubos, la correlación empírica de Colburn es usada para determinar el coeficiente de transferencia de calor, mientras que la expresión de McAdams es usada para la determinación del factor de fricción. Para la situación en la que se requiera una predicción más exacta del coeficiente por el lado del tubo, la ecuación de Petukhov es recomendada. Para implementar esta modificación es necesario reemplazar la ecuación (A23) por

$$K_{T3} = \frac{0.023}{X} \left( \frac{10^3 k_t}{D_{ii}} \right) \left( \frac{D_{ii} \rho_t}{\mu_t} \right)^{0.8} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \text{Pr}_t^{1/3} \quad (\text{A24})$$

donde

$$X = 1.07 + 1.926 \left( \text{Pr}_t^{2/3} - 1 \right) \left( \frac{1}{\text{Re}_t^{0.2}} \right)^{0.5} \quad (\text{A25})$$

**Paso 7.** Revisar la convergencia. El algoritmo converge cuando todas las siguientes funciones de desviación son menores que la tolerancia dada,  $\varepsilon$  :

$$f_1 = \left| K_T - K_T^{calc} \right| \quad (\text{A26})$$

$$f_2 = \left| K_S - K_S^{calc} \right| \quad (\text{A27})$$

$$f_3 = \left| m - m^{calc} \right| \quad (\text{A28})$$

$$f_4 = \left| n - n^{calc} \right| \quad (\text{A29})$$

Si la convergencia no es lograda, calcule los valores de las variables para la siguiente iteración y regrese al paso 3. Aunque otros métodos de sustitución pueden ser usados, el algoritmo de sustitución directa provee propiedades satisfactorias de convergencia.

Este procedimiento permite el diseño de intercambiadores de calor para un grupo fijo de variables de optimización, pero este diseño no garantiza la satisfacción de las restricciones de factibilidad y que el diseño sea el más económico, de esta manera tenemos que implementar una técnica eficiente y robusta para la búsqueda de valores para la variables de optimización que permitan conseguir el diseño óptimo.

---

## Apéndice B. Revisión general de los algoritmos genéticos

Los algoritmos genéticos (GA) son técnicas de optimización y búsqueda basada en los principios de la genética y la selección natural. Los GA permiten a una población compuesta de varios individuos evolucionar bajo reglas especificadas de selección a un estado que aumenta al máximo el “*fitness*” (i.e. minimizar la función de costo). El método fue desarrollado por John Holland (1975) en el curso de 1960 y 1970 y finalmente popularizado por uno de sus estudiantes, David Goldberg.

Algunas de las ventajas de un GA son que el GA:

- A. Funciona con variables continuas o discretas,
- B. No requiere información de gradientes,
- C. Trata con un número grande de variables de optimización,
- D. Optimiza variables con funciones de costo sumamente complejas (ellos pueden saltar de un mínimo local fácilmente),
- E. Proveen una lista de posibles valores óptimos para las variables, no simplemente una sola solución,
- F. Puede poner en código las variables, tal que la optimización se hace con las variables puestas en código.

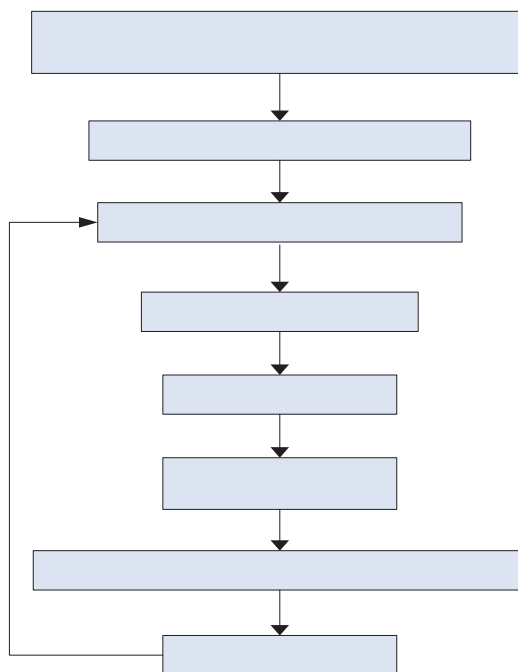
Estas ventajas producen resultados estupendos cuando los métodos tradicionales fallan.

Claro, los GA no son la mejor manera de resolver cada problema. Por ejemplo, los métodos tradicionales de optimización encuentran rápidamente la solución para una función analítica bien conocida de pocas variables y convexas. Para tales casos, los métodos basados en gradientes superan a los GA, rápidamente encuentran el mínimo mientras los GA todavía están analizando las funciones de costo de la población inicial. Para estos problemas se debe emplear la experiencia del pasado y emplear estos métodos. Sin embargo, la mayoría de los problemas reales no entran en esta categoría. En resumen, para problemas que no son demasiado difíciles, otros métodos pueden encontrar la solución más rápidamente que los GA.

### Componentes de un algoritmo genético

Los GA inician, como cualquier otro método de optimización, con la definición de las variables de optimización, la función de costo, y el modelo. Este finaliza también como otros

métodos de optimización, probando la convergencia. Sin embargo, este algoritmo es bastante diferente. Un diagrama de flujo de los componentes del GA es mostrado en la Figura B1. Cada bloque de este diagrama será revisado y discutido también.



**Figura B1.** Diagrama de flujo de un GA binario

### Variables y función de costo

El objetivo de resolver un problema de optimización es buscar una solución (mínimo) en términos de las variables del problema. Sin embargo, comenzamos el proceso de los GA por la determinación de un cromosoma como un arreglo de valores de variables para ser optimizadas. Si el cromosoma tiene  $N_{\text{var}}$  variables (un problema de optimización de dimensión  $N$ ) dado por  $p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}$  entonces el cromosoma es escrito como un arreglo con  $1 \times N_{\text{var}}$  tal que:

$$\text{cromosoma} = [p_1, p_2, p_3, \dots, p_{N_{\text{var}}}] \quad (\text{B1})$$

En este caso, los valores de las variables son representados como números de puntos flotantes. Cada cromosoma tiene un costo encontrado evaluando la función de costo  $f$  a las variables  $p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}$ .

$$\text{costo} = f(\text{cromosoma}) = f(p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}) \quad (\text{B2})$$

Las ecuaciones (B1) y (B2) junto con las restricciones aplicables constituyen el problema a ser resuelto.

Como un simple ejemplo revisaremos la siguiente función:

$$\text{Costo} = f(x, y) = x \text{sen}(4x) + 1.1y \text{sen}(2y)$$

$$\text{Sujeto a } 0 \leq x \leq 10 \text{ y } 0 \leq y \leq 10$$

Entonces  $f$  es solo una función de  $x$  y  $y$ , la opción clara para las variables es:

$$\text{cromosoma} = [x, y]$$

## Población inicial

En los GA comenzamos, definiendo una población inicial de cromosomas de tamaño  $N_{\text{pop}}$ . Una matriz representa la población con cada fila en la matriz siendo un arreglo de  $1 \times N_{\text{var}}$  (cromosoma) de variables continuas. Dada una población inicial de tamaño  $N_{\text{pop}}$  cromosomas, la matriz completa de  $N_{\text{pop}} \times N_{\text{var}}$  se generara a partir de valores aleatorios.

## Selección natural

Ahora es el tiempo para decidir que cromosomas de la población inicial son los más fuertes para sobrevivir y posiblemente reproducir un hijo en la siguiente generación, la selección funciona de la siguiente manera, los costos de  $N_{\text{pop}}$  y los cromosomas asociados son ordenados de menor a mayor costo. Este proceso de selección natural debe llevarse a cabo en cada iteración del algoritmo para permitir a la población de cromosomas evolucionar sobre las generaciones. No solamente los cromosomas más fuertes sobreviven a la selección natural. De los  $N_{\text{pop}}$  cromosomas dados en una generación, sólo los mejores son reservados para la reproducción y el resto son descartados para ocupar un lugar en la siguiente generación. Estos mecanismos son mostrados a través del siguiente ejemplo.

**Ejemplo 1.** Una población inicial de 8 cromosomas aleatorios y sus correspondientes funciones de costo son dadas en la Tabla B1.

Después de fijar una proporción de selección de 50%, tenemos los resultados mostrados en la Tabla B1.



De la Tabla B2 podemos observar que la mejor función de costos (*fitness*) fue -9.8884, esto aplicando la selección natural a los  $N_{pop}$  cromosomas.

**Tabla B1.** Población inicial

$X$	$y$	<i>Costo</i>
6.9745	0.8342	3.4766
0.30359	9.6828	5.5408
2.402	9.3359	-2.2528
0.18758	8.9371	-8.0108
2.6974	6.2647	-2.8957
5.613	0.1289	-2.4601
7.7246	5.5655	-9.8884
6.8537	9.8784	13.752

**Tabla B2.** Cromosomas sobrevivientes

<i>Número</i>	$x$	$y$	<i>Costo</i>
1	7.7246	5.5655	-9.8884
2	0.18758	8.9371	-8.0108
3	2.6974	6.2647	-2.8957
4	5.613	0.1289	-2.4601

## Crossover

Es el principal operador genético y el más simple. Este opera sobre dos cromosomas a la vez y genera hijos mediante la combinación de las características de ambos cromosomas. Una manera simple de llevar a cabo el crossover es escoger aleatoriamente uno o más puntos en el cromosoma para marcarlos como puntos de crossover y generar los hijos combinando el segmento de un padre a la izquierda del punto de corte con el segmento del otro padre al derecho del punto de corte. Por ejemplo, considere los dos padres:

$$padre_1 = [p_{m1}, p_{m2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{m5}, p_{m6}, \dots, p_{mN \text{ var}}]$$

$$padre_2 = [p_{d1}, p_{d2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{d5}, p_{d6}, \dots, p_{dN \text{ var}}]$$

Los puntos de crossover son seleccionados aleatoriamente, y entonces las variables son intercambiadas:

$$hijo_1 = [p_{m1}, p_{m2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{m5}, p_{m6}, \dots, p_{mN \text{ var}}]$$

$$hijo_2 = [p_{d1}, p_{d2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{d5}, p_{d6}, \dots, p_{dN \text{ var}}]$$

La relación de crossover (denotada por  $pc$ ) es definida como la relación del número de hijos producidos en cada generación para el tamaño de la población  $N_{pop}$ . Esta relación controla el número esperado de cromosomas  $pc \times N_{pop}$  bajo la operación de crossover. Una alta relación de crossover permite la exploración de más espacio de solución y reduce las oportunidades de estancarse en un óptimo falso, pero si la relación es demasiado alta, esto produce mucho consumo de tiempo de cómputo en la exploración de regiones malas del espacio de solución.

El problema con los métodos del punto de crossover es que no es introducida nueva información: cada valor continuo que fue iniciado aleatoriamente y la población inicial es propagada a la siguiente generación, solo que en diferentes combinaciones. Estas aproximaciones confían en la mutación para introducir nuevo material genético.

## Mutación

Es un operador que produce aleatoriamente cambios espontáneos en varias cromosomas. Una manera simple para permitir la mutación es alterar uno o más genes de los cromosomas. En los GA, la mutación toma el papel crucial de: (a) reemplazar los genes perdidos de la población durante el proceso de selección tal que ellos puedan ser probados en un nuevo contexto y (b) probar los genes que no fueron presentados en la población inicial.

La relación de mutación (denotada por  $pm$ ) es definida como un porcentaje del número total de genes en la población. La relación de mutación controla la relación en que los nuevos genes son introducidos en la población para probar. Si es demasiado bajo, muchos genes que pudieron ser útiles nunca fueron probados; pero si este es muy alto, habrá mucha permutación aleatoria, los hijos comenzarán a perder el parecido con sus padres, y el algoritmo perderá la habilidad aprendida de la historia de la búsqueda.

## Criterios de convergencia de los GA

Los criterios de paro para los GA es que se cumpla al menos uno de los siguientes puntos:

- (a) Máximo número de generaciones excedido,
- (b) Máximo límite de tiempo excedido,
- (c) El óptimo es encontrado,
- (d) No hay mejoras en las generaciones con respecto del tiempo o generaciones sucesivas.

## **Comparación de los algoritmos genéticos con las técnicas tradicionales de optimización**

1. En los algoritmos genéticos, el codificado discretiza el espacio de búsqueda, aun cuando la función sea discontinua. Esto significa que funciones discontinuas pueden ser optimizadas usando GA. Pero, en la mayoría de métodos tradicionales, la diferenciación es llevada a cabo y esto no es posible para funciones discontinuas.

2. Los GA trabajan con una población de puntos en cambio de un solo punto, como en la mayoría de los métodos tradicionales.

3. Usando GA, múltiples soluciones óptimas pueden alcanzarse; considerando que si usamos métodos tradicionales solamente un solo punto puede ser obtenido.

4. Llevando a cabo la implementación de GA, ninguna información auxiliar a cerca de la función es requerida.

5. Los algoritmos genéticos son probabilísticos, mientras la mayoría de los métodos tradicionales son determinísticos.

Por lo tanto, debido a las ventajas que ofrecen los algoritmos para la solución de problemas no convexos, en este trabajo realizamos su implementación para la solución del problema de síntesis de RIC considerando el diseño detallado de intercambiadores de calor de coraza y tubos.