



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN
PÚBLICA

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN E
INVESTIGACIÓN TECNOLÓGICAS

INSTITUTO TECNOLÓGICO de celaya



Celaya, Gto., **2003-MAYO-29**

**Depto. de Ingeniería Química
Oficio 115/03.**

Asunto: Aprobación de Impresión Tesis de Maestría.

Dr. J. Francisco Javier Alvarado.
Jefe de Depto. de Ingeniería Química
Presente.

De acuerdo con la convocatoria hecha por esa Jefatura a su cargo, con el fin de determinar la Aprobación de Impresión del Proyecto de Maestría, titulado:

**"SÍNTESIS MINLP DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR
CONSIDERANDO LOS EFECTOS DE CAIDAS DE PRESIÓN Y
DIFERENTES TIPOS DE INTERCAMBIADORES"**

El (la) **ING. JESÚS DE LOS SANTOS JUÁREZ**, comunica a usted que esta Comisión Revisora de Tesis ha tenido a bien aprobar la impresión de este trabajo.

Lo anterior, para los efectos consiguientes.

Dr. Vicente Rico Ramírez
Presidente

Dr. Fernando Tiscareño Lechuga.
Vocal

Atentamente

Dr. Arturo Jiménez Gutiérrez.
Secretario.

Dr. Richart Vázquez Román
Vocal Suplente.

c.c.p. Sinodales
Expediente

*crl.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
Av. Tecnológico y A. García Cubas S/N A.P. 57 C.P. 38010 Celaya, Gto.
Conmutador: 01 (461) 611 7575 Exts. 130, 131 y 203 Fax: 01 (461) 611 7744
E-mail: diq@iqcelaya.itc.mx

A mis padres ...

Por su amor y apoyo incondicional

A mis hermanos ...

Por existir y motivarme a ser cada día mejor

A mis amigos ...

Por estar siempre conmigo, en especial a tí, Sil

A usted Dr. Vicente

Por ser mas que mi asesor, mi amigo

Pero sobre todo a tí, mi DIOS ...

Por permitirme el milagro de vivir

SÍNTESIS MINLP DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR CONSIDERANDO LOS EFECTOS DE CAÍDAS DE PRESIÓN Y DIFERENTES TIPOS DE INTERCAMBIADORES

JESÚS DE LOS SANTOS JUÁREZ

MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA

RESUMEN

En las últimas dos décadas se han reportado avances considerables en lo que respecta a las estrategias de síntesis de redes de intercambio de calor utilizando tanto la Tecnología de Punto de Pliegue (TPP) como las técnicas de programación mixta entera no lineal (MINLP). Sin embargo, la mayoría de los trabajos reportados presentan dos marcadas limitaciones: *i*) suponen coeficientes de transferencia de calor de película constantes y *ii*) consideran que todos los intercambiadores de la red son de la misma geometría y patrón de flujo. Recientemente se han presentado modelos que consideran los efectos de las caídas de presión permisible de las corrientes y lo relacionan con el área de intercambio de calor y con los coeficientes de película, permitiendo así considerarlos como variables de optimización dentro del proceso de síntesis, aún así su estructura se reduce a un solo tipo de intercambiador. Por otra parte, se ha presentado un modelo que aunque considera la posibilidad de que la red se constituya por intercambiadores de diferente tipo, tiene la desventaja de que considera coeficientes de transferencia de calor constantes y que posiblemente, no sean iguales a los considerados en el diseño detallado de los equipos. En este sentido, este trabajo presenta un modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor que, además de incorporar los efectos de las caídas de presión, considera también la posibilidad de incluir diferentes tipos de intercambiadores en la superestructura de la red. Se espera entonces que el modelo propuesto sea lo suficientemente flexible como para generar soluciones acordes a las necesidades industriales.

Dirigida por: Dr. Vicente Rico Ramirez

CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABLAS	iv
NOMENCLATURA	v
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	
1.1 Síntesis de redes de intercambio de calor	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Organización de la Tesis	3
CAPÍTULO 2 SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR (RIC) UTILIZANDO TÉCNICAS MINLP	
2.1 Introducción	4
2.2 Síntesis de RIC considerando coeficientes de película constantes y un solo tipo de intercambiador	5
2.2.1 Derivación de la superestructura	6
2.2.2 Limitaciones de la superestructura	7
2.2.3 Definición del problema	9
2.2.4 Descripción del modelo	10
2.2.5 Estrategia de síntesis	14
2.3 Síntesis de RIC considerando los efectos de las caídas de presión y los costos de potencia	17
2.3.1 Relaciones de caídas de presión para fluidos del lado de los tubos y del lado de la coraza	18
2.3.2 Definición del problema	19
2.3.3 Descripción del modelo	20
2.3.4 Estrategia de síntesis	25
2.4 Síntesis de RIC considerando diferentes tipos de intercambiadores	26
2.4.1 Definición del problema	28
2.4.2 Descripción del modelo	28
2.4.3 Estrategia de síntesis	33

CAPÍTULO 3 SÍNTESIS MINLP DE RIC CONSIDERANDO EFECTOS DE CAÍDAS DE PRESIÓN Y DIFERENTES TIPOS DE INTERCAMBIADORES

3.1 Introducción 34
3.2 Definición del modelo 35
3.3 Descripción del modelo 36
3.4 Estrategia de síntesis 45
3.5 Selección específica de intercambiadores 45

CAPÍTULO 4 SOLUCIÓN NUMÉRICA DE CASOS DE ESTUDIO

4.1 Introducción 47
4.2 Ejemplo 1: caso 4S1 48
4.3 Ejemplo 2: un caso de cuatro corrientes 51
4.4 Ejemplo 3: recuperación de energía en un tren de precalentamiento del petróleo crudo 54
4.5 Ejemplo 4: selección específica de intercambiadores para el caso de cuatro corrientes 58

CAPÍTULO 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

5.1 Introducción 60
5.2 Número de unidades 60
5.3 Área total de intercambio 61
5.4 Costo total anual 62
5.5 Conclusiones 62
5.6 Recomendaciones para el trabajo futuro 63

BIBLIOGRAFÍA 65

LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 Transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas conduciendolo a un diseño espagueti
- Figura 2.2 Superestructura de dos etapas
- Figura 2.3 Restricciones en la división de temperaturas.
- Figura 2.4 Limitaciones de la superestructura
- Figura 2.5 Función de penalización y método de aproximación exterior.
- Figura 2.6 Superestructura de dos etapas (S_m representa la superestructura compuesta).
- Figura 2.7 Superestructura compuesta
- Figura 2.8 Distribución de temperaturas en un intercambiador de tubos en U.
- Figura 4.1 Diseño de la red del Ejemplo 1
- Figura 4.2 Diseño de la red del Ejemplo 2
- Figura 4.3 Diseño de la red del Ejemplo 3
- Figura 4.4 Diseño de la red del Ejemplo 4

LISTA DE TABLAS

- Tabla 2.1 Datos para los intercambiadores considerados
- Tabla 3.1 Comparación de las ΔP en los intercambiadores de tubo y coraza, y de plato y marco
- Tabla 4.1 Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 1
- Tabla 4.2 Propiedades físicas y caídas de presión permisible para las corrientes del Ejemplo 1
- Tabla 4.3 Solución del Ejemplo 1
- Tabla 4.4 Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 1
- Tabla 4.5 Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 2
- Tabla 4.6 Propiedades físicas y caídas de presión permisible para las corrientes del Ejemplo 2
- Tabla 4.7 Solución del Ejemplo 2
- Tabla 4.8 Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 2
- Tabla 4.9 Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 3
- Tabla 4.10 Propiedades físicas y caídas de presión permisible para las corrientes del Ejemplo 3
- Tabla 4.11 Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 3
- Tabla 4.12 Solución del Ejemplo 3
- Tabla 4.13 Solución del Ejemplo 4
- Tabla 4.14 Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 4
- Tabla 5.1 Comparación del número de unidades entre el modelo de Frausto (2002) y el modelo propuesto
- Tabla 5.2 Comparación del área total de intercambio de calor entre el modelo de Frausto (2002) y el modelo propuesto
- Tabla 5.3 Comparación del costo total anual de la red entre el modelo de Frausto (2002) y el modelo propuesto

NOMENCLATURA

ÍNDICES:

i = corriente de proceso caliente

j = corriente de proceso fría

k = índice para la etapa 1... NOK y la localización de la temperatura 1... $NOK+1$

l = tipo de intercambiador de calor

m = intercambiador de calor

CONJUNTOS:

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

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

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

$HET = \{l | l \text{ es un tipo de intercambiador}\}$

$DTI = \{m | m \text{ es un tipo de intercambiador}\}$

PARÁMETROS Y VARIABLES:

TIN = temperatura de entrada de la corriente

$TOUT$ = temperatura de salida de la corriente

F = velocidad de flujo multiplicada por la capacidad calorífica

U = coeficiente de transferencia de calor total

HU = servicio de calentamiento

CU = servicio de enfriamiento

CCU = costo por unidad del servicio de enfriamiento

CHU = costo por unidad del servicio de calentamiento

CF = costo fijo para intercambiadores

C = coeficiente del costo de área

β = exponente para el costo de área

NOK = número total de etapas

Ω = límite superior para el intercambio de calor

Γ = límite superior para la diferencia de temperatura

QCU = carga de calor total para el servicio de enfriamiento

QHU = carga de calor total para el servicio de calentamiento

dt_{ijk} = diferencia de temperatura para el acoplamiento (i,j) en la etapa k

$drcu_i$ = diferencia de temperatura para el acoplamiento de la corriente caliente i y el servicio de enfriamiento

$drcu_j$ = diferencia de temperatura para el acoplamiento de la corriente fría j y el servicio de calentamiento

q_{ijk} = calor intercambiado entre la corriente de proceso caliente i y la corriente de proceso fría j en la etapa k

$qrcu_i$ = calor intercambiado entre la corriente caliente i y el servicio de enfriamiento

$qrcu_j$ = calor intercambiado entre la corriente fría j y el servicio de calentamiento

$t_{i,k}$ = temperatura de la corriente caliente i a la salida del lado caliente de la etapa k

$t_{j,k}$ = temperatura de la corriente fría j a la salida del lado caliente de la etapa k

z_{ijk} = variable binaria para denotar la existencia del acoplamiento (i,j) en la etapa k

zcu_i = variable binaria para denotar que el servicio de enfriamiento intercambia calor con la corriente caliente i

zhu_j = variable binaria para denotar que el servicio de calentamiento intercambia calor con la corriente fría j

y_{ijkl} = variable binaria para denotar el tipo de intercambiador l en el acoplamiento ijk

ΔPS_i = caída de presión permisible para el fluido de la coraza

ΔPT_j = caída de presión permisible para el fluido del tubo

h_i = coeficiente de transferencia de calor sucio de película del fluido de la coraza

h_j = coeficiente de transferencia de calor sucio de película del fluido de los tubos

A_{ijk} = área de contacto para el intercambio $i-j$

A_{icu} = área de contacto para el intercambio $i-cu$

A_{huj} = área de contacto para el intercambio $hu-j$

A_{Ti} = área de contacto total para la corriente i

A_{Tj} = área de contacto total para la corriente j

M = flujo másico

ρ = densidad del fluido

η = eficiencia global del dispositivo de bombeo

T_{ijkl}^A = temperatura de entrada de la corriente caliente i al intercambiador tipo l

T_{ijkl}^B = temperatura de salida de la corriente caliente i del intercambiador tipo l

-
- T_{ijkl}^A = temperatura de entrada de la corriente fría j al intercambiador tipo l
 T_{ijkl}^B = temperatura de salida de la corriente fría j del intercambiador tipo l
 Q_{ijkl} = carga de calor para el intercambiador tipo l
 ΔT_{ijkl}^A = diferencia de temperatura para los intercambiadores
 ΔT_{ijkl}^B = Diferencia de temperatura para los intercambiadores
 T_l^{min} = temperatura mínima de operación del intercambiador tipo l
 T_l^{max} = temperatura máxima de operación del intercambiador tipo l
 ΔT^{min} = diferencia mínima de temperatura
 ΔT^{minFt} = diferencia mínima de temperatura (restricción para el factor de corrección Ft)
 ΔT^{UP} = diferencia máxima de temperatura
 ΔT^{LO} = diferencia mínima de temperatura permitida en el *bypass*
 $z_{m_{ijkm}}$ = variable binaria para determinar la existencia de intercambiadores
 $T_{i_{ijkm}}$ = temperatura de entrada de la corriente caliente i al intercambiador tipo m
 $T_{j_{ijkm}}$ = temperatura de entrada de la corriente fría j al intercambiador tipo m
 $Q_{m_{ijkm}}$ = carga de calor para el intercambiador tipo m
 $dt_{m_{ijkm}}$ = diferencia de temperatura para los intercambiadores
 F_{ps} = factor de corrección de la ecuación de presión del lado de la coraza
 F_{pT} = factor de corrección de la ecuación de presión del lado de los tubos
 A_{max_m} = límite superior para el rango de operación de área del intercambiador tipo m
 A_{min_m} = límite inferior para el rango de operación de área del intercambiador tipo m
-

CAPITULO 1 INTRODUCCIÓN

1.1 Síntesis de redes de intercambio de calor

Uno de los componentes más importantes en un sistema de procesamiento químico lo constituyen las redes de recuperación de energía debido a que determinan en gran parte la eficiencia de energía del proceso. Los altos costos de energía observados durante los setentas motivaron el desarrollo de procesos con uso eficiente de la energía, siendo hasta la fecha los servicios de enfriamiento y calentamiento los que ofrecen un mayor potencial de ahorro para mejorar la economía de un proceso. En la actualidad se han desarrollado técnicas para la síntesis de sistemas que aprovechan las características de las corrientes involucradas en el proceso: Las corrientes calientes y las corrientes frías intercambian calor para ahorrar el consumo de servicios. Lo anterior tiene como consecuencia que se requiera un número adicional de intercambiadores de calor pero, a la vez, el ahorro en el costo de energéticos en la mayoría de los casos compensa en exceso el costo adicional del equipo.

Las investigaciones recientes sobre las síntesis de redes de intercambio de calor han sido en gran parte realizadas utilizando técnicas de Programación Mixta Entera No Lineal (MINLP). En tal estrategia, la configuración de la red se obtiene de forma que se minimiza el costo de los intercambiadores de calor y el costo de los servicios de vapor y agua de enfriamiento. La estructura óptima se genera a partir de una superestructura en la que se representan todas las posibles alternativas de intercambio (Yee y Grossmann, 1990). En este tipo de problemas se utilizan variables binarias para representar el posible intercambio entre una determinada corriente de proceso caliente y alguna corriente de proceso fría. Por otro lado, variables como el área, temperatura, costo, etc. constituyen un conjunto de variables continuas.

Las técnicas MINLP han mostrado ser capaces de sintetizar redes económicamente muy atractivas para problemas industriales reales. Sin embargo, debido a las suposiciones realizadas por la mayoría de las estrategias existentes, no existe la garantía de que la red resultante sea totalmente consistente con lo que finalmente se requiere en términos de equipo industrial.

Aunque existen fuertes y extensas investigaciones sobre el problema de integración de calor, la mayoría de los trabajos reportados que utilizan técnicas MINLP presentan marcadas limitaciones. Por ejemplo, suponen coeficientes de película de transferencia de calor constantes, un solo tipo de intercambiador y desprecian los efectos de las caídas de presión en el intercambiador (Yee y Grossmann, 1990); sin embargo, dado que el diseño detallado de los intercambiadores se basa en las caídas de presión permisible para las corrientes, no se garantiza que los valores supuestos por las técnicas MINLP en la etapa de síntesis concuerden con los que se obtienen al realizar el diseño detallado del equipo. Esto significa que las redes generadas pudieran ya no ser consideradas como los mejores diseños (Folley y Panjeh Shahi, 1991; Jegede y Polley, 1992). Otros trabajos consideran formulaciones que involucran a los coeficientes de película de transferencia de calor como una función de la caída de presión, pero están limitados a la existencia de un solo tipo de intercambiador de calor en la red (Frausto, 2002). Finalmente hay algunos reportes que, aunque incluyen diferentes tipos de intercambiadores de calor, no consideran los efectos de las caídas de presión utilizando todavía la suposición de coeficientes de película constantes (Sorsak y Kravanja, 2001).

1.2 Objetivo

En este trabajo se desarrollará una nueva estrategia de síntesis de redes de intercambio de calor basada en técnicas MINLP. El modelo propuesto además de considerar los efectos de las caídas de presión en el diseño de la red, utiliza una superestructura en la que se incorpora la posibilidad de que la red se constituya por diferentes tipos de intercambiadores.

Para lograr el objetivo se proponen las siguientes extensiones :

- Modificar la superestructura para incluir intercambiadores de doble tubo, de platos y marco y de tubos y coraza (tubos en U), además de un *bypass*.
- Se incluyen restricciones de operación de los intercambiadores de calor como lo son los valores máximos y mínimos para las áreas de intercambio. Como se verá, se utiliza la formulación de tipo “ cascarón convexo” (*convex hull*) para incluir estas restricciones sin aumentar la no linealidad del problema.
- Se consideran restricciones adicionales para evitar una distribución infacible de temperaturas en el intercambiador de tubos y coraza.
- Debido a la existencia de diferentes tipos de intercambiadores, se incluye un factor de corrección (F_t) para la determinación de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD).
- La relación entre las caídas de presión y los coeficientes de película desarrollada para el intercambiador de tubos y coraza, ha sido adaptada a los intercambiadores de doble tubo y de plato y marco mediante la introducción de otro factor de corrección.

1.3 Organización de la Tesis

Este trabajo se compone de 5 capítulos. El primero es una introducción al tema y describe los objetivos y las principales contribuciones del modelo desarrollado. En el Capítulo 2 se hace una revisión de tres modelos MINLP para las síntesis de redes de intercambio de calor que constituyen la base de este proyecto. El Capítulo 3 presenta un modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor que considera los efectos de las caídas de presión permisible para las corrientes y la alternativa de incluir diferentes tipos de intercambiadores. El Capítulo 4 presenta varios ejemplos numéricos para mostrar el alcance del modelo propuesto. Finalmente, el Capítulo 5 presenta el análisis de resultados, las conclusiones y las recomendaciones para el trabajo futuro.

CAPITULO 2 **SÍNTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR (RIC) UTILIZANDO TÉCNICAS MINLP**

2.1 Introducción

En este capítulo se presenta una revisión de tres modelos que utilizan técnicas MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor y que constituyen el fundamento de la tesis. El primer modelo, presentado por Yee y Grossmann (1990), se basa en una superestructura por etapas en la cual se permiten diferentes secuencias de acoplamientos de corrientes; una característica importante es que consideran coeficientes de película constantes y un solo tipo de intercambiador. El segundo modelo propuesto por Frausto (2002) es una extensión al modelo original de Yee y Grossmann (1990); en éste se elimina la suposición de considerar coeficientes de película constantes al relacionarlos con las caídas de presión y el área de intercambio dentro de la etapa de optimización. El tercer caso corresponde también a una extensión al trabajo original de Yee y Grossmann (1990), presentado por Sorsak y Kravanja (2001); dicho modelo incorpora diferentes tipos de intercambiadores. Estos modelos consideran simultáneamente todos los costos en el diseño de la red. Los costos incluyen los costos fijos, los del área para los intercambiadores y el de los servicios. El esquema de solución determina la red que exhibe el costo mínimo anual para una Aproximación de Temperatura para la Recuperación de Calor (HRAT) o Aproximación Mínima de Temperatura (EMAT), el número de unidades, el número de divisiones de corriente y el área de transferencia de calor. Para el segundo modelo también se obtienen los coeficientes de

película óptimos para las corrientes, y en el tercer modelo se obtienen los tipos de intercambiadores óptimos.

2.2 Síntesis de RIC considerando coeficientes de película constantes y un solo tipo de intercambiador (Yee y Grossmann, 1990)

Para obtener un equilibrio económico apropiado entre el consumo de servicios, número de unidades y áreas de intercambiadores, Yee y Grossmann (1990) propusieron un modelo simultáneo para la síntesis MINLP de redes de intercambio de calor. El modelo está basado en una superestructura multietapas con las temperaturas como variables de optimización, donde cada corriente caliente es potencialmente combinada con cada corriente fría en cada una de las etapas. La transferencia de calor entre la corriente fría y la corriente caliente toma lugar en intercambiadores de calor con flujo a contracorriente. La topología de la red es determinada por el vector de variables binarias, cuyos valores son obtenidos durante la etapa de optimización. La superestructura propuesta es una extensión a la presentada por Grossmann y Sargent (1978), en la cual en cada etapa existen intercambios que pueden ocurrir entre algún par de corrientes calientes y algún par de corrientes frías. Sin embargo, la diferencia entre ellas es que, en la superestructura propuesta por Yee y Grossmann el número de etapas no tiene que ser igual al número de intervalos de energía puesto que las temperaturas correspondientes a cada etapa serán tratadas como variables a ser optimizadas. Esto permite tomar en cuenta la oportunidad de intercambiar calor cruzado cuando las corrientes tienen diferentes coeficientes de transferencia de película; en realidad, el número de etapas requerido por el modelo de integración de energía será generalmente mayor o igual que el número de corrientes calientes, NH , o el número de corrientes frías, NC . Esto refleja también el concepto del diseño espagueti introducido por Linnhoff *et al.* (1983), en el cual las curvas compuestas se dividen en secciones o en una serie de etapas y, en donde además, el número de etapas es igual al número de intervalos de energía (Figura 2.1). En cada sección de las curvas compuestas, las corrientes frías se acoplan con las corrientes calientes correspondientes, en orden tal que se obtiene una transferencia de calor vertical. Como resultado, el diseño espagueti usualmente requiere de un gran número de intercambiadores.

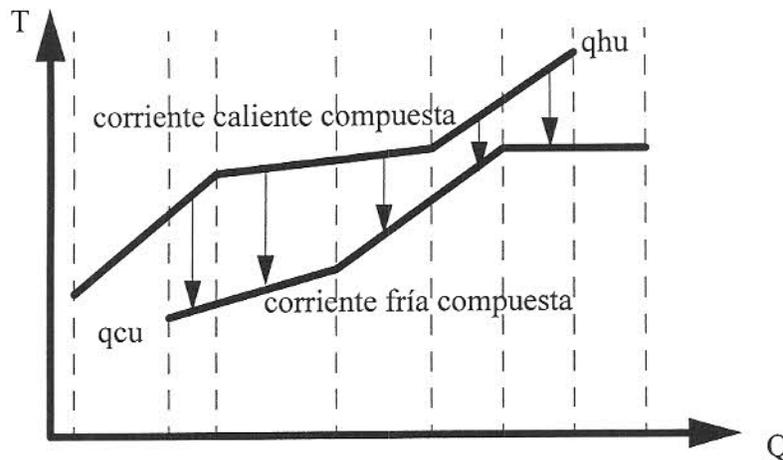


Figura 2.1 Transferencia de calor vertical entre las curvas compuestas conduciendo a un diseño escajeado.

2.2.1 Derivación de la superestructura

La superestructura para el modelo propuesto es derivada de la siguiente manera:

- 1.- Fijar el número de etapas, por lo general a un máximo de NH o NC.
- 2.- Para cada etapa, la corriente correspondiente es dividida y dirigida a un intercambiador para una combinación potencial entre una corriente caliente y una corriente fría. Las corrientes de salida de los intercambiadores son mezcladas isotérmicamente para definir la corriente de entrada a la siguiente etapa.
- 3.- Las temperaturas de salida de los intercambiadores de cada etapa son tratadas como variables.

Como ejemplo, obsérvese la Figura 2.2, en donde interactúan dos corrientes calientes y dos corrientes frías en dos etapas. Las dos etapas se representan por ocho intercambiadores, con cuatro posibles acoplamientos en cada una, mientras que las temperaturas son variables entre cada una de las etapas. Se pueden tener alternativas de configuración en paralelo y en serie, se incluye además el posible reacoplamiento de corrientes. Por simplicidad en la presentación, se considera que los servicios tienen lugar a la salida de la superestructura.

etapa. La simplificación es especialmente relevante cuando las velocidades de flujo multiplicadas por la capacidad calorífica de entrada de las corrientes son fijas. Para estos casos, la variable flujo no se requiere en el modelo, resultando esto no sólo en una disminución de la dimensionalidad del problema, sino también en la definición del espacio de factibilidad del problema por un arreglo de restricciones lineales. Debido a que solamente las no linealidades se encuentran en el cálculo del área en la función objetivo, el modelo se resuelve con relativa facilidad.

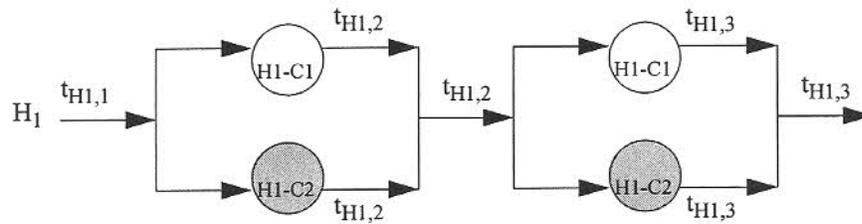


Figura 2.3 Restricciones en la división de temperaturas.

Hay ciertas alternativas en la configuración de la red que se desprecian, específicamente, la superestructura no ataca los casos en que una corriente va a pasar a través de dos o más intercambiadores en serie y en el que hay una desviación de corrientes. Estas estructuras se muestran en la Figura 2.4. En general, el caso de la desviación de corrientes es una limitación que la superestructura no considera. La configuración más importante que la superestructura desprecia es la de una corriente que se divide para pasar a través de varios intercambiadores en serie. En ejemplos pequeños, en donde no existe mucha flexibilidad en la selección de estructuras, esta limitación puede causar que la red requiera áreas grandes. Sin embargo, la limitación es poco significativa para problemas grandes debido a la gran flexibilidad que se tiene para acoplar y seleccionar una configuración óptima que iguale a aquella estructura que contenga corrientes que pasen a través de varios intercambiadores en serie.

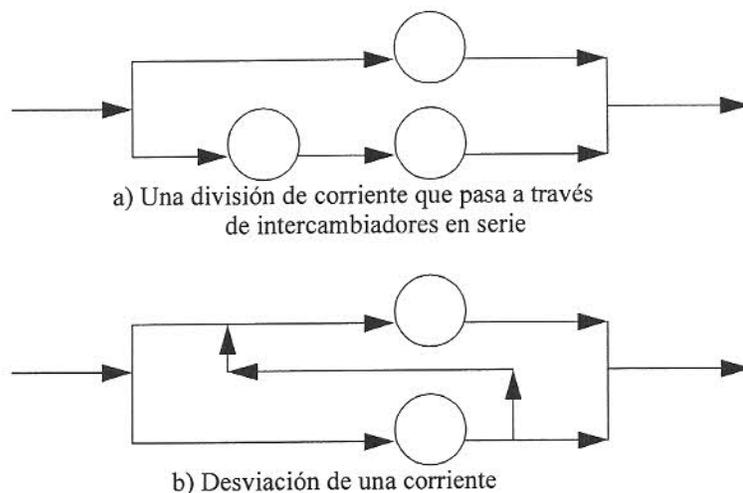


Figura 2.4 Limitaciones de la superestructura

2.2.3 Definición del problema

El problema de síntesis de RIC se establece de la siguiente manera:

Dando un arreglo de corrientes de proceso calientes *HP* por ser enfriadas y un arreglo de corrientes de proceso frías *CP* por ser calentadas, el objetivo es determinar la red de intercambio de calor que exhiba el costo anual menor. Se especifican las velocidades de flujo multiplicadas por la capacidad calorífica de las corrientes calientes y frías, así como las temperaturas de entrada y salida. Se proporcionan los servicios de calentamiento *HU*, los servicios de enfriamiento *CU* y sus correspondientes temperaturas. La solución define la red que proporciona la siguiente información:

1. El requerimiento de servicios.
2. Los acoplamientos entre las corrientes y el número de unidades.
3. Las cargas de calor y las temperaturas de operación de cada intercambiador.
4. La configuración de la red y los flujos para todas las divisiones.

5. El área de cada intercambiador.

Se pueden especificar las restricciones en los acoplamientos, en la división de corrientes y en el número de unidades.

2.2.4 Descripción del modelo

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 de calentamiento, restricciones lógicas, y cálculo de las diferencias de temperatura. El modelo MINLP obtenido se resuelve para minimizar el costo total anual, comprendiendo el costo de de servicios, el costo de las cargas fijas de los intercambiadores y el costo del área de transferencia de calor, dando como resultado la obtención de una red factible.

Balance de calor total para cada corriente

Se requiere un balance de calor total para asegurar el suficiente calentamiento o enfriamiento de cada corriente de proceso. Las restricciones especifican que los requerimientos de transferencia de calor total de cada corriente tienen que ser igual a la suma del calor que intercambia con otras corrientes de proceso en cada etapa más el intercambio con la corriente de servicio.

$$\begin{aligned} (TIN_i - TOUT_i)F_i &= \sum_{k \in STj \in CP} \sum q_{ijk} + qcu_i & i \in HP \\ (TOUT_j - TIN_j)F_j &= \sum_{k \in STi \in HP} \sum q_{ijk} + qhu_j & j \in CP \end{aligned} \quad 2.1$$

Balance de calor para cada etapa

Se requiere también un balance de energía en cada etapa de la superestructura para la determinación de las temperaturas. Para una superestructura con NOK etapas, hay $NOK+1$ valores de temperatura.

$$\begin{aligned}
 (t_{ik} - t_{i,k+1})F_i &= \sum_{j \in CP} q_{ijk} & i \in HP, k \in ST \\
 (t_{jk} - t_{j,k+1})F_j &= \sum_{i \in HP} q_{ijk} & j \in CP, k \in ST
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Asignación de las temperaturas de entrada a la superestructura

Las temperaturas de entrada de las corrientes de proceso (TIN) se asignan como temperaturas de entrada a la superestructura. Para corrientes calientes, la entrada de la superestructura corresponde la temperatura $k = 1$, mientras que para las corrientes frías su entrada corresponde a la temperatura $k = NOK+1$:

$$\begin{aligned}
 t_{i,1} &= TIN_i & i \in HP \\
 t_{j,NOK+1} &= TIN_j & j \in CP
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

Factibilidad de temperaturas

Se requieren restricciones que especifiquen un decremento monótonico de temperatura en cada etapa k . El límite para la temperatura de salida de cada corriente en la superestructura es la respectiva temperatura de salida de cada corriente. Las temperaturas de salida de cada corriente en la última etapa no necesariamente corresponde a la temperatura objetivo de las corrientes, debido a que el intercambio de servicios puede ocurrir a la salida de la superestructura:

$$\begin{aligned}
 t_{ik} &\geq t_{i,k+1} & i \in HP, k \in ST \\
 t_{jk} &\geq t_{j,k+1} & j \in CP, k \in ST \\
 TOUT_i &\leq t_{i,NOK+1} & i \in HP \\
 TOUT_j &\geq t_{j,1} & j \in CP
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Carga de servicios de enfriamiento y calentamiento

Los requerimientos de servicios de calentamiento (qhu_j) y enfriamiento (qcu_i) se determinan para cada corriente de proceso en términos de la temperatura de salida en la última etapa y del objetivo de temperatura para esa corriente. Las siguientes restricciones son para los requerimientos de carga de calor de los servicios:

$$\begin{aligned} (t_{i,NOK+1} - TOUT_i)F_i &= qcu_i & i \in HP \\ (TOUT_j - t_{j,1})F_j &= qhu_j & j \in CP \end{aligned} \quad 2.5$$

Restricciones lógicas

Las restricciones lógicas y las variables binarias son requeridas para determinar la existencia de un acoplamiento de corrientes de proceso (i,j) en la etapa k y para algún acoplamiento con la corriente de servicios. Las variables binarias 0-1 son representadas por z_{ijk} para los acoplamientos de las corrientes de proceso, zcu_i para los acoplamientos que involucran servicios de enfriamiento y zhu_j para los acoplamientos que involucran servicios de calentamiento. El valor entero de uno para alguna variable binaria designa que el acoplamiento está presente en la red óptima.

$$\begin{aligned} q_{ijk} - \Omega z_{ijk} &\leq 0 & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ qcu_i - \Omega zcu_i &\leq 0 & i \in HP \\ qhu_j - \Omega zhu_j &\leq 0 & j \in CP \\ z_{ijk}, zcu_i, zhu_j &= 0, 1 \end{aligned} \quad 2.6$$

En la Ecuación 2.6, el límite superior Ω es el más pequeño de los contenidos de calor de las dos corrientes involucradas en el acoplamiento.

Cálculo de las diferencias de temperaturas

El cálculo de las áreas requeridas en cada acoplamiento involucra la determinación de las diferencias de temperaturas. La síntesis del modelo dispone de la introducción de variables de diferencia de temperaturas dt . Para asegurar que la diferencia de temperaturas sea factible para cada intercambiador seleccionado en el procedimiento de optimización, se usan las variables binarias para activar o desactivar las siguientes restricciones de la diferencia de temperaturas:

$$\begin{aligned} dt_{ijk} &\leq t_{ik} - t_{jk} + \Gamma(1 - z_{ijk}) & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ dt_{ijk+1} &\leq t_{i,k+1} - t_{j,k+1} + \Gamma(1 - z_{ijk}) & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ dtcu_i &\leq t_{i,NOK+1} - TOUT_{cu} + \Gamma(1 - zcu_i) & i \in HP \\ dthu_j &\leq TOUT_{hu} - t_{j,1} + \Gamma(1 - zhu_j) & j \in CP \end{aligned} \quad 2.7$$

donde Γ representa un límite superior para la diferencia de temperaturas entre las corrientes de proceso.

Función objetivo

La Función Objetivo se define como el costo anual para la red. El costo anual involucra el costo de servicios, el costo de las cargas fijas para los intercambiadores y el costo de área para cada intercambiador.

$$\begin{aligned}
 \min \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} CF_{ij} z_{ijk} + \sum_{i \in HP} CF_{icu} z_{cu_i} + \sum_{j \in CP} CF_{huj} z_{hu_j} & \quad 2.8 \\
 + \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} C_{ij} \left\{ \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 + \sum_{i \in HP} C_{icu} \left\{ \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu})(TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 + \sum_{j \in CP} C_{huj} \left\{ \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{huj})(TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{huj} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 + \sum_{i \in HP} CCU q_{cu_i} + \sum_{j \in CP} CHU q_{hu_j}
 \end{aligned}$$

El requerimiento del área, sin embargo, requiere el cálculo no lineal de los siguientes términos:

$$\sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} [q_{ijk} / (U_{ij} LMTD_{ijk})] \quad 2.9$$

En general, el término de la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas (LMTD) puede presentar dificultades numéricas cuando la diferencia de temperaturas de ambos lados de los intercambiadores son iguales. Es por ello que en la mayoría de las técnicas MINLP para las síntesis de RIC se utiliza la aproximación de Chen (1987):

$$LMTD_{ijk} \approx [(dt_{ijk})(dt_{ij,k+1})((dt_{ijk} + dt_{ij,k+1})/2)]^{1/3} \quad 2.10$$

donde dt_{ijk} y $dt_{ij,k+1}$ representan la diferencia de temperaturas para el intercambio (i_j) en la etapa k .

La aproximación de Chen (1987) tiene la desventaja de que cuando dt_{ijk} o $dt_{ij,k+1}$ son iguales a cero, la LMTD se subestima levemente, sobrestimando así los requerimientos de área.

El modelo MINLP para el problema de síntesis de RIC consiste entonces en minimizar la Función Objetivo 2.8 sujeto a la satisfacción de las Ecuaciones 2.1 a 2.7. Las variables continuas (t , q , dt) son positivas y las variables discretas pueden valer 0 o 1.

2.2.5 Estrategia de síntesis

La característica más atractiva del modelo MINLP presentado en la sección anterior es que las Ecuaciones 2.1 a 2.7, las cuales definen el espacio de búsqueda de la solución, son todas lineales. Por lo tanto, no se requiere de aproximar la región factible por un esquema de linealización. Esto produce generalmente un tiempo razonable de cálculo en la búsqueda de una solución al problema MINLP. Sin embargo, las no linealidades en la función objetivo pueden producir más de una solución óptima local, producto de su naturaleza no convexa. En vista de las características del modelo MINLP, el método combinado que involucra una función de penalización y el método de aproximación exterior (Viswanathan y Grossmann, 1990) se aplica para resolver el modelo MINLP; tal algoritmo se encuentra implementado en el resolutor DICOPT++ dentro del Sistema General de Modelación Algebraica (GAMS) (Brooke *et al.*, 1988).

El esquema de solución se muestra en la Figura 2.5, en donde para incrementar la probabilidad de obtener la mejor solución se puede usar un esquema de inicialización que se compone de un procedimiento para determinar el costo mínimo de servicios (Papoulias y Grossmann, 1983) y de un análisis preliminar (Daichendt y Grossmann, 1994).

La etapa de inicio involucra la solución del NLP relajado; este modelo se obtiene al sustituir las variables binarias por variables continuas en el espacio $(0,1)$. Si la solución del NLP relajado es entera, el algoritmo termina. De otra manera, si la solución del NLP relajado no es entera, se formula un problema maestro MILP que se basa en la linealización de la solución del NLP relajado. La solución al problema maestro produce un arreglo de valores enteros para las variables binarias. El problema maestro involucra además la incorporación de variables que permiten la violación a la linealización de funciones no convexas, incorporándolas posteriormente también en una función de penalización aumentada. Se resuelve una secuencia de problemas maestros NLP y MILP para los cuales la aproximación lineal es acumulada en el problema maestro. El ciclo de iteraciones continúa hasta que no haya una mejora entre los valores de la función objetivo de dos subproblemas NLP factibles y sucesivos. Este método ha mostrado eficacia en la solución de problemas MINLP no convexos. En general, si se obtiene una solución buena en el NLP relajado original, se puede obtener la solución óptima global.

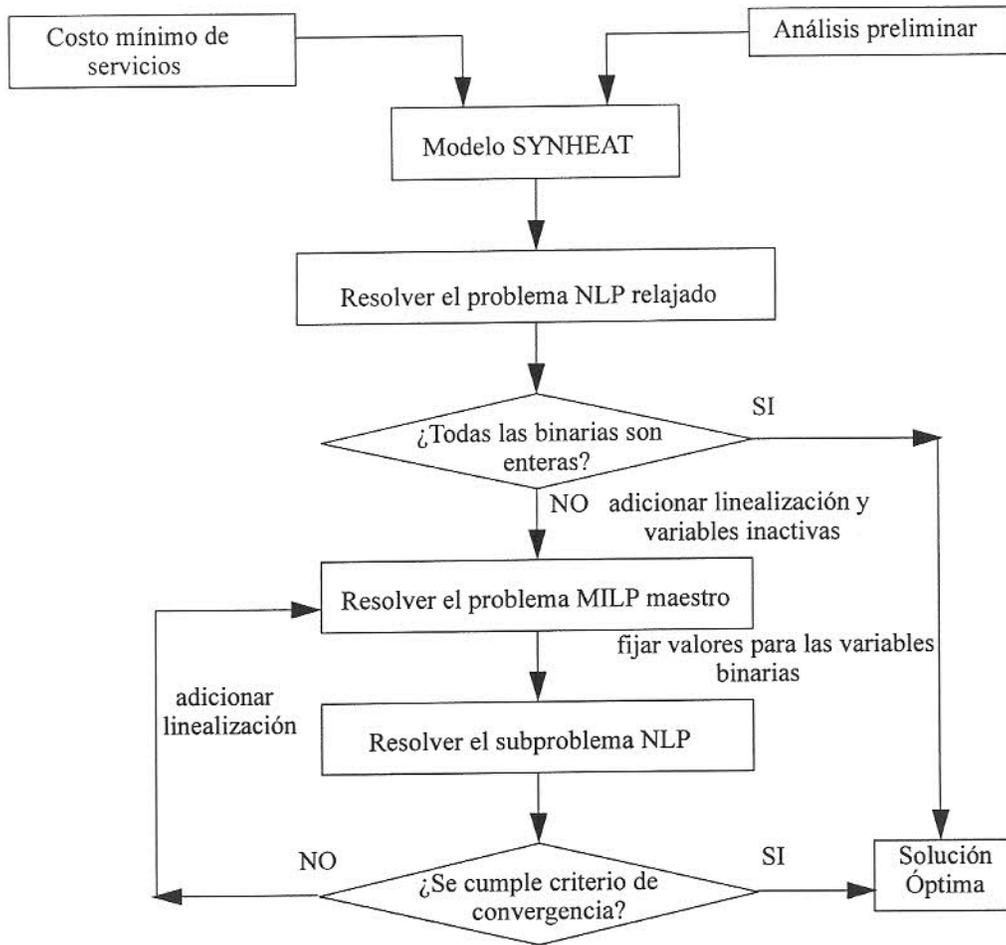


Figura 2.5 Función de penalización y método de aproximación exterior.

2.3 Síntesis de RIC considerando los efectos de las caídas de presión y los costos de potencia (Frausto, 2002)

La literatura especializada en el tema de diseño de intercambiadores de calor presenta correlaciones experimentales en las que tanto el coeficiente de transferencia de calor como la caída de presión de un fluido se relacionan a su velocidad de flujo. Esta variable común ha permitido que se desarrollen expresiones algebraicas que relacionan la caída de presión del fluido con el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador (Serna, 1999).

Para cualquier tipo de intercambiador de calor, el coeficiente de transferencia de calor de película, h , y la caída de presión de una corriente, ΔP , pueden expresarse como funciones de la velocidad, v , y la longitud efectiva de transferencia de calor, L_{ta} , de acuerdo a las siguientes relaciones generales

$$h = K_{TC}v^m \quad 2.11$$

$$\Delta P = K_{CP}L_{ta}v^n \quad 2.12$$

Así, es también posible eliminar la velocidad entre ellas para obtener una ecuación simple y general que represente la relación de la caída de presión de la corriente, área externa del intercambiador y el coeficiente de transferencia de calor de la corriente:

$$\Delta P = KA h^p \quad 2.13$$

Las Ecuaciones 2.12 y 2.13 proporcionan una guía general para obtener las relaciones de las caídas de presión para ambos fluidos en un intercambiador de calor. El problema de la Ecuación 2.13 es que depende de la forma geométrica del lado del intercambiado: por el cual circulan los fluidos. Esto hace necesario que se analice por separado al fluido que fluye por los tubos de aquel que fluye por la coraza del intercambiador.

2.3.1 Relaciones de caídas de presión para fluidos del lado de los tubos y del lado de la coraza

Para el caso de flujo turbulento de fluidos dentro de tubos lisos de intercambiadores de calor de tubos y coraza, diversos autores (Chicheli y Brinn, 1956; Polley *et al.*, 1990; Peters y Timmerhaus, 1991; Jegede y Polley, 1992; Serna, 1999) han usado la siguiente expresión:

$$\Delta P_T = K_{PT} A (h_T)^{3.5} \quad 2.14$$

y para el flujo turbulento de fluidos que fluyen por el lado de la coraza se puede obtener una expresión similar (Polley y *et al.*, 1990; Jegede y Polley, 1992; Serna, 1999)

$$\Delta P_S = K_{PS} A (h_S)^{5.109} \quad 2.15$$

donde A es el área de transferencia de calor del intercambiador, ΔP_T es la caída de presión total del fluido de lado de los tubos, ΔP_S es la caída de presión total del fluido de lado de la coraza, h_T es el coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido del tubo y h_S es el coeficiente de transferencia de calor limpio del fluido de la coraza. Los parámetros K_{PT} y K_{PS} depende de las propiedades físicas de los fluidos y de algunos datos geométricos del intercambiador:

$$K_{PT} = \frac{\phi_t^{45} D_{ti}^{1/2} \mu_t^{11/6}}{0.023^{25} g_c M_t \rho_t k_t^{7/3} C_{p_t}^{7/6}} \left(\frac{D_{ti}}{D_t} \right) \quad 2.16$$

$$K_{PS} = \left(\frac{67062 \phi_s^{6.109} C_{AT}}{g_c} \right) \left(\frac{L_{tp} - D_t}{D_t} \right) \left(\frac{L_{tp} D_e^{1.109} \mu_s^{1.297}}{M_s \rho_s k_s^{3.406} C_{p_s}^{1.703}} \right) \quad 2.17$$

Las Ecuaciones 2.14 y 2.15 son útiles para el flujo estacionario de fluidos newtonianos incompresibles y sin cambio de fase.

2.3.2 Definición del problema

Dado un arreglo de corrientes de proceso calientes *HP* por ser enfriadas y un arreglo de corrientes de proceso frías *CP* por ser calentadas, el objetivo es determinar la red de intercambio de calor que exhiba el menor costo anual. En este caso, se especifican las velocidades de flujo de la capacidad calorífica de las corrientes calientes y de las corrientes frías, las temperaturas de entrada y salida, la caída de presión permisible (CPP) para cada corriente, así como los parámetros de diseño del intercambiador y las propiedades físicas de las corrientes en cuestión. Se incluyen también los servicios de calentamiento *HU* y de enfriamiento *CU* y sus correspondientes temperaturas de entrada y salida. Además, se debe de especificar el lado por el cual fluyen las corrientes: tubos o coraza. La solución que define la red proporcionará lo siguiente:

1. El requerimiento de servicios.
2. El acoplamiento de corrientes y el número de unidades.
3. Las cargas de calor y las temperaturas de operación en cada intercambiador.
4. La configuración de la red y los flujos para todos los ramales.
5. El área de cada intercambiador.
6. La caída de presión para el lado del tubo y para el lado de la coraza.
7. Los coeficientes de transferencia de calor de película óptimos.
8. Costo de la red, que incluye el costo de los servicios de calentamiento y de enfriamiento, el costo de inversión de los intercambiadores y el costo de potencia.

Se pueden especificar restricciones en los acoplamientos, en la división de corrientes y en el número de unidades.

2.3.3 Descripción del modelo

Esta sección presenta solamente las ecuaciones que han sido agregadas al modelo MINLP presentado por Yee y Grossmann (1990) y descrito en la sección 2.2. Se considera que las corrientes calientes fluyen por la coraza y las corrientes frías por los tubos. En general, el modelo involucra balances de calor total para cada corriente, asignación de temperaturas conocidas a las etapas, cálculo de las cargas de servicio de enfriamiento y calentamiento, restricciones lógicas, cálculo de las aproximaciones de temperatura, áreas de contacto de los acoplamientos, área de contacto total, determinación de los coeficientes de transferencia de calor de película y de la distribución de las caídas de presión. El modelo se resuelve para minimizar el costo total anual comprendiendo el costo de servicios, las cargas fijas para cada intercambiador, el costo del área de transferencia de calor y los costos de potencia.

Área de contacto para los acoplamientos ij , icu y huj

Las áreas de contacto para los acoplamientos entre las corrientes frías y las corrientes calientes, y para los acoplamientos entre las corrientes y los servicios de calentamiento y de enfriamiento vienen dadas por:

$$\begin{aligned}
 A_{ijk} &= \left[\frac{q_{ijk}}{\left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 A_{icu} &= \left[\frac{q_{cu_i}}{\left[(dt_{icu})(TOU T_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOU T_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right) & i \in HP \\
 A_{huj} &= \left[\frac{q_{hu_j}}{\left[(dt_{huj})(TIN_{hu} - TOU T_j) \left(\frac{dt_{huj} + TIN_{hu} - TOU T_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right) & j \in CP
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

Área de contacto total para las corrientes calientes y las corrientes frías

Debido a que las relaciones para las caídas de presión están dadas en términos de las áreas de contacto, es necesario determinar el área de contacto total para las corrientes frías y las corrientes calientes.

$$A_{Ti} = \sum_k \sum_j A_{ijk} + A_{icu} \quad i \in HP \quad 2.19$$

$$A_{Tj} = \sum_k \sum_i A_{ijk} + A_{hu} \quad j \in CP \quad 2.20$$

Cálculo de caídas de presión total

Para la corriente caliente i , que fluye por la coraza y la corriente fría j que fluye por los tubos, las relaciones de caída de presión respectivamente se puede escribir como:

$$\Delta PS_i = K_{pi} A_{Ti} \left(\frac{1}{h_i} - R_{di} \right)^{-5.109} \quad i \in HP \quad 2.21$$

$$\Delta PT_j = K_{pj} A_{Tj} \left(\frac{D_{ti}}{D_o h_j} - R_{dj} \right)^{-3.5} \quad j \in CP$$

Estas ecuaciones relacionan el coeficiente de transferencia de calor de película a la caída de presión de cada corriente. Además, los valores de las caídas de presión deben ser mejores o iguales a las permitidas para cada corriente.

$$\begin{aligned} \Delta PS_i &\leq \Delta P_{pi} & i \in HP \\ \Delta PT_j &\leq \Delta P_{pj} & j \in CP \end{aligned} \quad 2.22$$

Los coeficientes de transferencia de calor de película usados (h_T o h_S) en las Ecuaciones 2.14 y 2.15, no consideran el fenómeno de ensuciamiento, mientras que las Ecuaciones 2.21 usan los coeficientes de película sucios (h_i o h_j). Esta diferencia debe ser tomada en cuenta al realizar la síntesis con el objeto de obtener los resultados correctos. Para las corrientes calientes i , ambos coeficientes se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$h_S = \frac{1}{\left[\frac{1}{(f_i h_i)} - R_{di} \right]} \quad 2.23$$

donde R_{di} es el factor de ensuciamiento especificado para la corriente i . El factor adimensional f_i es igual a 1.0 cuando la corriente fluye a través del lado de la coraza.

Para las corrientes frías j la expresión se escribe como:

$$h_T = \frac{1}{\left[\frac{D_{ti}}{(D_o h_j)} - R_{dj} \right]} \quad 2.24$$

donde D_o es el diámetro externo de los tubos y D_{ti} es el diámetro interno.

Caídas de presión en las etapas

La caída de presión para cada corriente en cada etapa de la superestructura es determinada usando la aproximación propuesta por Shenoy (1995). Para el caso en que una corriente dada pase a través de más de una unidad, su caída de presión es distribuida linealmente de acuerdo al área estimada en la síntesis. Esta suposición se basa en la forma de las relaciones de caídas de presión, las cuales muestran cómo la caída de presión real de una corriente es directamente proporcional al área real de un intercambiador, o dos o más intercambiadores conectados en serie o paralelo que satisfacen una carga térmica común.

$$\Delta P_{ik} = \frac{\sum A_{ijk}}{A_{Ti}} \Delta P S_i \quad i \in HP, k \in ST \quad 2.25$$

$$\Delta P_{jk} = \frac{\sum A_{ijk}}{A_{Tj}} \Delta P T_j \quad j \in CP, k \in ST$$

Costos de potencia

La potencia que se requiere para poner en circulación el fluido a través de los tubos en un intercambiador de tubos y coraza es $Q_T \cdot \Delta P T$, donde Q_T es el flujo volumétrico y $\Delta P T$ es la

caída de presión de la corriente. Análogamente, $Q_S \cdot \Delta PS$ es la potencia requerida por el fluido que circula a través de la coraza. Para abordar adecuadamente la consideración del consumo de potencia en su modelo matemático presentado, Serna (1999) usó las fórmulas compactas que relacionan el área de los intercambiadores, los coeficientes de transferencia de calor y las caídas de presión de las corrientes (Ecuación 2.21) en un intercambiador de tubo y coraza. Considerando estas relaciones, la expresión que resulta para determinar los costos de potencia para la corriente caliente i en este trabajo, está dada por:

$$C_{POT,i} = H_Y C_{P,i} Q_i K_i A_{ci} \left(\frac{1}{f_i h_i} - R_{di} \right)^{-5.109} \quad i \in HP \quad 2.26$$

donde $C_{P,i}$ es el costo unitario de la potencia consumida por la corriente i y H_Y es el número de horas que opera el sistema en un año.

Para la corriente fría j la expresión resultante es:

$$C_{POT,j} = H_Y C_{P,j} Q_j K_j A_{cj} \left(\frac{D_{ii}}{D_i h_j} - R_{dj} \right)^{-3.5} \quad j \in CP \quad 2.27$$

donde $C_{P,j}$ es el costo unitario de la potencia consumida por la corriente fría j .

Función objetivo

La función objetivo consiste en minimizar el costo total anual de la red, y contiene los mismos términos de costos presentados en el modelo de Yee y Grossmann (1990), más dos términos que consideran los costos de potencia. La función objetivo se presenta a continuación:

$$\begin{aligned}
 & \min \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} K_f C F_{ij} z_{ijk} + \sum_{i \in HP} K_f C F_{icu} z_{icu} + \sum_{j \in CP} K_f C F_{huj} z_{huj} \\
 & + \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} K_f C_{ij} \left\{ \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 & + \sum_{i \in HP} K_f C_{icu} \left\{ \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu})(TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 & + \sum_{j \in CP} K_f C_{huj} \left\{ \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{huj})(TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{huj} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\}^\beta \\
 & + HY \sum_{i \in HP} CCU q_{cu_i} + HY \sum_{j \in CP} CHU q_{hu_j} \\
 & + \sum_{i \in HP} \left\{ \frac{HY C_{P,i} \left(\frac{M_{S,i}}{\rho_{S,i}} \right) K_{PS,i}}{\eta \left(\frac{1}{h_i} - R_{d,i} \right)^{5109}} \left[\sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right. \right. \\
 & \left. \left. \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu})(TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \right\} \\
 & + \sum_{j \in CP} \left\{ \frac{HY C_{P,j} \left(\frac{M_{T,j}}{\rho_{T,j}} \right) K_{PT,j}}{\eta \left(\frac{D_{i,j}}{D_{T,j}} - R_{d,j} \right)^{35}} \left[\sum_{i \in HP} \sum_{k \in ST} \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right. \right. \\
 & \left. \left. \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{huj})(TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{huj} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \right\}
 \end{aligned}$$

donde K_f es el factor de carga fija que anualiza la inversión.

La solución de este problema de optimización permite cuantificar las interacciones entre el consumo de potencia, el costo de capital y el costo de energía de redes de intercambio de calor; lo anterior con el propósito de proporcionar el procesamiento térmico de las corrientes de proceso de la mejor manera posible desde un punto de vista económico.

2.3.4 Estrategia de síntesis

El modelo presentado en esta sección está constituido por el espacio factible definido por las Ecuaciones 2.1 a 2.7, 2.18 a 2.21, 2.25 y la Función Objetivo 2.28. Sin embargo, se observa que las no linealidades introducidas por las Ecuaciones 2.21 y la función objetivo 2.28 pueden producir más de una solución óptima local producto de su naturaleza no convexa. Al igual que en el caso de la estrategia anterior, el modelo resultante se resuelve usando el método combinado que involucra una función de penalización y el método de aproximación exterior (Viswanathan y Grossmann, 1990). El algoritmo fue descrito en la sección 2.2.5.

2.4 Síntesis de RIC considerando diferentes tipos de intercambiadores (Sorsak y Kravanja, 2001)

Esta sección presenta un modelo desarrollado por Sorsak y Kravanja (2001) en el cual se incorpora la alternativa de que la red se constituya por diferentes tipos de intercambiadores. El trabajo es una extensión al modelo presentado por Yee y Grossmann (1990). La superestructura presentada en la sección 2.2.2 es ahora reemplazada por una nueva superestructura (Figura 2.6).

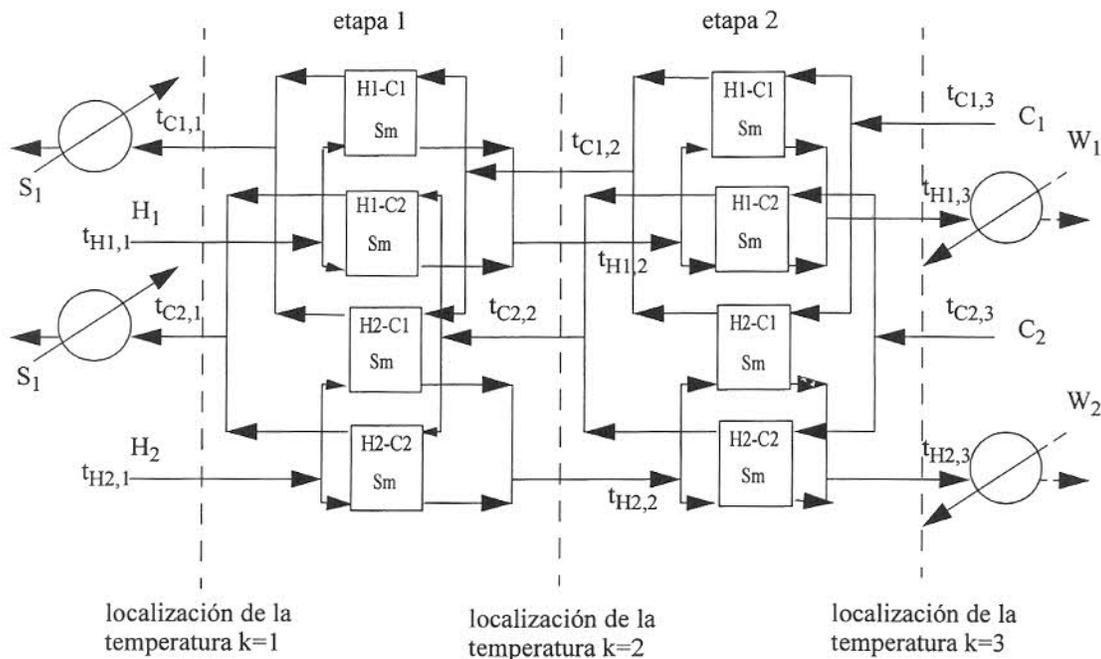


Figura 2.6 Superestructura de dos etapas (Sm representa la superestructura compuesta)

En la superestructura propuesta, cada intercambiador a contracorriente entre una corriente caliente i y una corriente fría j , es reemplazado por una superestructura compuesta (Sm) que comprende los siguientes tipos de intercambiadores (Figura 2.7) :

- Intercambiador de doble tubo ($l = 1$)
- Intercambiador de plato y marco ($l = 2$)
- Intercambiador de tubos y coraza (tubos en U) ($l = 3$)
- Un *bypass*, cuando no hay transferencia de calor entre las corrientes ($l = 4$)

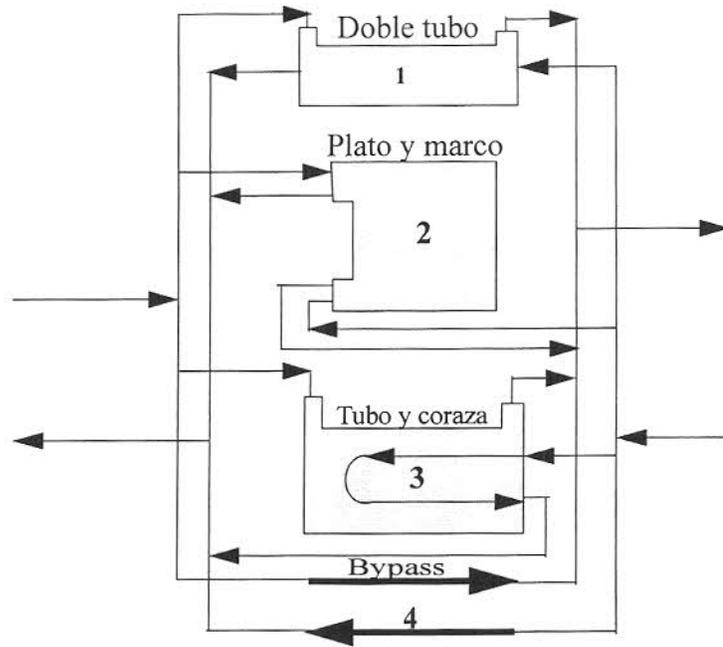


Figura 2.7 Superestructura compuesta

El uso de diferentes tipos de intercambiadores involucra el manejo de diferentes rangos de temperatura, presión y área (Hewitt *et al.*, 1994). En la Tabla 2.1 se muestran los valores recomendados para cada uno de los intercambiadores.

Tabla 2.1: Datos para los intercambiadores considerados

Tipo	Pmax (MPa)	Rango de T (°C)	Rango de A (m ²)	Cf (\$/año)	Cv (\$/m ² año)
Doble tubo	30.7	-100 a 600	0.25 a 200	1937	201
Plato y marco	1.6	-25 a 250	1 a 1200	17034	61
Tubo y coraza	30.7	-200 a 600	10 a 1000	21615	93

Para preservar la linealidad en las restricciones, los coeficientes de costos son linearizados a partir de relaciones de tipo Guthrie (Guthrie, 1969). El costo del intercambiador de plato y marco ha sido especificado con un 70 % (Walker, 1990) del costo del intercambiador de tubo

y coraza; el costo del intercambiador de doble tubo ha sido especificado dentro de un rango de área de 200 m^2 , mientras que el costo del intercambiador de tubo y coraza ha sido especificado entre un rango de 200 a 1000 m^2 . Si el área es mayor a 200 m^2 entonces un intercambiador de tubo y coraza es preferido sobre uno de doble tubo.

2.4.1 Definición del problema

Dando un arreglo de corrientes de proceso calientes *HP* por ser enfriadas y un arreglo de corrientes de proceso frías *CP* por ser calentadas, el objetivo es determinar la red de intercambio de calor que exhiba el costo anual menor. Se especifican las velocidades de flujo multiplicadas por la capacidad calorífica de las corrientes calientes y frías, así como las temperaturas de entrada y salida. Se proporcionan los servicios de calentamiento *HU* y de enfriamiento *CU* y sus correspondientes temperaturas. La solución define la red que proporciona la siguiente información:

1. El requerimiento de servicios.
2. El acoplamiento de corrientes y el número de unidades.
3. Las cargas de calor y las temperaturas de operación en cada intercambiador.
4. La configuración de la red y los flujos para todos los ramales.
5. El área de cada intercambiador.
6. El tipo de intercambiador seleccionado.

2.4.2 Descripción del modelo

Además de las restricciones comprendidas en el modelo de Yee y Grossmann, el modelo de Sorsak y Kravanja incluye relaciones basadas en límites de operación y requerimientos de área para modelar la selección del tipo de intercambiador.

Distribución factible de temperaturas

El modelo original (Yee y Grossmann, 1990) contiene restricciones para una distribución factible de temperaturas unicamente para intercambiadores a contracorriente. Debido a que el modelo extendido comprende diferentes tipos de intercambiadores, la distribución de temperaturas obtenida para intercambiadores a contracorriente puede llegar a ser infactible si el intercambiador de tubo y coraza de tubos en U llega a ser seleccionado. Este intercambiador involucra una combinación de flujos a contracorriente y en paralelo. El problema puede observarse en la Figura 2.8, cuando $T_{co} > T_{ho}$ la distribución de temperaturas llega a ser infactible.

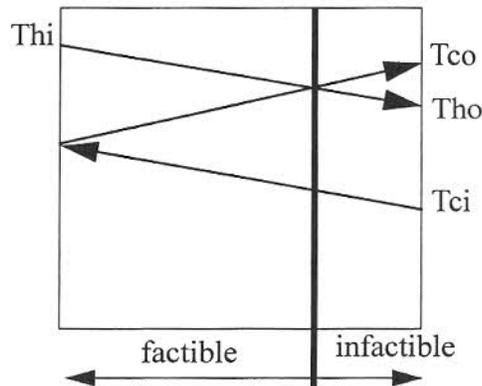


Figura 2.8 Distribución de temperaturas en un intercambiador de tubos en U.

Para evitar este problema Sorsak y Kravanja proponen la siguiente restricción para el intercambiador de tubos y coraza con tubos en U:

$$t_{ik+1} - t_{jk} + \Delta T^{LPP} (1 - y_{ijk3}) \geq \Delta T^{min} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 2.28$$

Así, si el intercambiador de tubos en U ($l = 3$) es seleccionado se activará la restricción y la diferencia de temperaturas entre las corrientes a la salida del intercambiador será siempre mayor o igual que un valor mínimo, garantizando que la temperatura de la corriente caliente será siempre mayor que la temperatura de la corriente fría en ese punto.

Corrección de LMTD para el intercambiador de tubo y coraza

Debido a que el flujo en el intercambiador de tubo y coraza es una combinación de flujo en paralelo y a contracorriente, la LMTD debe también ser corregida; se utiliza para ello un factor de corrección denominado Ft. El factor puede ser obtenido de la ecuación de Underwood (Hewitt *et al.*, 1994):

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln((1 - S)/(1 - RS))}{(R^2 - 1) \ln((2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})) / (2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})))} \quad 2.29$$

$$R = \frac{T_{ijkl}^A - T_{ijk+1l}^B}{T_{ijkl}^A - T_{ijk+1l}^B}$$

$$S = \frac{T_{ijkl}^A - T_{ijk+1l}^B}{T_{ijkl}^A - T_{ijk+1l}^B}$$

R representa la razón de temperatura y S define la eficiencia térmica del intercambiador. Para obtener los valores de temperatura requeridos para el cálculo de R y S, se han adicionado las siguientes restricciones (Ver Ecuaciones 2.31 y 2.32):

$$\begin{aligned} t_{jk} - t_{jk+1} + \Delta T^{UP} (1 - y_{ijk3}) &\geq \Delta T^{minFt} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ t_{ik} - t_{ik+1} + \Delta T^{UP} (1 - y_{ijk3}) &\geq \Delta T^{minFt} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ t_{ik} - t_{jk+1} + \Delta T^{UP} (1 - y_{ijk3}) &\geq \Delta T^{minFt} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad 2.30$$

Selección del tipo de intercambiador

La selección del tipo de intercambiador depende de las temperaturas de operación y presión de las corrientes involucradas. Como las presiones de las corrientes son fijas, éstas pueden utilizarse para hacer un procedimiento de exclusión antes de la optimización. Sin embargo, todas las temperaturas dentro de las etapas son variables de optimización y esto afecta la selección del tipo de intercambiador. Los rangos de temperatura de los intercambiadores

involucrados han sido modelados por la formulación de cascarón convexo (*convex-hull*). Las siguientes restricciones han sido especificadas para las corrientes calientes:

$$\begin{aligned}
 t_{ik} &= \sum_l T_{ijkl}^A & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 t_{ik+1} &= \sum_l T_{ijk+1l}^B & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 T_{ijkl}^A &\leq T_l^{\max} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijk+1l}^B &\leq T_l^{\max} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijkl}^A &\geq T_l^{\min} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijk+1l}^B &\geq T_l^{\min} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Similarmenete, las restricciones especificadas para las corrientes frías son:

$$\begin{aligned}
 t_{jk} &= \sum_l T_{ijkl}^A & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 t_{ik+1} &= \sum_l T_{ijk+1l}^B & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 T_{ijkl}^A &\leq T_l^{\max} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijk+1l}^B &\leq T_l^{\max} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijkl}^A &\geq T_l^{\min} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 T_{ijk+1l}^B &\geq T_l^{\min} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

Las restricciones para las cargas de calor han sido definidas como:

$$\begin{aligned}
 q_{ijk} &= \sum_l Q_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 Q_{ijkl} &\leq Q_l^{UP} y_{ijkl} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

mientras que para las diferencias de temperatura:

$$\begin{aligned}
 dt_{ijk} &= \sum_l \Delta T_{ijkl}^A & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 dt_{ijk+1} &= \sum_l \Delta T_{ijk+1l}^B & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 \Delta T_{ijkl}^A &\leq \Delta T_{ijkl}^{UP} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET \\
 \Delta T_{ijk+1l}^B &\leq \Delta T_{ijk+1l}^{UP} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, l \in HET
 \end{aligned}
 \tag{2.34}$$

Si en algún caso se selecciona un *bypass* (no intercambiador), entonces las diferencias de temperatura entre corrientes pueden ser negativas dado que no hay restricción en este sentido:

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{ijk4}^A &\geq \Delta T_{ijk4}^{LO} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 \Delta T_{ijk+1,4}^A &\geq \Delta T_{ijk+1,4}^{LO} & i \in HP, j \in CP, k \in ST
 \end{aligned}
 \tag{2.35}$$

donde ΔT^{LO} tiene un valor negativo.

Finalmente solo un intercambiador de calor (o *bypass*) en la superestructura puede ser seleccionado:

$$\sum_l y_{ijkl} = 1 \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST
 \tag{2.36}$$

Función objetivo

La función objetivo del modelo extendido define el costo anual de la red y comprende el costo de los servicios de calentamiento y de enfriamiento, la inversión anualizada para los enfriadores, los calentadores y los diferentes tipos de intercambiadores. La función contiene los mismos terminos que la función objetivo original (Yee y Grossmann, 1990) con la diferencia de que ahora los cálculos de área para los intercambiadores es hecha en base a las nuevas variables. Se presenta a continuación:

$$\begin{aligned}
 & \min \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} \sum_{l \in HET} CF_{y_{ijkl}} + \sum_{i \in HP} CF_{icu} z_{cu_i} + \sum_{j \in CP} CF_{hu_j} z_{hu_j} & 2.37 \\
 & + \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} \sum_{l \in HET} C \left\{ \frac{Q_{ijkl} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(\Delta T_{ijkl}^A) (\Delta T_{ijk+1l}^B) \left(\frac{\Delta T_{ijkl}^A + \Delta T_{ijk+1l}^B}{2} \right) \right]^{1/3}} Ft_{ijkl} \right\} \\
 & + \sum_{i \in HP} C_{icu} \left\{ \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu}) (TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\} \\
 & + \sum_{j \in CP} C_{hu_j} \left\{ \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{hu_j}) (TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{hu_j} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\} \\
 & + \sum_{i \in HP} CCU q_{cu_i} + \sum_{j \in CP} CHU q_{hu_j}
 \end{aligned}$$

2.4.3 Estrategia de síntesis

Debido a la selección simultánea de diferentes tipos de intercambiadores de calor con la síntesis de la RIC, el tamaño y la combinatoriedad del problema MINLP se incrementa drásticamente. En el trabajo de Sorsak y Kravanja (2001) la solución al problema viene dada por el algoritmo OA/ER en forma modificada. En general, el algoritmo OA/ER consiste en la solución de una secuencia de subproblemas NLP para una topología fija y un Problema Master (PM). Cuando la modelación disyuntiva generalizada es aplicada, los subproblemas NLP son resueltos solamente para las disyuntivas seleccionadas, cuyos valores correspondientes a las variables binarias son fijados a uno. Consecuentemente, sólo las linealizaciones correspondientes pueden ser derivadas, lo que lleva a una definición incompleta del PM. Lo anterior, puede incrementar marcadamente el número de iteraciones OA/ER, particularmente cuando se resuelven problemas MINLP de gran escala.

CAPITULO 3 **SÍNTESIS MINLP DE RIC CONSIDERANDO EFECTOS DE CAÍDAS DE PRESIÓN Y DIFERENTES TIPOS DE INTERCAMBIADORES**

3.1 Introducción

Este capítulo describe un nuevo modelo para la síntesis de RIC utilizando técnicas MINLP. El modelo, además de considerar los efectos de las caídas de presión de las corrientes para eliminar la suposición de coeficientes de transferencia de calor de película constantes, considera la alternativa de constituir la red por diferentes tipos de intercambiadores. El modelo es una extensión al trabajo de Frausto (2002) y está basado en la formulación presentada por Sorsak y Kravanja (2001), en la cual la selección de cada tipo de intercambiador está restringida mediante limitaciones de operación y requerimientos de área. Se utiliza la misma superestructura compuesta (S_m) propuesta por tales autores en la que se incluyen tres tipos de intercambiadores de calor: intercambiador de doble tubo, de platos y marco y de tubos y coraza. Los coeficientes de costo y las características de los intercambiadores usados en este trabajo son tomados de la Tabla 2.1. La estrategia de síntesis utilizada es la estrategia de solución propuesta por Daichendt y Grossmann (1994).

3.2 Definición del modelo

El problema de síntesis de RIC se establece como sigue:

Dado un arreglo de corrientes de proceso calientes *HP* por ser enfriadas y un arreglo de corrientes de proceso frías *CP* por ser calentadas, el objetivo es entonces determinar la red de intercambio de calor óptima que exhiba el menor costo anual. Se especifican las velocidades de flujo de la capacidad calorífica de las corrientes calientes y de las corrientes frías, las temperaturas de entrada y salida, la caída de presión permisible y las propiedades físicas para cada corriente, así como las características de cada intercambiador. Se incluyen también los servicios de calentamiento *HU* y de enfriamiento *CU* y las correspondientes temperaturas de entrada y salida. Además, se debe de especificar el lado del intercambiador por el cual fluyen las corrientes. La solución que define la red proporcionará lo siguiente:

1. El requerimiento de servicios.
2. El acoplamiento de corrientes y el número de unidades.
3. Las cargas de calor y las temperaturas de operación en cada intercambiador.
4. La configuración de la red y los flujos para todos los ramales.
5. El área de cada intercambiador.
6. La caída de presión para ambos fluidos.
7. Los coeficientes de transferencia de calor de película óptimos.
8. Los tipos de intercambiadores seleccionados.

Es posible establecer restricciones sobre el tipo de intercambiador como un procedimiento preliminar; por ejemplo, no usar intercambiador de platos y marco cuando se manejan fluidos tóxicos debido al problema de derrame.

3.3 Descripción del modelo

El trabajo presentado en esta sección retoma la formulación presentada por Sorsak y Kravanja (2001) para modelar la selección del tipo de intercambiador y la aplica al modelo presentado por Frausto (2001). De esta forma se obtiene un modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambiadores de calor que considera coeficientes de transferencia de calor y diferentes tipos de intercambiadores como variables de optimización. El modelo se basa en la superestructura compuesta (Figura 2.7) que comprende tres tipos de intercambiadores de calor y un *bypass* (cuando no existe carga térmica y ningún intercambiador es seleccionado):

1. Intercambiador de doble tubo ($m = 1$).
2. Intercambiador de platos y marco ($m = 2$).
3. Intercambiador de tubos y coraza con arreglo en U ($m = 3$)
4. *Bypass* ($m = 4$).

Para el caso 3, intercambiador de tubos y coraza, el factor F_t para la corrección de la diferencia de temperaturas LMTD, está definido mediante la Ecuación 2.27 y es considerado por el modelo en el cálculo del área de contacto para los acoplamientos entre las corrientes y en la función objetivo. Los coeficientes de costo y las características de cada uno de los intercambiadores están basados en los resultados obtenidos por Sorsak y Kravanja (2001) y reportados en la Tabla 2.1.

A continuación se describirá únicamente la formulación desarrollada e integrada al modelo MINLP propuesto por Frausto (2002), la formulación restante es exactamente la misma que se considera en el modelo desarrollado por dicho autor.

Distribución factible de temperaturas

La combinación de flujo paralelo y flujo a contracorriente en el intercambiador de tubos y coraza, puede ocasionar que la distribución de temperaturas pueda ser infactible cuando la temperatura de salida de la corriente fría llega a ser mayor que la temperatura de salida de la corriente caliente (Figura 2.8). Para evitar este problema se ha establecido la siguiente relación propuesta por Sorsak y Kravanja:

$$t_{ik+1} - t_{jk} + \Delta T^{UP} (1 - z_{m_{ijk3}}) \geq \Delta T^{min} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.1$$

Desagregación de las variables binarias

Con la consideración de diferentes tipos de intercambiadores de calor es necesario distribuir la variable binaria original de cada posible acoplamiento entre los diferentes tipos de intercambiadores. Para lograrlo, se realiza una desagregación de las variables binarias z_{ijk} (Biegler *et al.*, 1999). La restricción que resulta es :

$$z_{ijk} = \sum_{m=1}^3 z_{m_{ijk}} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.2$$

donde m identifica al tipo de intercambiador. Nótese que la sumatoria es hecha sobre las tres primeras alternativas, puesto que la variable original del modelo de Yee y Grossmann, z_{ijk} , fue definida únicamente para representar la existencia de intercambiadores de calor, excluyendo la posibilidad del *bypass*.

Distribución de variables continuas

La asignación de temperaturas, carga de calor y diferencias de temperatura para los tres intercambiadores se deriva de las variables correspondientes del modelo original, especificándolas mediante el uso de la formulación de cascarón convexo. Para el caso de las temperaturas se definen las siguientes restricciones:

Para las corrientes calientes i :

$$\begin{aligned}
 t_{ik} &= \sum_m T_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 T_{ijkm} &\leq T_m^{max} z_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI \\
 T_{ijkm} &\geq T_m^{min} z_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

Para las corrientes frías j :

$$\begin{aligned}
 t_{jk} &= \sum_m T_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 T_{ijkm} &\leq T_m^{max} z_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI \\
 T_{ijkm} &\geq T_m^{min} z_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

Las Ecuaciones 3.3 y 3.4 permiten asignar las variables de temperatura a cada tipo de intercambiador en la superestructura compuesta y garantizan que los valores de dichas variables se encuentran dentro del rango de operación de temperatura para el tipo de intercambiador seleccionado.

Similarmente, las cargas de calor deben ser asignadas a cada tipo de intercambiador de la superestructura compuesta y deben estar dentro de la carga máxima permitida para el intercambio. Las expresiones necesarias se muestran a continuación:

$$\begin{aligned}
 q_{ijk} &= \sum_{m=1}^3 Q_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\
 Q_{ijkm} &\leq Q^{UP} z_{ijkm} & i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

Se requiere también que las diferencias de temperatura sean extendidas a los diferentes tipos de intercambiadores y al *bypass* en la superestructura compuesta y que sus valores se encuentren dentro del límite de operación permitido. Las siguientes relaciones fueron desarrolladas:

$$dt_{ijk} = \sum_{tic} dtm_{ijkm} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.6$$

$$dtm_{ijkm} \leq \Delta T^{UP} z_{m_{ijkm}} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST, m \in DTI$$

La segunda expresión de la Ecuación 3.6 permite seleccionar la diferencia de temperaturas correcta para el tipo de intercambiador seleccionado y su valor es asignado a la variable dt_{ijk} mediante la primera expresión.

Para el caso del *bypass* la diferencia de temperaturas puede ser un valor negativo. La restricción es establecida por la siguiente relación:

$$dtm_{ijk4} \geq -\Delta T^{UP} z_{m_{ijk4}} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.7$$

Cálculo de las caídas de presión total

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes en base a las caídas de presión permisibles y considerando diferentes tipos de intercambiadores, fué necesario modificar las Ecuaciones 2.21. Dichas ecuaciones fueron desarrolladas para el intercambiador de tubos y coraza (Serna, 1999). La modificación consiste en la introducción de un factor de corrección F_p para validar el uso de estas ecuaciones en los intercambiadores de doble tubo y de platos y marco. El factor F_p se ha considerado como 1 en los intercambiadores de doble tubo y de tubos y coraza, puesto que las caídas de presión se reportan dentro del mismo orden de magnitud. Para el caso del intercambiador de platos y marco se han considerado valores distintos. Para el lado donde fluyen las corrientes calientes se ha considerado para F_{ps} (factor de corrección para el lado de la coraza) un valor promedio de 0.65 y para el lado de las corrientes frías el valor de F_{pt} (factor de corrección del lado de los tubos) corresponde a 0.84. Estos valores están basados en los resultados obtenidos por V. Ganapathy (1982) y presentados en la siguiente Tabla 3.1:

Tabla 3.1: Comparación de las ΔP en los intercambiadores de T y C, y de P y M

Fluido A (Kg/s)	Fluido B (Kg/s)	ΔP (KN/m ²) Tubo y coraza Fluido A	ΔP (KN/m ²) Tubo y coraza Fluido B	ΔP (KN/m ²) Plato y Marco Fluido A	ΔP (KN/m ²) Plato y Marco Fluido B
1.69	6.72	2.8	20.6	2.1	15.2
109	9.84	131	131	74	61
7.42	2.53	22	31	9.7	31
2.2	24.3	20	31	21	24
18.8	59.5	72	55	31	69

De la Tabla 3.1 se puede observar que las caídas de presión en el intercambiador de platos y marco son menores comparadas con las del intercambiador de tubos y coraza.

Las ecuaciones modificadas para el cálculo de las caídas de presión total de las corrientes se definen como:

$$\begin{aligned} \Delta P_i &= F_{pS_{ijk}} K_{P_i} A_{T_i} \left(\frac{1}{h_i} - R_{d_i} \right)^{5.109} & i \in HP \\ \Delta P_j &= F_{pT_{ijk}} K_{P_j} A_{T_j} \left(\frac{D_{t_i}}{D_i h_j} - R_{d_j} \right)^{3.5} & j \in CP \end{aligned} \quad 3.8$$

Para definir el valor adecuado de $F_{pS_{ijk}}$ y $F_{pT_{ijk}}$ para cada intercambiador se definen las siguientes restricciones de tipo cascarón convexo:

$$\begin{aligned} F_{pS_{ijk}} &= \sum_{m=1}^3 F_{pIS_m} z_{m_{ijk}} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ F_{pT_{ijk}} &= \sum_{m=1}^3 F_{pIT_m} z_{m_{ijk}} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \quad 3.9$$

donde F_{pIS_m} y F_{pIT_m} corresponden a los valores del factor de corrección para cada uno de los intercambiadores, en el lado de la coraza y el lado de los tubos. El uso de las Ecuaciones 3.9 permite asignar el factor de corrección de caída de presión correcto que corresponde al

tipo de intercambiador seleccionado. La ventaja principal radica en que las ecuaciones de caídas de presión se utilizan tal y como fueron presentadas originalmente, únicamente se ha considerado el parámetro correspondiente al factor de corrección (Ecuación 3.8). Si esto no hubiese sido hecho, las variables de caída de presión hubieran tenido que ser desagregadas, aumentando en gran medida la complejidad numérica del problema.

Área de contacto para el acoplamiento ijk

Para el cálculo de las caídas de presión total es necesario definir el área de contacto total, que incluye las áreas de contacto de los acoplamientos entre corrientes y de los acoplamientos entre las corrientes y los servicios. La relación para el cálculo del área de contacto de los acoplamientos ijk entre corrientes ha sido modificada del modelo original (Frausto, 2002) debido a la necesidad de integrar el factor de corrección para las diferencias de temperaturas (Ft) en el intercambiador de tubos y coraza con tubos en U. La relación se muestra en la siguiente ecuación:

$$A_{ijk} = \left[\frac{q_{ijk}}{Ft_{ijk} \left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.10$$

Ft_{ijk} depende del tipo de intercambiador seleccionado, por lo que su definición también se logra mediante la expresión de tipo cascarón convexo, con la cual el factor de corrección de diferencias de temperatura correcto correspondiente a cada tipo de intercambiador se asigna adecuadamente. La expresión que resulta es:

$$Ft_{ijk} = \sum_{m=1}^3 Ft_{ijkm} z_{m_{ijkm}} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.11$$

donde Ft_{ijkm} es el factor de corrección para la LMTD correspondiente a cada tipo de intercambiador. Para los intercambiadores de doble tubo y de plato y marco, el factor tiene un valor de 1 y para el intercambiador de tubo y coraza varía entre 0.75 y 1. La importancia de definir la relación anterior es que el cálculo de área se da para los acoplamientos ijk , a diferencia del modelo de Sorsak y Kravanja en donde los cálculos se dan para los

acoplamientos $ijkl$, logrando reducir de esta manera el tamaño del modelo en m veces en lo que respecta al cálculo del área de intercambio.

Restricciones sobre las áreas de contacto en los acoplamientos ijk

La selección del tipo de intercambiador en la etapa de síntesis, se basa en el costo γ en las limitaciones de operación (temperatura y cargas de calor). Sin embargo, el área obtenida debe corresponder al rango de área impuesto por restricciones operacionales. Es necesario entonces definir las siguientes restricciones:

$$\begin{aligned} A_{ijk} &\leq A_{max_m} z_{m_{ijk}} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \\ A_{ijk} &\geq A_{min_m} z_{m_{ijk}} & i \in HP, j \in CP, k \in ST \end{aligned} \tag{3.12}$$

donde A_{max_m} y A_{min_m} corresponden a los límites superior e inferior del área para los intercambiadores. El desarrollo de las Restricciones 3.11 y 3.12 permite realizar los cálculos de área mediante la relación presentada por Frausto (2002), a diferencia de Sorsak y Kravanja que presentan una expresión más compleja que aumenta la no linealidad del problema al utilizar desagregación de variables para el área de transferencia de calor, A_{ijkl} . Como se mencionó anteriormente, respecto a la ecuación de diseño de área de intercambio, el modelo propuesto requiere m veces menos ecuaciones que el modelo de Sorsak y Kravanja, y a cambio solo se agregan restricciones lineales.

Selección de un solo intercambiador

Solo uno de los tres posibles intercambiadores de calor puede ser seleccionado. Para el caso en el que no exista transferencia de calor en el acoplamiento ijk se debe activar automáticamente la selección del *bypass*. Para esto se ha definido la siguiente restricción:

$$\sum_{m \in DTI} z_{m_{ijk}} = 1 \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \tag{3.13}$$

Coefficientes de costo de los intercambiadores

Como veremos más adelante, la función objetivo no involucra la posibilidad de discriminar entre los diferentes tipos de intercambiadores. Por lo tanto, es necesario establecer las siguientes restricciones para poder integrar los coeficientes para las cargas fijas y los costos de inversión de cada uno de los intercambiadores:

$$CFN_{ijk} = \sum_{m=1}^3 CUI_m z_{mijk} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST \quad 3.14$$

$$CN_{ijk} = \sum_{m=1}^3 CAI_m z_{mijk} \quad i \in HP, j \in CP, k \in ST$$

El uso de las restricciones 3.14 permite elegir adecuadamente los valores de los coeficientes de costo (CFN_{ijk} y CN_{ijk}) para el tipo de intercambiador seleccionado que serán utilizados en la función objetivo. Se puede observar que la sumatoria de m va de 1 a 3, debido a que para la opción 4 que corresponde al *bypass* no se requiere ningún tipo de costo.

Función objetivo

A diferencia del modelo propuesto por Sorsak y Kravanja (2001), este modelo se caracteriza porque su función objetivo no involucra variables desagregadas que dependen del tipo de intercambiador, lo anterior debido a que se aplicó la representación de cascarón convexo (*convex hull*) en todas las variables y parámetros involucrados en un posible acoplamiento ijk (Ecuaciones 3.1 a 3.7, 3.9, 3.11 y 3.15). La solución a estas ecuaciones genera como resultado la determinación del tipo de intercambiador, así como todas las variables relacionadas con él (temperatura, calor, diferencias de temperatura y coeficientes de costo).

$$\begin{aligned}
 & \min \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} K_f C F N_{ijk} z_{ijk} + \sum_{i \in HP} K_f C F_{icu} z_{icu} + \sum_{j \in CP} K_f C F_{hu_j} z_{hu_j} \\
 & + \sum_{i \in HP} \sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} K_f C N_{ijk} \left\{ \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{F t_{ijk} \left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\} \\
 & + \sum_{i \in HP} K_f C_{icu} \left\{ \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu})(TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\} \\
 & + \sum_{j \in CP} K_f C_{hu_j} \left\{ \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{hu_j})(TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{hu_j} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right\} \\
 & + HY \sum_{i \in HP} CCU q_{cu_i} + HY \sum_{j \in CP} CHU q_{hu_j} \\
 & + \sum_{i \in HP} \left\{ \frac{HY C_{P,i} \left(\frac{M_{S,i}}{\rho_{S,i}} \right) K_{PS,i}}{\eta \left(\frac{1}{h_i} - R_{d,i} \right)^{5109}} \left[\sum_{j \in CP} \sum_{k \in ST} \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{F t_{ijk} \left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} + \right. \right. \\
 & \left. \left. \frac{q_{cu_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{cu}} \right)}{\left[(dt_{icu})(TOUT_i - TIN_{cu}) \left(\frac{dt_{icu} + TOUT_i - TIN_{cu}}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \right\} \\
 & + \sum_{j \in CP} \left\{ \frac{HY C_{P,j} \left(\frac{M_{T,j}}{\rho_{T,j}} \right) K_{PT,j}}{\eta \left(\frac{D_{ii}}{D_i h_j} - R_{d,j} \right)^{35}} \left[\sum_{i \in HP} \sum_{k \in ST} \frac{q_{ijk} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right)}{F t_{ijk} \left[(dt_{ijk})(dt_{ijk+1}) \left(\frac{dt_{ijk} + dt_{ijk+1}}{2} \right) \right]^{1/3}} + \right. \right. \\
 & \left. \left. \frac{q_{hu_j} \left(\frac{1}{h_{hu}} + \frac{1}{h_j} \right)}{\left[(dt_{hu_j})(TIN_{hu} - TOUT_j) \left(\frac{dt_{hu_j} + TIN_{hu} - TOUT_j}{2} \right) \right]^{1/3}} \right] \right\}
 \end{aligned}$$

La función objetivo del modelo propuesto define el costo anual de la red y comprende los siguientes términos:

- Costo del consumo de servicios.
- Inversión anualizada para los enfriadores y calentadores.
- Inversión anualizada para los intercambiadores de diferente tipo.
- Costos de potencia.

3.4 Estrategia de síntesis

El modelo propuesto comprende el espacio factible definido por las Ecuaciones 2.1 a 2.7, 2.18, 2.19, 2.20, 2.24, y 3.1 a 3.14, además de la función objetivo 3.15. Las no linealidades presentadas por las Ecuaciones 3.8, 3.10 y la función objetivo 3.15 pueden producir más de una solución óptima local producto de su naturaleza no convexa.

La estrategia de síntesis es semejante a la del modelo original presentado por Yee y Grossmann (1990), requiriéndose de la determinación del costo mínimo de los servicios (modelo transitorio expandido de Papoulias y Grossmann, 1983) y de un examen preliminar (Daichendt y Grossmann, 1994) como esquema de inicialización. En la solución de los ejemplos se ha utilizado el sistema de modelación GAMS (Brooke *et al.*, 1988), en particular el resolvidor CONOPT++.

3.5 Selección específica de intercambiadores

El modelo MINLP propuesto tiene la característica de que es posible seleccionar específicamente el tipo de intercambiador a ser utilizado en cada acoplamiento antes de la etapa de síntesis. El problema resulta interesante puesto que se puede reducir

favorablemente la región de búsqueda de la solución, logrando tiempos de convergencia menores. Por ejemplo, si las corrientes de proceso son corrientes tóxicas podemos es ablecer que los intercambiadores de plato y marco no deben ser utilizados debido al problema de goteo y escurrimiento, quedando como alternativa de solución unicamerte dos intercambiadores en cada acoplamiento acotando considerablemente la región factible. El procedimiento es sencillo, solo se tienen que fijar los valores de las variables binarias correspondientes a cada intercambiador en 1 o 0, dependiendo si se necesita que los intercambiadores sean o no seleccionados.

En el capítulo siguiente se ejemplifica lo anterior mediante un caso en donde se ha fijado previamente el tipo de intercambiador que se ha de utilizar en cada acoplamiento antes de la etapa de la síntesis de la red.

CAPITULO 4 **SOLUCIÓN NUMÉRICA DE CASOS DE ESTUDIO**

4.1 Introducción

En este capítulo se presenta la solución numérica de tres casos de estudio, tomados de la literatura, para demostrar el alcance y las limitaciones del modelo propuesto. El primer ejemplo corresponde a un caso reportado en el trabajo de Shenoy (1995), y resuelto también por Serna (1999), que consta de 4 corrientes en total, 2 frías y 2 calientes. El segundo ejemplo es un problema de síntesis introducido por Sagli *et al.* (1990) y presentado por Polley and Panjeh Shahi (1991) para una HRAT de 20 °C. Este caso de estudio consta también en total de 4 corrientes. El último caso de estudio viene dado por un problema utilizado por Polley *et al.* (1990) y por Nie y Zhu (1999) para demostrar la importancia de la incorporación de las caídas de presión permisible en el rediseño de las redes de intercambio de calor. El problema consta de 6 corrientes de proceso calientes y solamente 1 corriente fría, para una HRAT de 36 °C.

4.2 Ejemplo 1: Caso 4S1

El primer ejemplo involucra dos corrientes calientes y dos corrientes frías con una superestructura de tres etapas, según el procedimiento de examinación preliminar. Las temperaturas de entrada y salida de las corrientes están dadas en la Tabla 4.1. La Tabla 4.2 proporciona los datos para las caídas de presión y las propiedades físicas para el mismo problema. En este ejemplo el valor de $HRAT$ es de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Los coeficientes de transferencia de calor de película de los servicios se han considerado como $5000\text{ W/m}^2\text{C}$ para el vapor y $2500\text{ W/m}^2\text{C}$ para el agua de enfriamiento. El problema que corresponde al caso de estudio 4S1 presentado por Shenoy (1995) fue resuelto mediante el modelo original de Frausto (2002) utilizando DICOPT++; tal modelo presentó 16 variables binarias y 101 variables continuas. Con el modelo propuesto en este trabajo se registraron 64 variables binarias y 389 variables continuas utilizando el mismo resolvidor. La red resultante involucra un consumo mínimo de servicios de 605 KW para el caso de calentamiento y de 525 KW para el servicio de enfriamiento, con un costo mínimo de \$65,570.78/año. En total nueve unidades fueron seleccionadas (ver Tabla 4.4), un calentador, un enfriador y siete intercambiadores, con un área total de 387 m^2 , un costo de inversión anualizado de \$37,493.74/año, y un costo de potencia de \$5,586.72/año. Por lo tanto el costo total anualizado de la red es de \$108,651.24/año. En la Tabla 4.3 se presentan los valores óptimos obtenidos para los coeficientes de transferencia de calor de película de las corrientes. La Figura 4.1 muestra la distribución de las unidades en la red (topología) y la Tabla 4.4 presenta los resultados para los intercambiadores seleccionados. Se puede observar que la red resultante involucra ahora dos tipos de intercambiadores: de doble tubo y de plato y marco aunque la mayoría de las unidades corresponden al primer tipo. Lo anterior se debe a que las áreas de intercambio de calor requeridas corresponden a valores pequeños, menores a 200 m^2 .

Tabla 4.1: Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 1

Corriente	Tin (°C)	Tout (°C)	FCP (KW/°C)
H1	175	45	10
H2	125	65	40
C1	20	155	20
C2	40	112	15
Vapor	180	179	-
Agua	15	25	-

Tabla 4.2: Propiedades físicas y caídas de presión permisibles para las corrientes del Ejemplo 1

Corriente	H1	H2	C1	C2
ΔP permisible (KPa)	30	25	10	10
Rd ($m^2\text{°C}/W$)	0.00015	0.00015	0.00015	0.00015
Cp ($J/Kg\text{°C}$)	1658	2684	2456	2270
ρ (Kg/m^3)	716	777	700	680
μ (Kg/ms)	0.24E-3	0.23E-3	0.23E-3	0.23E-3
k ($W/m\text{°C}$)	1.1	0.24	0.12	0.011

Tabla 4.3: Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 1

Corriente	h Calculado ($W/m^2\text{°C}$)
H1	2.666
H2	1.402
C1	0.904
C2	0.182

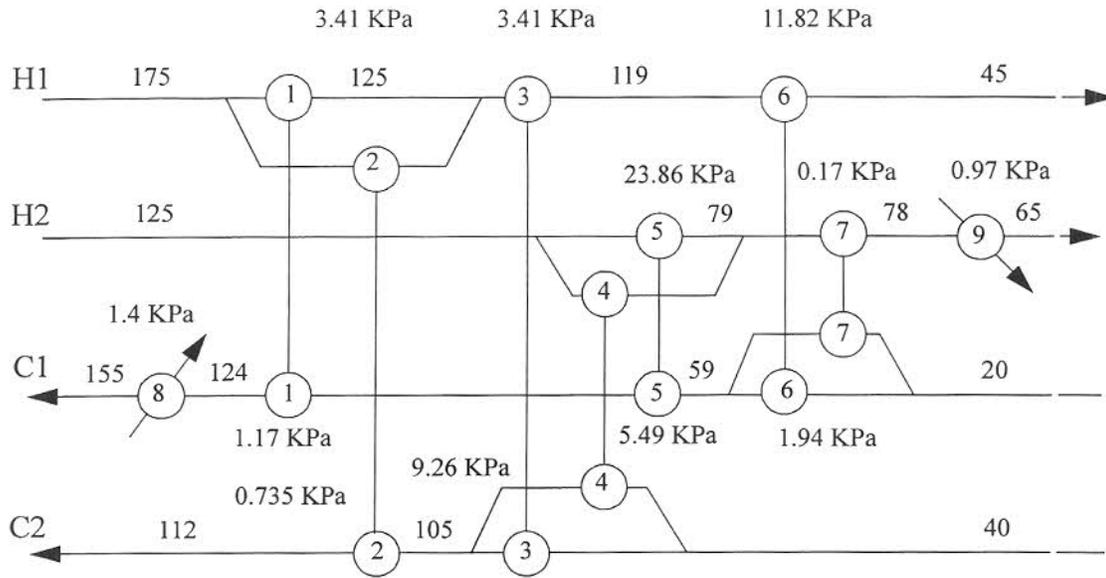


Figura 4.1 Diseño de la red del Ejemplo 1

Tabla 4.4: Solución del Ejemplo 1

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)
1	Doble Tubo	17.83	395
2	Doble Tubo	16.47	105
3	Doble Tubo	7.94	57.95
4	Doble Tubo	83.37	917.05
5	Plato y Marco	199.57	917.05
6	Doble Tubo	27.48	742
7	Doble Tubo	2.08	40.91
8	Calentador	20.93	605
9	Enfriador	11.34	525

4.3 Ejemplo 2: Un caso de cuatro corrientes

El Ejemplo 2 fue resuelto para una HRAT de 20 °C. El caso corresponde al problema de cuatro corrientes presentado por Sagli *et al.* (1990) y resuelto por Polley y Panjeh Shahi (1991). Las especificaciones para las temperaturas de entrada y salida de las corrientes están dadas en la Tabla 4.5. La Tabla 4.6 proporciona los datos para las caídas de presión y las propiedades físicas para el mismo problema. En este ejemplo no son proporcionados los costos de los servicios, se ha fijado el consumo mínimo de ellos a 400 KW para el caso de enfriamiento y 1075 KW para el servicio de calentamiento. Se desea entonces determinar el costo total mínimo de transferencia de calor para el diseño de la red. El problema resuelto por Frausto (2002) contiene 16 variables binarias y 101 variables continuas, a diferencia del modelo propuesto el cual presentó 64 variables binarias y 389 variables continuas ambos modelos resueltos por el resolvidor DICOPT++ (Vishwanathan y Grossmann, 1990). La red resultante involucra en total siete unidades, un calentador, un enfriador y cinco intercambiadores, con un área total de 599.29 m², un costo de inversión anualizado de \$59,487.20/año, y un costo de potencia de \$11,739.027/año. Por lo tanto el costo total anualizado de la red es de \$71,226.23/año. El costo de potencia para este problema es más significativo en comparación con el Ejemplo 1, aproximadamente un 17 % del costo total de la red. La Figura 4.2 muestra la topología de la red, y la Tabla 4.7 presenta los resultados para los intercambiadores seleccionados.

Tabla 4.5: Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 2

Corriente	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	FCP (KW/°C)
H1	150	60	20
H2	90	60	80
C1	20	125	25
C2	25	100	30
Vapor	180	180	-
Agua	10	15	-

Tabla 4.6: Propiedades físicas y caídas de presión permisible para las corrientes del Ejemplo 2

Corriente	H1	H2	C1	C2
ΔP permisible (KPa)	20	30	10	60
R_d ($m^2\text{°C}/W$)	0.00018	0.00018	0.00018	0.00018
C_p ($J/Kg\text{°C}$)	2600	2600	2600	2600
ρ (Kg/m^3)	800	800	800	800
μ (Kg/ms)	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
k ($W/m\text{°C}$)	0.12	0.12	0.12	0.12

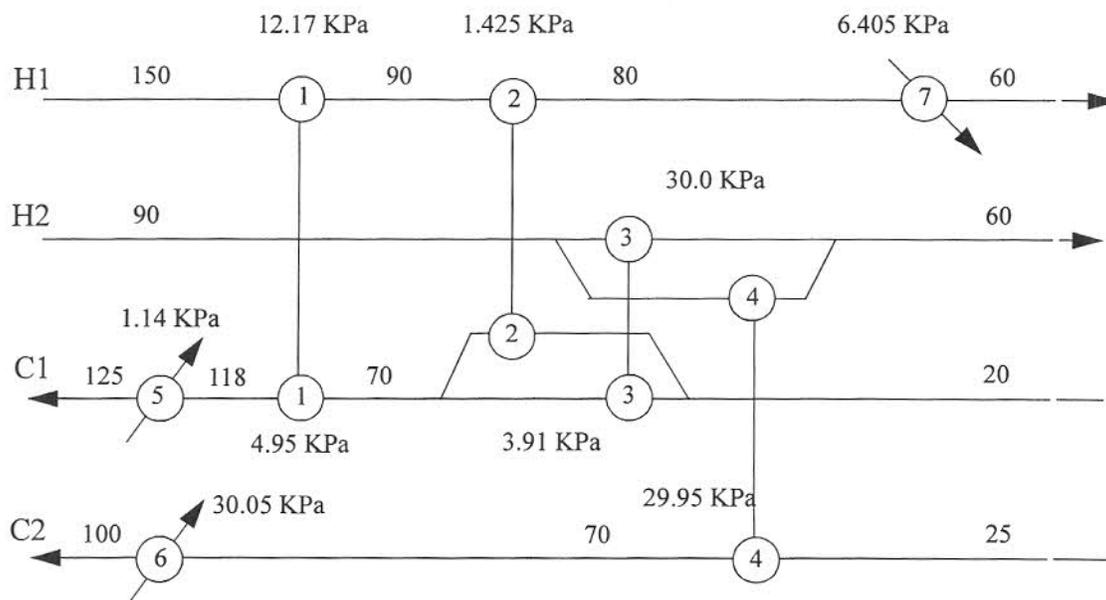


Figura 4.2 Diseño de la red del Ejemplo 2

Tabla 4.7: Solución del Ejemplo 2

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)
1	Doble Tubo	152.94	1200
2	Doble Tubo	17.91	200
3	Doble Tubo	102.90	1350
4	Doble Tubo	104.76	1350
5	Calentador	35.18	175
6	Calentador	105.09	900
7	Enfriador	80.51	400

Tabla 4.8: Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 2

Corriente	h Calculado (W/m ² °C)
H1	0.6636
H2	0.9258
C1	0.5725
C2	1.0006

Nótese que en la solución de este problema han sido seleccionados cuatro intercambiadores del mismo tipo (intercambiador de doble tubo), con un área menor a 200 m² para cada uno. La red resultante obtenida por Frausto (2002) para este ejemplo presenta el mismo tipo de intercambiador; sin embargo, la red obtenida en este trabajo es diferente debido a las restricciones impuestas sobre el área de transferencia.

4.4 Ejemplo 3: Recuperación de energía en un tren de precalentamiento del petróleo crudo

El último ejemplo, corresponde al problema utilizado por Polley *et al.* (1990) y por Nie y Zhu (1999) para demostrar la importancia de la incorporación de las caídas de presión permisibles para las corrientes en el rediseño de una red. En nuestro caso, el problema consiste en diseñar la red y no en rediseñarla como en el trabajo original. El ejemplo involucra seis corrientes calientes y solo una corriente fría. Las temperaturas de entrada y salida de las corrientes están dadas en la Tabla 4.9. La Tabla 4.10 proporciona los datos para las caídas de presión y las propiedades físicas para el mismo problema. En este ejemplo el valor de HRAT es de 36 °C. Los coeficientes de transferencia de calor de película de los servicios se han considerado como 5.0 KW/m²°C para el vapor y 2.5 KW/m²°C para el agua de enfriamiento. Se desea entonces determinar el costo total mínimo de transferencia de calor para el diseño de la red de intercambiadores. Frausto (2002) resolvió este problema para el cual se presentaron 49 variables binarias y 289 variables continuas. Con el modelo propuesto el problema registró 217 variables binarias y 1318 variables continuas. El resolvidor utilizado en ambos casos fue DICOPT++ (Vishwanathan y Grossmann, 1990). La red resultante involucra un consumo mínimo de servicios de 48,880 KW para el caso de calentamiento y de 102,596 KW para el servicio de enfriamiento. Los costos de los servicios, al igual que en el ejemplo anterior, no son proporcionados. Por lo tanto, no son considerados en la solución del problema. Utilizando nuestro modelo, se seleccionaron un total de diez unidades: un calentador, seis enfriadores y tres intercambiadores, con un área total de 5,088.36 m², un costo de inversión anualizado de \$592,948.88/año, y un costo de potencia de \$1,167,029.664/año. Por lo tanto el costo total anualizado de la red es de \$1,759,978.54/año. El costo de potencia para este último problema, en comparación con los ejemplos anteriores, es significativamente alto, aproximadamente un 65 % del costo total de la red. La Figura 4.3 muestra la distribución de las unidades en la red diseñada por el modelo propuesto en este trabajo (topología), y la Tabla 4.12 presenta los resultados para los intercambiadores seleccionados. En este último caso de estudio las áreas de intercambio de calor requeridas son considerablemente grandes (cerca de 1000 m² para cada una) en

comparación con los casos anteriores, lo cual genera la selección de intercambiadores de tubo y coraza y de doble tubo en el esquema de solución.

Tabla 4.9: Datos de temperatura para las corrientes del Ejemplo 3

Corriente	Tin (°C)	Tout (°C)	FCP (KW/°C)
H1	180	30	59.80
H2	270	40	114.40
H3	350	30	33.80
H4	380	50	145.60
H5	150	100	657.80
H6	290	190	384.80
C1	20	235	520.00
Vapor	430	429	-
Agua	10	15	-

Tabla 4.10: Propiedades físicas y caídas de presión permisible para las corrientes del Ejemplo 2

Corriente	$\Delta P_{\text{permisible}}$ (KPa)	Rd ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)	Cp (J/Kg $^\circ C$)	ρ (Kg/m 3)	μ (Kg/ms)	k (W/m $^\circ C$)
H1	59.2	0.00052	2600	700	0.3E-3	0.12
H2	277.6	0.00167	2600	700	0.4E-3	0.12
H3	14.0	0.00135	2600	750	0.5E-3	0.12
H4	6.2	0.0012	2600	750	0.5E-3	0.12
H5	171.9	0.00062	2600	630	0.2E-3	0.12
H6	115.8	0.002	2600	750	0.4E-3	0.12
C1	456.6	0.00123	2600	800	1.0E-3	0.12

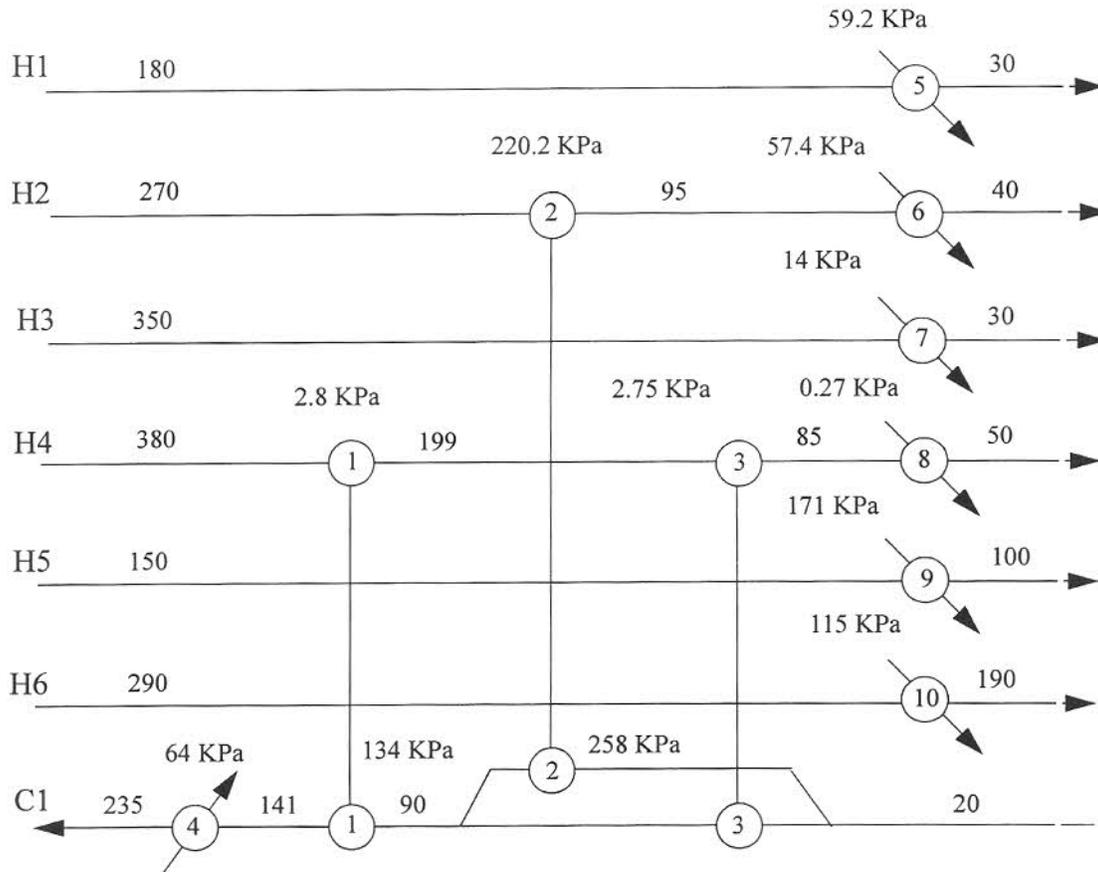


Figura 4.3 Diseño de la red del Ejemplo 3

Tabla 4.11: Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 3

Corriente	h Calculado (KW/m ² °C)
H1	0.8125
H2	0.4147
H3	0.3801
H4	1.3452
H5	0.9899
H6	0.3891
C1	0.4694

Tabla 4.12: Solución del Ejemplo 3

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)	Ft
1	Tubo y Coraza	1000.00	26320.09	0.94
2	Tubo y Coraza	945.42	19976.02	0.83
3	Plato y Marco	982.35	16623.89	1
4	Calentador	477.68	48880.00	-
5	Enfriador	155.50	8970.00	-
6	Enfriador	246.50	6335.98	-
7	Enfriador	232.45	10816.00	-
8	Enfriador	227.35	5104.02	-
9	Enfriador	353.51	32890.00	-
10	Enfriador	467.60	38480.00	-

Los ejemplos demuestran que el modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor considerando los efectos de las caídas de presión permisibles de las corrientes y diferentes tipos de intercambiadores propuesto en este trabajo, es capaz de sintetizar redes cercanas a las necesidades industriales. Sin embargo, las no linealidades introducidas por las Ecuaciones 3.8 y 3.10, y la función objetivo 3.15 pueden producir más de una solución óptima local producto de su naturaleza no convexa.

4.5 Ejemplo 4: Selección específica de intercambiadores para el caso de cuatro corrientes

El ejemplo corresponde al caso de estudio presentado en la Sección 4.3, con los mismos datos para las corrientes de proceso, sólo que ahora se ha especificado la existencia de dos intercambiadores de doble tubo y dos intercambiadores de plato y marco. La distribución de los intercambiadores se ha realizado en base a los resultados obtenidos anteriormente. Se han fijado entonces los dos intercambiadores de doble tubo a los dos requerimientos de área menores y los dos intercambiadores de plato y marco, se han asignado a los acoplamientos restantes. El costo de potencia requerido para este caso es de \$13,669.38/año, el costo de inversión de los intercambiadores equivale a \$57,707.03/año para un área total de intercambio de 586.25 m², haciendo un costo total de la red de \$71,376.41/año. La topología de la red es similar a la presentada en la Figura 4.2, con algunas pequeñas variaciones en las caídas de presión de las corrientes debido a que se han modificado en pequeñas cantidades las áreas requeridas.

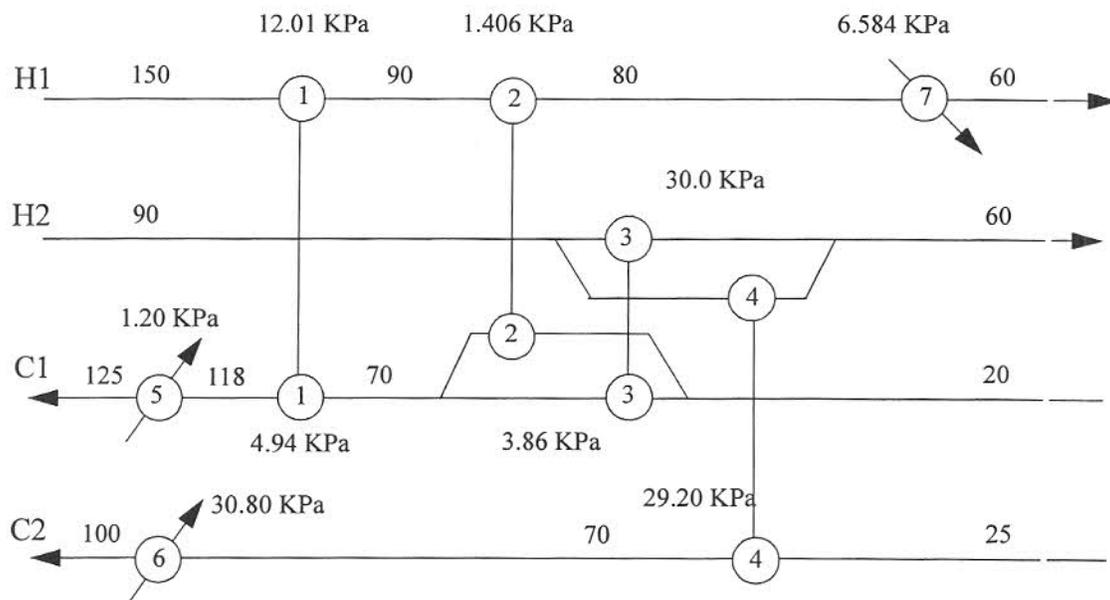


Figura 4.4 Diseño de la red del Ejemplo 4

Tabla 4.13: Solución del Ejemplo 4

Intercambiador	Tipo	Área (m ²)	Carga de calor (KW)
1	Plato y Marco	147.54	1200
2	Doble Tubo	17.27	200
3	Doble Tubo	99.74	1050
4	Plato y Marco	101.73	1350
5	Calentador	35.04	175
6	Calentador	104.89	900
7	Enfriador	80.05	400

Tabla 4.14: Coeficientes de transferencia de calor para las corrientes del Ejemplo 4

Corriente	h Calculado (W/m ² °C)
H1	0.6943
H2	0.9602
C1	0.5888
C2	1.0224

De acuerdo a los resultados podemos observar que el costo de la red resultante en este caso es ligeramente mayor al obtenido cuando no se especifica el tipo de intercambiador en cada acoplamiento. Sin embargo, el problema se presenta para demostrar la flexibilidad del modelo propuesto.

CAPÍTULO 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

5.1 Introducción

Finalmente, en este capítulo se realiza un análisis comparativo entre los resultados obtenidos mediante el nuevo modelo MINLP para la síntesis de RIC presentado en el Capítulo 3, con los resultados obtenidos por Frausto (2002) mediante su modelo original (sección 3.2) para los mismos ejemplos. El estudio comparativo se basa en los componentes principales que contribuyen al costo fijo de la red: número de unidades seleccionadas y área total de los intercambiadores y en el costo total anual de la red. Se presentan las conclusiones del modelo propuesto, considerando sus alcances y su ventaja con respecto a otros modelos.

5.2 Número de unidades

Los resultados obtenidos por el nuevo modelo MINLP para la síntesis de RIC difieren en una forma incierta de los resultados presentados por Frausto (2001), en cuanto al número de unidades. Los resultados no siguen una sola tendencia, es decir, el número de unidades puede ser mayor, igual o menor entre los dos modelos. La inspección de la Tabla 5.1 revela que para el primer ejemplo, el número de unidades de intercambio es mayor para los resultados obtenidos por el nuevo modelo MINLP, para el segundo problema el número de intercambiadores es igual para ambos modelos y en el último caso, el número de unidades es mayor para el modelo propuesto por Frausto (2001). Para el caso en el que el número de

unidades es igual, es importante mencionar que la distribución de los intercambiadores (topología de la red) varía considerablemente.

Tabla 5.1: Comparación del número de unidades entre el modelo de Frausto (2001) y el modelo propuesto

Ejemplo	No. de unidades Frausto (2001)	No. de unidades Modelo propuesto
1	7	9
2	7	7
3	11	10

5.3 Área total de intercambio

Los resultados obtenidos en el cálculo del área total de intercambio de calor indican en promedio una disminución en los valores calculados a partir del modelo MINLP propuesto. Para el primer caso el área disminuye aproximadamente un 18 % con respecto al área calculada con el modelo de Frausto (2001), en el segundo ejemplo el área se ve aumentada en un 6 %, y en el último problema el área nuevamente disminuye, esta vez en aproximadamente un 28 % del área total presentada por Frausto.

Tabla 5.2: Comparación del área total de intercambio de calor entre el modelo de Frausto (2001) y el modelo propuesto

Ejemplo	Área Total (m ²) Frausto (2001)	Área Total (m ²) Modelo propuesto
1	471.78	387.00
2	568.34	599.29
3	7053.71	5088.36

5.4 Costo total anual

En la Tabla 5.3 se presentan los costos totales anuales obtenidos mediante el modelo propuesto para los ejemplos considerados en el capítulo 4, también se muestran los resultados obtenidos mediante el modelo de Frausto (2002) para los mismos ejemplos. El incremento en el número de unidades y el área se ve compensado satisfactoriamente en la selección de intercambiadores con diferentes coeficientes de costo. Sin embargo, una comparación de los resultados entre los dos modelos no es una comparación conclusiva puesto que la base sobre la cual se ha realizado el cálculo de los costos es diferente en cada modelo. En nuestro caso se utilizan relaciones linealizadas propuestas por Sorsak y Kravanja (2001) para obtener los costos de área de intercambio, a diferencia de Frausto (2002) que considera relaciones no lineales. Cabe mencionar que aún utilizando relaciones no lineales, la comparación no consideraría la misma base, pues en el modelo de Frausto no hay la posibilidad de incorporar diferentes rangos de operación y costo para cada intercambiador dado que considera un solo tipo.

Tabla 5.3: Comparación del costo total anual de la red entre el modelo de Frausto (2001) y el modelo propuesto

Ejemplo	Costo (\$/año) Frausto (2001)	Costo (\$/año) Modelo propuesto
1	164,538.43	108,651.24
2	112,732.90	71,226.23
3	2,088,6121.63	1,759,978.54

5.5 Conclusiones

Las redes de intercambio de calor representan un factor importante al determinar la eficiencia de energía de un proceso. Encontrar la mejor combinación entre las corrientes de proceso a ser calentadas y las corrientes de proceso a ser enfriadas, el número de

intercambiadores a ser empleados y en qué configuración, es un problema de síntesis. Debido a la significancia de este problema en la industria, un número considerable de técnicas han sido desarrolladas para resolverlo. Sin embargo, las marcadas limitaciones en los trabajos propuestos dan pie al desarrollo de mejores alternativas. En la búsqueda de un modelo eficiente cuyos resultados estén apegados a los requerimientos industriales reales, se ha desarrollado un nuevo modelo MINLP para la síntesis de redes de intercambio de calor que considera los efectos de las caídas de presión permisibles de las corrientes para obtener coeficientes de transferencia de calor de película óptimos, y la posibilidad de que la red se constituya por diferentes tipos de intercambiadores. El modelo descrito en el Capítulo 3, da fin a la suposición de coeficientes de transferencia de calor de película constantes y de un solo tipo de intercambiador en la etapa de síntesis. Aunque el modelo está basado en la formulación presentada por Sorsak y Kravanja (2001), en el modelo propuesto se ha logrado reducir considerablemente el número de ecuaciones relacionadas a la modelación del tipo de intercambiador mediante la desagregación de variables. La función objetivo ha sido modificada únicamente en el cálculo del área al introducir el factor de corrección de LMTD por lo que queda expresada en términos de las variables originales del modelo de Frausto (2002). Con estas mejoras el nuevo modelo desarrollado disminuye considerablemente en tamaño y complejidad en comparación con el modelo presentado por Sorsak y Kravanja (2001) para la selección del tipo de intercambiador óptimo, permitiendo un menor tiempo de cómputo en la obtención de la convergencia. En el Capítulo 4 se presentaron tres ejemplos que muestran el alcance del modelo propuesto y aunque en algunos casos se requiere un mayor número de unidades y un área más grande, el costo se ve reducido. Esto se debe a que para áreas relativamente pequeñas, menores a 200 m^2 , se pueden seleccionar unidades de menor costo (intercambiadores de doble tubo).

5.6 Recomendaciones para el trabajo futuro

Aunque el modelo propuesto en este trabajo es un modelo más riguroso, en el sentido de que considera las caídas de presión permisible de las corrientes y diferentes tipos de

intercambiadores en la red simultáneamente, presenta todavía algunas limitaciones interesantes. Una de ellas es que el cálculo de las caídas de presión en los intercambiadores de doble tubo y de plato y marco se hace utilizando la expresión desarrollada para el intercambiador de tubo y coraza ajustándola únicamente a través de un factor de corrección. Por otra parte, no se puede visualizar el alcance económico del modelo propuesto en comparación con otros modelos puesto que la función de costos no es homogénea entre dichos modelos. Finalmente, por el reducido número de ejemplos resueltos en este trabajo no se realizó un análisis para identificar algún factor determinante en la variación de los costos de potencia entre los ejemplos resueltos. Debido a lo anterior se hacen las siguientes recomendaciones para el trabajo futuro:

- Desarrollar una relación correspondiente a la caída de presión para los intercambiadores de doble tubo y de plato y marco de acuerdo a la metodología presentada por Serna (1999).
- Incorporar costos de potencia al modelo utilizado por Sorsak y Kravanja (2007) para poder realizar una comparación rigurosa y determinar el alcance económico del modelo.
- Resolver un número mayor de ejemplos mediante el modelo propuesto y realizar un análisis de sensibilidad paramétrico para identificar el factor determinante en la variación de los costos de potencia entre los ejemplos.

BIBLIOGRAFÍA

- Biegler L. T., I. E. Grossmann y A. W. Westerberg, Systematic Methods of Chemical Process Design, Prentice Hall International Series in the Physical and Chemical Engineering Sciences, cap. 16.
- Brooke A., Kendrick. Meeraus, A. y Raman, R. (1998). *GAMS- A User Guide*. GAMS Development Corporation, Washington, DC, USA.
- Chen, J. J. J. (1987), Letter to Editors: Comments on Improvement on a Replacement for the Logarithmic Mean, *Chem. Eng. Sci.*, 42, 2488-2489.
- Daichendt M. M. y I. E. Grossmann (1994), Preliminary Screening Procedure for the MINLP Synthesis of Process Systems-II. Heat Exchanger Networks, *Comp. and Chem. Eng.*, 18, 8, 679-709.
- Edgar T. F. y D. M. Himmelblau, Optimization of Chemical Processes, Mc Graw-Hill, Inc, pp. 457-458
- Frausto, S., (2002), Síntesis de Redes de Intercambio de Calor Incorporando Efectos de Potencia, Tesis de Maestría, Depto. de Ing. Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.
- Ganapathy, V., Applied Heat Transfer, Dennwall Publishing, pp. 368 - 385
- Guthrie K.M., (1969), Capital Cost Estimating, *Chem. Engng.*, 76, 114.
- Hewitt G. F., G. L. Shires y T. R. Bott, (1994), Process Heat Transfer, *CRC Press*, 155-194.
- Linnhoff B. y E. Hindmarsh (1983), The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks, *Chem. Eng. Sci.*, 38, 745 - 763.
- Nie, X. R. y Zhu, X. X., (1999), Heat Exchanger Network Retrofit Considering Pressure Drop and Heat-Transfer Enhancement, *AIChE Journal*, 45, 1239-1249.

-
- Papoulias S. A. y I. E. Grossmann (1983), A Structural Optimization Approach in Process Synthesis-II. Heat Recovery Networks, *Comp. and Chem. Eng.*, 7, 707-'21.
- Polley, G. T. y Panjeh Shahi, M. H., (1991), Interfacing Heat Exchanger Network Synthesis and Detailed Heat Exchanger Design, *Trans IchemE*, 69, 1, 445-457.
- Sagli B., Gundersen T. y Yee T. (1990), Topology Traps in Evolutionary Strategies for Heat Exchanger Network Synthesis, *Comp. Appl. Chem. Eng.*, Bussemaker H. and Iedema P. Ed., Elsevier, Amsterdam.
- Serna G. M., (1999), Desarrollo de Algoritmos Rigurosos para la Integración Térmica de Procesos, Tesis de Doctorado, Depto. de Ing. Química, Instituto Tecnológico de Celaya, México.
- Shenoy, U. V. (1995), Heat Exchanger Network Synthesis. *Process Optimization by Energy and Resource Analysis*, Gulf Publishing Company.
- Smith R., Chemical Process Design, Mc Graw-Hill, Inc., cap 7.
- Sorsak A. y Z. Kravanja, (2001), Simultaneous MINLP Synthesis of Heat Exchanger Networks Comprising Different Exchanger Types, In the Proceeding of the ESCAPE11 Conference, Kolding, Denmark.
- Viswanathan, J. y Grossmann I.E. (1990) A Combined Penalty Function and Outer Approximation Method for MINLP Optimization, *Comp. and Chem. Eng.*, 10, 591.
- Walker G., (1990), Industrial Heat Exchangers, *Hemisphere Publishing*, 93-102.
- Yee, T. F. y I. E. Grossmann (1990), Simultaneous Optimization Models for Heat Integration - II. Heat Exchanger Network Synthesis, *Comp. and Chem. Eng.*, 14, 1165.

