

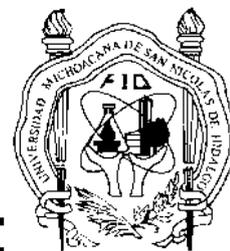


UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE  
HIDALGO

---

---

---



FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA

OPTIMIZACIÓN DE DISEÑOS FACTIBLES DE  
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA  
Y TUBOS POR EL MÉTODO BELL-DELAWARE

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE:

**INGENIERO QUÍMICO**

P R E S E N T A:

**JUAN CARLOS BAUTISTA RAMOS**

ASESOR:

**Dr. MEDARDO SERNA GONZÁLEZ**

**MORELIA MICH. DICIEMBRE 2012**

# ÍNDICE

---

RESUMEN .....	4
CAPÍTULO 1.....	5
1.1 INTRODUCCIÓN .....	5
1.2 JUSTIFICACIÓN .....	5
1.3 OBJETIVO.....	6
1.4 HIPÓTESIS.....	6
CAPÍTULO 2.....	7
2.1 MARCO TEÓRICO .....	7
2.1.1 DESCRIPCIÓN DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA.....	8
2.1.2 PARÁMETROS FT, R Y P.....	10
2.1.3 ECUACIONES COMPACTAS PARA FT.....	11
2.1.4 DISEÑO GEOMÉTRICO DEL INTERCAMBIADOR .....	13
2.1.5 NÚMERO DE TUBOS .....	13
2.1.6 TABLAS DE CONTEO DE TUBOS.....	13
2.1.7 CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS .....	20
¿ .....	20
¿ .....	20
¿ .....	21
¿ .....	21
¿ .....	22
2.1.13 CÁLCULO DE HS Y HS UTILIZANDO EL MÉTODO KERN.....	23
2.1.14 CÁLCULO DE HS POR MEDIO DEL MÉTODO BELL-DELAWARE.....	25
2.1.15 CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE FLUJO DEL LADO DE LA CORAZA .....	28
2.1.16 CAÍDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO DEL LADO DE LA CORAZA.....	30
2.1.17 CAIDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO POR EL LADO DE LOS TUBOS .....	31
2.1.18 CALIBRE B.W.G.....	32
2.1.19 RESTRICCIONES DE FACTIBILIDAD.....	33
2.1.20 FUNCIÓN DE COSTOS DE PUROHIT(1983).....	34
2.1.21 ECUACIÓN DE COSTO DE TUBOS .....	34
2.1.22 CORRECCIÓN PARA TIPO DE CORAZA.....	35
2.1.23 CORRECCIÓN PARA LA LONGITUD DE LOS TUBOS.....	35
2.1.24 CORRECCIÓN PARA LAS JUNTAS DE EXPANSIÓN.....	35
2.1.25 CORRECCIÓN PARA EL NÚMERO DE PASOS .....	36
2.1.26 CORRECCIÓN PARA EL CALIBRE DE LOS TUBOS.....	36
2.1.27 CORRECCIONES DE COSTOS ADICIONALES .....	36
2.1.28 CORRECCIÓN DEL CALIBRE BWG .....	37
2.1.29 ECUACIÓN DEL COSTO TOTAL (FUNCION OBJETIVO).....	37

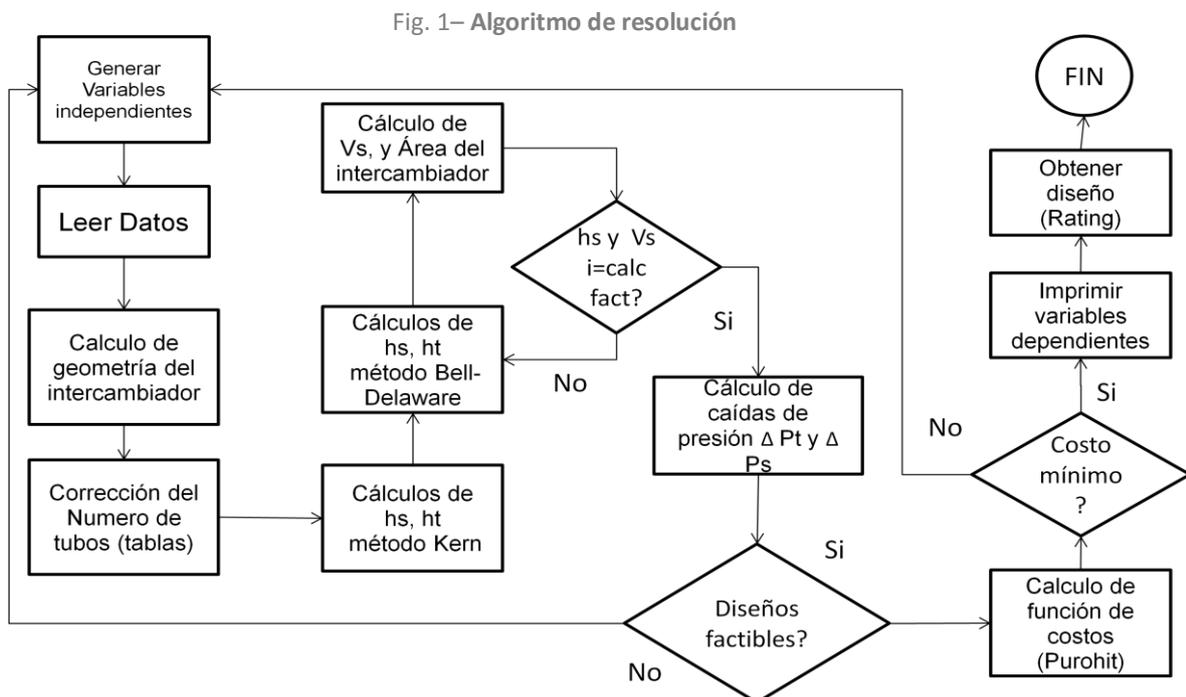
2.1.30 ESCALAMIENTO A UN COSTO ACTUAL .....	37
CAPÍTULO 3.....	39
3.1 METODOLOGÍA.....	39
3.2 CÁLCULOS DE LA GEOMETRÍA DEL INTERCAMBIADOR.....	40
3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR $ht$ y $hs$ MÉTODO KERN.....	41
3.4 CORRECCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR $hs$ MÉTODO BELL-DELAWARE .....	42
3.5 CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE FLUJO.....	43
DEL LADO DE LA CORAZA Y CAIDAS DE PRESIÓN .....	43
3.6 CICLO DE VIDA.....	45
3.6.1 DEFINICIÓN DE OBJETIVOS .....	45
3.6.2 ANÁLISIS DE INVENTARIO.....	45
3.6.3 EVALUACIÓN DEL IMPACTO.....	47
3.6.4 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS .....	47
CAPÍTULO 4.....	48
4.1 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	48
4.1.1 CASO A .....	48
4.1.2 CASO B.....	49
4.1.3 CASO C.....	50
4.1.4 CASO D.....	51
4.1.5 CASO E.....	52
4.1.6 CASO F.....	53
4.2 CICLO DE VIDA DEL INTERCAMBIADOR .....	54
4.2.3 CONSUMO ENERGÉTICO DE PROCESO .....	59
4.2.4 RECICLAJE .....	59
4.2.5 ECOINDICADOR 99.....	60
4.3 TABLAS DE RESULTADOS.....	61
5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	65
5.2 NOMENCLATURA.....	67
5.3 REFERENCIAS.....	68

## RESUMEN

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos, son los equipos de proceso más comunes en la industria para transferir energía térmica entre un fluido caliente y uno frío sin contacto directo. Dado que un intercambiador de calor se integra por un conjunto de elementos mecánicos, cuyas dimensiones abarcan un gran rango de valores, se propone un método basado en algoritmos genéticos para encontrar de manera sistemática el diseño más económico. Para tal efecto, se utiliza un novedoso algoritmo en el cual se especifican los valores de un conjunto de variables independientes que facilitan los cálculos de diseño en este tipo de equipos.

Una de las funciones de este algoritmo, es que se hace uso del método de Kern para determinar estimados iniciales de variables geométricas y operacionales del procedimiento de diseño riguroso basado en el método Bell-Delaware, que proporciona resultados más apegados a la realidad. Otra de las características más importantes de dicho procedimiento es que utiliza tablas de conteo de tubos, las cuales contienen información proporcionada por fabricantes de este tipo de equipos que es necesaria para determinar el diámetro estándar de la coraza como una función del número de tubos, diámetro estándar de los tubos, arreglo de tubos, número de pasos por los tubos y el tipo de haz de tubos. Además, el procedimiento propuesto también considera restricciones de factibilidad tanto geométricas como operacionales establecidas por códigos de diseño o recomendadas como buenas prácticas de diseño. Estas restricciones incluyen límites superiores e inferiores para las velocidades de ambos fluidos, y la relación espaciado de baffles/diámetro de la coraza, entre otras. Es por ello que el procedimiento de diseño propuesto proporciona intercambiadores factibles, es decir, equipos disponibles comercialmente porque están constituidos por componentes de dimensiones o configuraciones estándares.

Dicho procedimiento de diseño es también utilizado para optimizar intercambiadores de calor de coraza y tubos usando algoritmos genéticos. Esta estrategia de optimización estocástica resulta útil en este caso, debido a que el problema es altamente no lineal y no convexo. La función objetivo a minimizar es el costo total anual del intercambiador.



# CAPÍTULO 1

---

## 1.1 INTRODUCCIÓN

El surgimiento de los intercambiadores de calor de coraza y tubos es atribuido a la necesidad de las plantas industriales y de energía, de contar con equipos de transferencia de calor que tuviesen una mayor área de intercambio.

En las primeras etapas del desarrollo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, surgieron serios problemas referentes a cálculos de resistencia de materiales, especialmente aquellos que tenían que ver con los elementos de soporte de los tubos. Es por ello que los esfuerzos relativos al desarrollo de construcción conllevaron a mejoras en la manufactura de los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Con el constante incremento en el uso de intercambiadores de calor de tubos y coraza, así como la demanda de una mayor exactitud de diseño para una amplia variedad de condiciones, se incrementó de manera espectacular la investigación referente al diseño mecánico y termo-hidráulico de estos equipos.

El método Kern se estableció en un principio como un método integral de diseño para los intercambiadores de calor de coraza y tubos, y fue adaptado como un estándar para las industrias ya que predecía buenos resultados; sin embargo las correlaciones para el cálculo de transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron a partir de cortes de bafle de un 25%, además de establecer patrones de flujo ideales por la coraza, los cuales no considera las fugas y las desviaciones de flujo entre los baffles y los tubos.

No fue sino hasta 1950 cuando Bell dio una solución aproximada para sistemas en régimen laminar. Además con el modelo de flujo propuesto por Tinker (1951, 1958) y con el conjunto de datos experimentales obtenidos haciendo cambiar una serie de parámetros geométricos, se logró formar un método de diseño más sólido que los conocidos hasta el momento, ya que éste incluye los efectos de las corrientes de fuga y desviación propuestas por el modelo de flujo de Tinker. Además considera los efectos debido a cambios geométricos sobre la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor. Luego, debido a la necesidad de establecer un método más apropiado y más realista para los diseños termo-hidráulicos, se estableció el método de Bell-Delaware, que al igual que el método clásico de Bell, es de evaluación (rating), es decir, la geometría del intercambiador debe ya estar completamente definida para poder evaluar su desempeño a través de una simulación o rating.

## 1.2 JUSTIFICACIÓN

Los intercambiadores de calor, surgen de la necesidad que tienen las industrias de contar con equipos que permitan aprovechar la energía de las corrientes de proceso, así como proveer las condiciones adecuadas de temperatura para que se lleve a efecto una determinada operación, lo que conlleva a optimizar un proceso en aspectos energéticos. En la actualidad se han hecho muchas investigaciones para el diseño de intercambiadores de calor; sin embargo, el empleo de un método riguroso en conjunto con programas de computación actualizados y basados en

algoritmos genéticos, cuyo fin sea la optimización es un campo aún más extenso en todos los procesos y en el cual se debe realizar más investigación.

Se pretende utilizar el uso de algoritmos genéticos con el programa Matlab® el para seleccionar el diseño factible completamente especificado de entre un gran número de diseños, que se van originando al combinar distintos valores de los grados de libertad, para entonces realizar el análisis de las variables y ecuaciones que gobiernan el modelo matemático del intercambiador.

Para esto, se desarrolla un algoritmo de resolución basado en artículos científicos desarrollados anteriormente por el Serna y Jiménez (2004) y Ponce-Ortega y col. (2009), en los cuales se ha implementado el uso del método Bell-Delaware para intercambiadores de calor de coraza y tubos. La principal novedad del presente trabajo consiste en la incorporación de las tablas de conteo de tubo, con el propósito principal de obtener el mejor diseño que se ajuste a la realidad, es decir, intercambiadores de calor de mínimo costo con componentes de dimensiones estándares (diámetros de tubos, diámetro de la coraza, espaciado de baffles, espacios libres entre los componentes para su ensamblado, tipo de haz de tubos, etc.). Para estimar el costo de estos equipos factibles se utiliza también una función de costo realista, propuesta por Purohit.

Además, se incorpora el análisis de ciclo de vida (LCA) para medir el impacto ambiental que tiene el intercambiador desde su construcción hasta su desecho. La metodología usada para tal efecto se basa en los Eco-indicadores 99.

### **1.3 OBJETIVOS**

El objetivo principal de este proyecto es desarrollar y aplicar un procedimiento para encontrar diseños factibles de intercambiadores de calor de coraza y tubos, así como incorporar dicho algoritmo en una estrategia de optimización basada en algoritmos genéticos para encontrar diseños factibles de costo mínimo.

Un intercambiador factible consiste de diferentes elementos como coraza, tubos y baffles con dimensiones y arreglos estándares y, por consiguiente, disponibles comercialmente. Asimismo, cumple un conjunto de restricciones operacionales y geométricas indicadas en los códigos de diseño y recomendadas como buenas prácticas de diseño.

Un objetivo secundario consiste en aplicar la metodología del ciclo de vida para determinar el impacto ambiental de los intercambiadores diseñados, medido a través del Eco-Indicador 99.

### **1.4 HIPÓTESIS**

Las tablas de conteo de tubos proporcionadas por los diferentes fabricantes de intercambiadores de calor de coraza y tubos se pueden combinar con el método Bell-Delaware para desarrollar procedimientos de diseño y optimización basada en algoritmos genéticos que permitan determinar diseños rigurosos, factibles y de costo mínimo de intercambiadores de calor de coraza y tubos

## CAPÍTULO 2

---

### 2.1 MARCO TEÓRICO

Desde la aparición de los procesos industriales se ha necesitado de operaciones unitarias que eleven o reduzcan la temperatura de un fluido por medio de un intercambio de calor, ya sea para que lo ajustemos a las condiciones deseadas a la entrada de otro proceso ó que reutilicemos la energía empleada en un fluido para calentar otro más frío, entonces, para que una corriente pueda ceder calor, es necesaria otra corriente que sea capaz de recibirlo.

Las corrientes de proceso son aquellas que participan dentro de los límites de todo el proceso, las cuales se establecen dentro de los cálculos de los balances de materia y energía, estos pueden ser las corrientes de entrada, corrientes de salida y o fracciones derivadas de otros procesos.

Para que pueda realizarse una transferencia de calor entre dos fluidos de corriente es necesario lo siguiente:

- a) Una diferencia de temperaturas entre las corrientes.
- b) Que éstos fluidos se encuentren separados por una superficie a través de la cual exista transferencia de calor.

Cuando existe una diferencia de temperatura, una de las corrientes es más caliente que la otra, y ésta cede su calor, así es como la *segunda ley de la termodinámica* participa dentro de este intercambio, que enuncia que el flujo espontáneo de calor siempre es unidireccional, desde los cuerpos de mayor temperatura hacia los de menor temperatura, hasta lograr un equilibrio térmico.

El área de transferencia se refiere a la superficie que separa a los dos fluidos cuya temperatura se va a intercambiar, por ejemplo, si uno de los fluidos circula por el interior del tubo y el otro se encuentra en el exterior del mismo, el área de transferencia será el área lateral del tubo.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se puede plantear la ecuación general de transferencia de calor que es la siguiente:

$$Q = U * A * \Delta T... (1)$$

Donde: Q = Carga térmica

U = Coeficiente global de transferencia de calor

A = Área de transferencia de calor

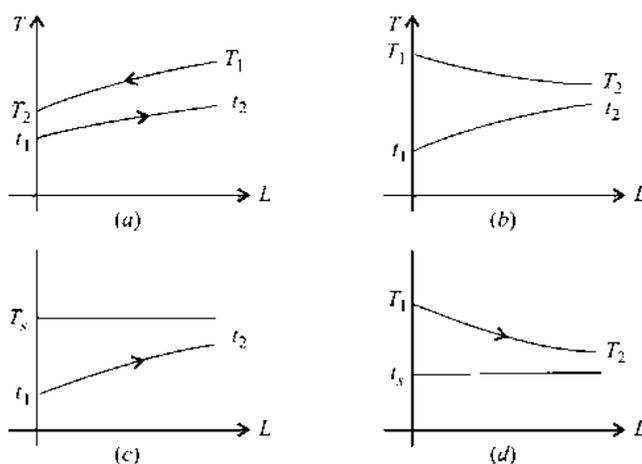
$\Delta T$  = Diferencia de temperatura de las corrientes

Esta ecuación se aplica a los intercambiadores de calor de coraza y tubo.

## 2.1.1 DESCRIPCIÓN DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Si se desea lograr un flujo de transferencia de calor continuo, se debe disponer de un equipo de transferencia de calor, en el cual entren un flujo de fluido caliente y un flujo de fluido frío, y así poder tener un intercambio de calor entre estas dos. Al recorrer ambos fluidos dentro del equipo, intercambian calor entre sí separados por la pared de los tubos, como consecuencia de este intercambio de calor ambas corrientes varían su temperatura a lo largo del equipo hasta alcanzar temperaturas distintas a la entrada, con el fin de que el fluido caliente se enfríe y el fluido frío se caliente, como se refiere en la figura 2-1.

FIG. 2-1 Gráficas de diferencia de temperaturas.



Sin embargo, esta diferencia de temperaturas es variable a lo largo de todo el equipo, y se presenta un valor máximo al extremo de entrada dado por la diferencia de temperaturas, esto significa que el calor transferido por unidad de área es variable a lo largo del equipo, o dicho de otro modo, la densidad de flujo de calor no es uniforme en toda el área transferida.

Sabiendo que en cada elemento de área es diferencial  $dA$ , que se considere en el equipo la diferencia de temperaturas entre dos fluidos es distinta, la ecuación de transferencia se debe escribir de modo diferencial, de ésta manera:

$$dQ = U * dA * (T - t) \dots \text{ec. (1)}$$

Por lo general, para el diseño de equipos, interesa obtener fórmulas integrales, que permitan calcular la cantidad de calor total intercambiada a través de toda la longitud del tubo, es decir, una expresión como la de la ecuación (1).

Diferencia media logarítmica de temperatura

Para poder entender este concepto se establece el siguiente balance de calor:

$$dQ = Wh * ch * dT = Wc * cc * dt \dots (2)$$

Donde:

$Wh$  = flujo másico del fluido caliente

ch = calor específico del fluido caliente

dT = diferencia de temperatura del fluido caliente

Wc = flujo másico del fluido frío

co = calor específico del fluido frío

dt = diferencia de temperatura del fluido frío

La ecuación (1) podemos expresarla de la siguiente manera:

$$dQ = U * dA * (T - t) = U * \pi * Do * dx * (T - t) \dots (1b)$$

de la ecuación (2) despejamos dt nos queda:

$$\frac{dQ}{Wh * ch} = dT \dots (2a)$$

$$\frac{dQ}{Wc * cc} = dt \dots (2b)$$

Si juntamos ambas ecuaciones restándolas

$$dQ \left( \frac{1}{Wh * ch} - \frac{1}{Wc * cc} \right) = d(T - t) \dots (2c)$$

Si tenemos además por 1b

$$\frac{dQ}{U * \pi * Do * dx} = (T - t) \dots (1c)$$

Dividimos las ecuaciones 2c y 1c

$$U * \pi * Do * dx * \left( \frac{1}{Wh * ch} - \frac{1}{Wc * cc} \right) = \frac{d(T - t)}{T - t} \dots (1d)$$

Para poder resolver estas ecuaciones diferenciales, habrá que integrarlas dentro de los siguientes límites:

Para x=0;  $T - t = T2 - t1$

Para x=L;  $T - t = T1 - t2$

De esta manera integrando la ecuación 1d podemos expresarlo como:

$$U * \pi * Do * \left( \frac{1}{Wh * ch} - \frac{1}{Wc * cc} \right) * \int dx = \int \frac{d(T - t)}{T - t} \dots (1d')$$

$$U * \pi * Do * \left( \frac{1}{Wh * ch} - \frac{1}{Wc * cc} \right) * L = \ln \frac{(T1 - t2)}{T2 - t1} \dots (1e)$$

Integrando las ecuaciones 2a y 2b dentro de los mismos límites anteriores nos queda:

$$\frac{1}{Wh * ch} = \frac{T1 - T2}{Q} \dots (2d)$$

$$\frac{1}{Wc * cc} = \frac{t2 - t1}{Q} \dots (2f)$$

Reemplazando las ecuaciones 2d y 2f en 1e y reordenando:

$$Q = (\pi * Do * L) * U * \frac{(T1 - t2) - (T2 - T1)}{\ln\left(\frac{T1 - t2}{T2 - t1}\right)} \dots (1f)$$

En donde

$$A = \pi * Do * L \quad \text{y} \quad \Delta T_{ml} = \frac{(T1 - t2) - (T2 - T1)}{\ln\left(\frac{T1 - t2}{T2 - t1}\right)}$$

$$\text{Reordenando:} \quad \Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \dots (3)$$

El término  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre dos fluidos, esto es el promedio logarítmico de los  $\Delta T$  en los extremos del equipo. Si el factor de corrección es  $FT=1$ , la ecuación se simplifica a:  $\Delta T = T1 - T2 \dots (3a)$ .

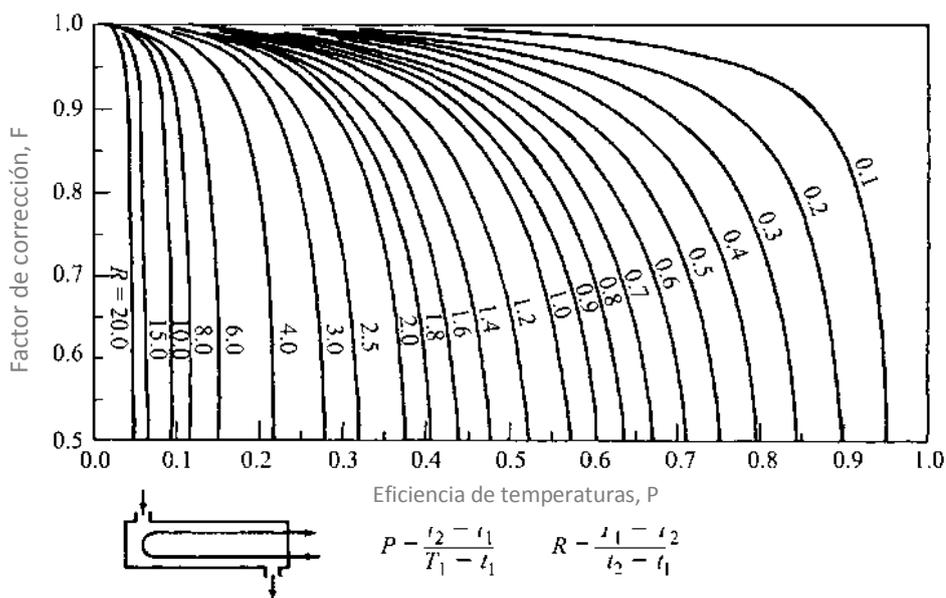
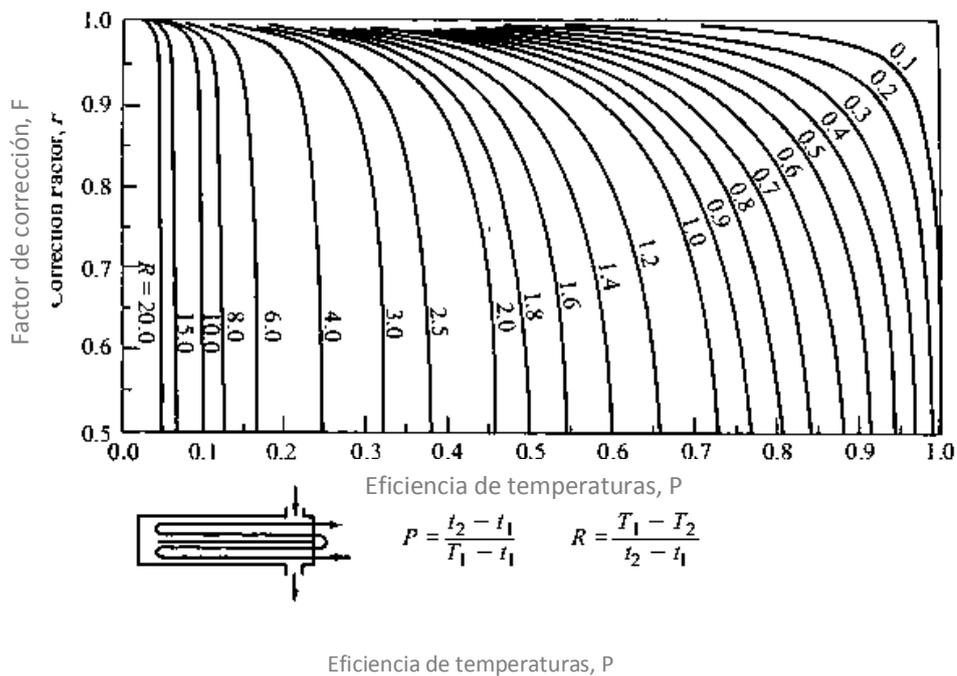
### 2.1.2 PARÁMETROS Ft, R Y P

En los párrafos anteriores se indicó que, cuando los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor circulan con flujo a contracorriente o con flujo paralelo, debe usarse la media logarítmica de las diferencias de temperaturas, donde  $\Delta T_2$  es la diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador y  $\Delta T_1$  en el otro extremo. Esta expresión de  $\Delta T_{ml}$  es válida para un intercambiador 1-1 de un paso por la coraza y un paso por los tubos, con flujo a contracorriente o en paralelo.

Cuando se trata de un intercambiador de calor de pasos múltiples, es necesario obtener otra igualdad diferente para la medida de la diferencia de temperatura, que depende de la configuración de los pasos por tubos y coraza. Considerando primero un paso por la coraza y dos por los tubos, como corresponde a la figura 2-2, el fluido frío en el primer paso por los tubos está en paralelo al fluido caliente. Por tanto, la media logarítmica de las diferencias de temperaturas que es aplicable a flujo en paralelo o en contracorriente pero no a una mezcla de ambos, como el intercambiador 1-2, no puede usarse para calcular el gradiente real de temperatura sin incluir correcciones.

El procedimiento común es usar en factor de corrección  $FT$  que también se define de modo que cuando se multiplica por  $\Delta T_{ml}$  el producto es el gradiente correcto de la temperatura media  $\Delta T$ , que debe usarse. Al usar los factores de corrección  $FT$ , es intrascendente si el fluido más caliente fluye a través de los tubos o de la coraza, el cual es un factor de decisión que más adelante contemplaremos como una variable independiente.

Figura 2-2 Gráfica de factores de corrección para: a) un intercambiador tipo 1-2. b) Un intercambiador tipo 2-2



### 2.1.3 ECUACIONES COMPACTAS PARA FT

Para poder realizar los cálculos competentes para la determinación de FT, nos basaremos en la aplicación de las formulas compactas, reportadas en el artículo de M. Serna y J.M. Ponce de Diseño y optimización de intercambiadores de calor multipasos, en las ecuaciones 8 y 10, además de las ecuaciones utilizadas para la eficiencia térmica (P), y la relación de capacidad calorífica (R), que se enuncian a continuación:

Eficiencia térmica:

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \dots (4)$$

Relación de capacidad calorífica:

$$R = \frac{C_{pc}}{C_{ph}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \dots (5)$$

Factor de correction Ft

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left[\frac{(1 - P_{1,2})}{(1 - RP_{1,2})}\right]}{(R - 1) \ln\left[\frac{2 - P_{1,2}(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P_{1,2}(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \dots (5) \quad \text{Para } R \neq 1$$

$$F_t = \frac{\sqrt{2}P_{1,2}}{(R - 1) \ln\left[\frac{2 - P_{1,2}(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P_{1,2}(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \dots (7) \quad \text{Para } R = 1$$

$P_{1,2}$  Efectivo:

$$P_{1,2} = \left(1 - \left(\frac{1 - RP}{1 - P}\right)^{\frac{1}{N_s}}\right) \left(R - \left(\frac{1 - RP}{1 - P}\right)^{\frac{1}{N_s}}\right)^{-1} \dots (8) \quad \text{Para } R \neq 1$$

$$P_{1,2} = \frac{P}{P - N_s P + N_s} \dots (9) \quad \text{Para } R = 1$$

En la figura 2-2 puede observarse la relación que existe entre  $P_{1,2}$  y  $F_t$ , para diferentes valores de  $R$ , los rangos a los que debe estar para que sea físicamente factible son:

$$0 < P_{1,2} < P_{\max}$$

La heurística nos indica que los valores de  $F_t$  deben ser mayores ó iguales a 0.75, esto con el objetivo de que en los cálculos no nos den valores infactibles.

Ahora bien, También debemos considerar el número de corazas que se encuentren dentro del intercambiador de calor, esto es válido para aquellos intercambiadores multipasos, y debemos considerar la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{\ln\left(\frac{1 - RP}{1 - RP}\right)}{\ln\left(\frac{1 - RP_{1,2}}{1 - P_{1,2}}\right)} \dots (10) \quad \text{Para } R \neq 1$$

$$N_s = \left(\frac{P}{1 - P}\right) \left(\frac{1 - P_{1,2}}{P_{1,2}}\right) \dots (11) \quad \text{Para } R = 1$$

Como en el caso anterior, tenemos que el número de corazas se debe de encontrar dentro del rango del número de corazas en series de 1-2 para que sea físicamente factible, o sea:

$$N_{s,min} < N_s < \infty$$

## 2.1.4 DISEÑO GEOMÉTRICO DEL INTERCAMBIADOR

Para calcular el área de transferencia del intercambiador aplicaremos la siguiente ecuación:

$$A = \pi \times Dt \times Lta \times Ntt \dots (12)$$

Donde:

A= Área de transferencia de calor

Dt= diámetro de los tubos

Lta= longitud efectiva de los tubos

Ntt= Número total de tubos

Podemos observar que se encuentra en función de parámetros de construcción del intercambiador, a continuación explicaremos el uso de cada uno de ellos para la solución de esta ecuación.

$$A = mt / (Vt * densidad) \dots (12b)$$

## 2.1.5 NÚMERO DE TUBOS

Para contabilizar el número de tubos necesarios para un intercambiador de calor se hace uso de la siguiente ecuación teórica:

$$Ntt = \frac{4 At Ntp}{\pi Dti^2} \dots (13)$$

Donde:

At = Área de los tubos

Ntp = Número de pasos por los tubos

Dti = Diámetro interno de los tubos

Sin embargo para esta investigación usaremos esta ecuación como referencia, ya que en la actualidad se cuenta con diseños mecánicos que se encuentran estandarizados y nos dan mejores resultados al compararlos con la ecuación teórica, a esto se le conoce como tablas de conteo de tubos, el cual está en función de los siguientes propiedades mecánicas: diámetros de los tubos (Dt), espaciado entre los tubos (Ltp), arreglo de los tubos, número de pasos por los tubos (Ntp), diámetro de la coraza (Ds) y el tipo de haz de los tubos.

## 2.1.6 TABLAS DE CONTEO DE TUBOS

Las tablas de conteo de tubos es una herramienta en la cual nos podemos basar para obtener la cantidad de tubos que pasan a través de los baffles del intercambiador de calor, las cuales fueron construidas a partir de un diseño mecánico donde se consideraban los esfuerzos realizados por el fluido y así mejorar su resistencia y calidad. Las tablas que se utilizarán son las reportadas en Saunders <sup>[12]</sup> (1988) y que se muestran en las tablas 1 hasta la 7.

Tabla 1- Tablas de conteo de Saunders opciones del 1 al 3

Ds	OPTION=1 Ltp=0.01984m ARREGLO=triangular						OPTION=2 Ltp=0.02381m ARREGLO=triangular						OPTION=3 Ltp=0.0254m ARREGLO=triangular										
	Mtp=1		Mtp=2		Mtp=4		Mtp=6		Mtp=1		Mtp=2		Mtp=6		Mtp=1		Mtp=2		Mtp=6				
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33			
0.2	77	73	66	62	49	45	39	35	52	50	43	32	30	26	24	46	43	40	37	29	26	23	20
0.25	125	119	112	106	90	84	78	72	85	81	76	72	60	56	52	75	71	67	63	53	49	46	42
0.31	186	175	170	159	143	132	129	118	127	120	116	109	98	91	88	112	106	102	96	86	80	77	71
0.34	230	216	212	198	193	169	167	153	158	148	146	136	125	115	105	138	130	127	119	110	102	100	92
0.39	310	291	290	271	256	237	238	219	213	200	199	186	175	162	163	187	176	175	164	154	143	143	132
0.44	401	376	378	353	340	315	319	294	276	259	260	243	234	217	220	243	227	229	213	206	190	193	177
0.49	505	472	480	447	437	404	414	381	348	325	330	307	301	278	285	306	286	290	270	264	244	250	230
0.54	621	579	593	551	546	504	521	479	428	400	408	380	376	348	359	376	351	359	334	330	305	315	290
0.59	748	698	717	667	666	616	638	588	516	481	495	460	459	424	440	454	423	435	404	404	373	387	356
0.64	869	810	836	777	780	721	751	692	600	559	577	536	539	498	518	527	491	507	471	473	437	455	419
0.69	1019	948	983	912	923	852	891	820	704	655	679	630	668	639	616	619	576	597	554	561	518	541	498
0.74	1180	1098	1142	1060	1077	995	1043	961	816	759	789	732	745	688	721	667	694	644	654	604	633	583	583
0.79	1354	1258	1313	1217	1244	1148	1207	1111	936	870	907	841	860	794	835	769	823	765	798	740	756	698	676
0.84	1539	1430	1495	1386	1422	1313	1383	1274	1064	989	1034	959	983	908	956	881	935	869	908	842	864	798	840
0.89	1737	1612	1691	1566	1613	1488	1572	1447	1201	1115	1169	1083	1115	1029	1087	1011	1056	980	1028	952	980	904	955
0.94	1946	1805	1896	1755	1815	1674	1771	1630	1346	1249	1312	1215	1255	1158	1226	1129	1183	1098	1153	1068	1103	1018	1076
0.99	2167	2009	2115	2057	2029	1871	1983	1825	1499	1391	1463	1355	1403	1295	1372	1264	1318	1222	1286	1190	1234	1138	1206
1.07	2520	2336	2464	2280	2371	2187	2321	2137	1745	1617	1706	1578	1642	1514	1608	1480	1533	1421	1499	1387	1442	1330	1412
1.14	2901	2688	2841	2628	2741	2528	2688	2475	2009	1861	1968	1820	1898	1750	1862	1714	1765	1635	1729	1599	1668	1538	1635
1.22	3308	3063	3244	2999	3138	2893	3081	2836	2291	2121	2247	2077	2173	2003	2134	1964	2014	1864	1975	1825	1911	1761	1875
1.3	3742	3464	3674	3396	3561	3283	3501	3223	2592	2399	2545	2352	2467	2274	2425	2232	2278	2109	2237	2068	2168	1999	2131
1.37	4203	3889	4132	3818	4011	3697	3948	3634	2912	2694	2862	2644	2779	2561	2735	2517	2559	2368	2515	2324	2443	2252	2403
1.45	4690	4338	4615	4263	4488	4136	4420	4068	3250	3006	3198	2954	3110	2866	3064	2820	2856	2641	2810	2595	2733	2518	2692
1.52	5205	4813	5126	4734	4992	4600	4921	4529	3607	3355	3552	3280	3459	3187	3411	3139	3170	2931	3121	2882	3040	2801	2997
1.6									3982	3681	3924	3623	3827	3526	3776	3475	3500	3235	3449	3184	3364	3099	3318
1.68									4376	4044	4315	3983	4214	3882	4160	3828	3846	3554	3793	3501	3704	3412	3656
1.75									4789	4424	4726	4361	4619	4254	4563	4198	4209	3888	4153	3832	4060	3739	4010
1.83									5220	4821	5154	4755	5043	4644	4984	4585	4587	4237	4529	4179	4432	4082	4379
1.98									6138	5688	6066	5595	5946	5476	5882	5412	5394	4981	5331	4918	5226	4813	5169
2.13									7130	6581	7053	6504	6923	6374	6855	6306	6266	5783	6198	5715	6085	5602	6024
2.29									8196	7563	8113	7480	7975	7342	7901	7268	7203	6646	7130	6573	7009	6452	6943
2.44									9337	8614	9249	8526	9101	8378	9022	8299	8206	7571	8128	7493	7999	7306	7929
2.59									10552	9732	10458	9638	10301	9481	10218	9398	9274	8553	9191	8470	9054	8333	8980
2.74									11842	10920	11743	10821	11576	10654	11488	10566	10407	9557	10320	9510	10174	9364	10095
2.9									13205	12176	13110	12071	12925	11896	12831	11802	11606	10701	11514	10609	11360	10455	11277
3.05									14643	13500	14533	13390	14348	13205	14250	13107	12869	11864	12772	11767	12610	11605	12522

Tabla 2– Tablas de conteo de Saunders opciones del 4 al 8

Ds	OPTION=4 ltp=0.01984 m ARREGLO=triangular		OPTION=5 ltp=0.02223 m ARREGLO=cuadrado		OPTION=6 ltp=0.02544 m ARREGLO=cuadrado		OPTION=7 ltp=0.02381 m ARREGLO=triangular		OPTION=8 ltp=0.02540 m ARREGLO=triangular											
	Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4									
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	28	26	22	20	36	34	28	28	32	28	26	22		
0.203	58	54	46	42	40	36	32	30	28	26	22	20	18	16	14	12	10	8	6	
0.254	100	94	88	82	70	66	60	56	52	48	44	40	36	32	28	24	20	16	12	8
0.305	158	146	140	130	108	102	96	90	84	78	74	70	64	60	56	52	48	44	40	36
0.337	200	184	180	166	138	128	124	114	108	100	94	90	84	80	74	70	64	60	56	52
0.387	274	254	252	234	190	176	174	162	154	140	130	128	118	112	104	96	92	84	80	74
0.438	360	336	336	312	248	230	232	214	206	190	176	172	160	152	144	136	128	120	114	106
0.489	460	426	434	400	318	294	300	276	268	252	236	222	206	192	180	170	162	156	150	144
0.54	570	528	542	500	394	366	374	344	336	320	304	288	272	256	244	236	228	222	216	210
0.591	694	644	662	612	478	442	456	420	412	396	380	364	348	332	316	304	296	290	284	278
0.635	810	750	776	716	560	518	536	494	486	470	454	438	422	406	394	386	380	374	368	362
0.686	956	884	918	848	660	610	634	586	578	562	546	530	514	498	486	478	472	466	460	454
0.737	1112	1030	1072	900	768	708	740	684	676	660	644	628	612	596	584	576	570	564	558	552
0.787	1280	1184	1238	1142	884	818	854	790	782	766	750	734	718	702	686	674	666	660	654	648
0.838	1460	1352	1416	1308	1008	932	978	902	894	878	862	846	830	814	802	794	788	782	776	770
0.889	1654	1530	1606	1482	1142	1,056	1,108	1,022	1,014	998	982	966	950	934	922	914	908	902	896	890
0.94	1858	1718	1808	1668	1282	1,186	1,248	1,150	1,142	1,126	1,110	1,094	1,078	1,062	1,046	1,034	1,028	1,022	1,016	1,010
0.991	2074	1916	2022	1864	1432	1,324	1,394	1,286	1,278	1,262	1,246	1,230	1,214	1,198	1,186	1,180	1,174	1,168	1,162	1,156
1.067	2420	2236	2366	2180	1672	1,544	1,632	1,504	1,496	1,480	1,464	1,448	1,432	1,416	1,404	1,400	1,396	1,392	1,388	1,384
1.143	2794	2582	2734	2522	1930	1,782	1,888	1,740	1,732	1,716	1,700	1,684	1,668	1,652	1,640	1,640	1,640	1,640	1,640	1,640
1.219	3194	2952	3130	2884	2206	2,036	2,160	1,992	1,984	1,968	1,952	1,936	1,920	1,904	1,892	1,892	1,892	1,892	1,892	1,892
1.295	3622	3344	3554	3276	2500	2,308	2,452	2,260	2,252	2,236	2,220	2,204	2,188	2,176	2,176	2,176	2,176	2,176	2,176	2,176
1.372	4076	3762	4002	3688	2814	2,596	2,764	2,546	2,538	2,522	2,506	2,490	2,474	2,462	2,462	2,462	2,462	2,462	2,462	2,462
1.448	4556	4204	4478	4126	3144	2,902	3,092	2,848	2,840	2,824	2,808	2,792	2,776	2,764	2,764	2,764	2,764	2,764	2,764	2,764
1.524	5064	4672	4982	4590	3494	3,224	3,440	3,170	3,162	3,146	3,130	3,114	3,098	3,086	3,086	3,086	3,086	3,086	3,086	3,086

Tabla 3 & 4– Tablas de conteo de Saunders opciones del 9 al 14

Ds	OPTION=9 Ltp=0.08175 m ARREGLO=triangular								OPTION=10 Ltp=0.03969 m ARREGLO=triangular							
	Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4	
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33
0.203	28	27	24	23	17	16	17	12	17	16	14	13	10	9	0	0
0.254	47	44	42	39	33	30	29	26	29	27	26	24	20	18	17	15
0.305	70	66	64	60	54	50	48	44	43	41	39	37	33	31	29	27
0.337	87	82	80	75	69	64	63	58	54	51	50	47	43	40	39	36
0.387	115	110	107	102	94	89	87	82	74	69	69	64	61	56	56	51
0.438	153	143	144	134	129	119	121	111	96	90	90	84	81	75	76	70
0.489	193	180	183	170	167	154	158	145	122	113	116	107	105	96	100	91
0.54	238	220	227	209	209	191	199	181	150	140	143	133	132	122	125	115
0.591	287	267	275	252	255	235	244	224	181	169	173	161	161	149	154	142
0.635	334	311	321	298	300	277	288	265	211	196	203	188	189	174	182	167
0.686	392	365	378	351	355	328	342	315	248	231	239	222	224	207	216	199
0.737	455	423	440	408	415	383	402	370	288	268	278	258	263	243	254	234
0.787	522	485	506	469	479	442	465	428	331	307	321	297	304	280	295	271
0.838	594	551	577	534	549	506	533	490	377	350	366	339	348	321	338	311
0.889	671	622	653	604	623	574	607	558	426	395	414	383	395	364	385	354
0.94	752	697	734	678	701	646	684	629	478	443	466	431	445	410	435	400
0.991	838	776	818	756	784	722	766	704	532	493	519	480	498	459	486	447
1.067	975	903	953	881	917	845	897	825	620	574	606	560	583	537	571	525
1.143	1123	1040	1100	1017	1061	978	1040	957	715	661	700	646	675	621	662	608
1.219	1282	1186	1257	1161	1216	1120	1193	1097	816	755	800	739	774	713	760	699
1.295	1451	1342	1424	1315	1381	1272	1357	1248	924	854	907	837	879	809	864	794
1.372	1630	1508	1602	1480	1556	1434	1530	1408	1038	960	1020	942	990	912	975	897
1.448	1820	1680	1790	1652	1741	1603	1715	1577	1159	1071	1140	1052	1109	1021	1092	1004
1.524	2020	1867	1989	1836	1937	1784	1909	1756	1287	1189	1267	1169	1234	1136	1216	1118
1.6	2231	2061	2198	2028	2144	1974	2115	1945	1422	1313	1401	1292	1366	1257	1348	1239
1.676	2452	2265	2418	2231	2361	2174	2330	2143	1563	1443	1541	1421	1505	1385	1486	1366
1.753	2684	2479	2648	2443	2589	2384	2557	2351	1711	1580	1688	1557	1650	1519	1630	1499
1.829	2926	2701	2889	2664	2827	2602	2793	2568	1866	1722	1842	1698	1802	1658	1781	1637
1.981	3441	3177	3400	3136	3334	3070	3397	3033	2195	2026	2169	2000	2126	1957	2103	1934
2.134	3998	3689	3954	3645	3882	3573	3843	3534	2551	2353	2523	2325	2477	2279	2452	2254
2.286	4598	4241	4551	4194	4474	4117	4432	4075	2934	2706	2904	2676	2854	2626	2838	2260
2.438	5238	4832	5188	4782	5106	4700	5061	4655	3343	3083	3311	3051	3258	2998	3230	2950
2.591	5921	5460	5868	5407	5781	5320	5732	5271	3779	3484	3745	3450	3689	3394	3659	3364
2.743	6645	6127	6589	6071	6496	5798	6445	5978	4243	3911	4207	3875	4153	3815	4116	3784
2.896	7412	6833	7353	6774	7255	6676	7201	6622	4732	4362	4694	4324	4631	4261	4598	4228
3.048	8220	7576	8158	7514	8055	7411	7998	7354	5249	4837	5209	4797	5145	4733	5107	4695

Ds	OPTION=11 Ltp=0.03175 m ARREGLO=triangular				OPTION=12 Ltp=0.03175 m ARREGLO=cuadrado				OPTION=13 Ltp=0.03669 m ARREGLO=triangular				OPTION=14 Ltp=0.03969 m ARREGLO=cuadrado			
	Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=2		Ntp=4	
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33
0.203	16	14	12	10	14	12	10	8	8	0	0	0	8	6	0	0
0.254	32	28	26	24	28	24	22	20	18	16	14	12	16	14	12	12
0.305	52	48	46	42	46	42	38	36	30	28	26	24	28	24	24	20
0.337	68	62	60	54	58	54	52	48	40	38	36	32	36	32	32	28
0.387	92	88	84	80	82	76	74	68	58	54	52	48	50	46	46	42
0.438	128	118	118	108	110	102	102	94	78	72	72	66	68	62	62	58
0.489	164	152	154	140	142	132	134	122	102	94	96	86	88	82	82	74
0.54	206	188	194	176	178	164	170	156	128	118	120	110	112	102	104	96
0.591	252	232	240	220	218	200	208	190	158	146	148	136	136	126	130	118
0.635	296	274	284	260	256	236	246	226	186	170	176	162	162	150	154	140
0.686	352	324	338	310	304	282	292	270	220	204	210	194	192	176	182	168
0.737	412	380	396	364	356	328	344	316	260	238	248	228	224	206	214	198
0.787	476	438	460	422	412	343	398	366	300	276	288	264	260	240	250	230
0.838	544	502	528	494	472	380	456	420	344	316	332	306	298	274	286	264
0.889	618	570	600	552	536	494	520	478	390	360	378	348	338	312	328	300
0.94	696	642	678	624	604	558	586	540	440	406	428	392	382	350	370	340
0.991	780	718	760	698	676	622	656	604	490	454	478	440	426	392	414	380
1.067	912	840	890	818	792	730	770	708	578	532	562	516	500	460	488	448
1.143	1058	974	1032	950	916	844	896	822	670	616	654	600	580	534	566	520
1.219	1212	1116	1186	1090	1050	966	1028	944	768	706	750	690	664	612	650	596
1.295	1376	1268	1348	1240	1192	1098	1168	1072	874	802	854	784	756	696	740	680
1.372	1550	1428	1522	1400	1342	1236	1318	1210	984	906	964	888	852	784	836	768
1.448	1736	1598	1706	1568	1504	1384	1478	1358	1102	1014	1082	994	954	878	938	862
1.524	1932	1780	1900	1746	1674	1542	1646	1514	1226	1128	1206	1108	1064	975	1044	960

Tabla 5- Tablas de conteo de Saunders opciones del 15 al 17

Ds	OPTION=15 ltp=0.01984 m ARREGLO=triangular						OPTION=16 ltp=0.02223 m ARREGLO=cuadrado						OPTION=17 ltp=0.02381 m ARREGLO=triangular												
	Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8		
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0
0.203	59	58	48	47	31	30	21	20	40	40	33	33	20	20	14	14	40	39	33	32	20	19	14	13	
0.254	102	100	89	87	67	65	55	53	70	69	61	60	46	45	37	36	70	69	61	60	45	44	37	36	
0.305	158	154	142	138	115	111	101	97	109	106	98	95	80	77	70	67	108	106	97	95	79	77	69	67	
0.337	198	193	180	175	151	146	135	130	137	133	125	121	105	101	94	90	136	133	124	121	103	100	93	90	
0.387	273	265	253	245	219	211	201	193	188	182	174	168	151	145	138	132	188	182	174	168	150	144	138	132	
0.438	359	347	336	324	298	286	277	263	248	239	232	223	206	197	192	183	247	239	231	223	205	197	191	183	
0.489	458	440	433	415	390	372	367	349	316	303	298	285	269	256	253	240	315	303	297	285	268	256	252	240	
0.54	568	544	540	516	493	469	468	444	392	375	372	355	340	323	323	306	392	375	372	355	340	323	323	306	
0.591	690	659	659	628	608	577	580	549	477	455	456	434	420	398	401	379	477	454	456	433	420	397	401	378	
0.635	790	756	757	723	701	667	672	638	545	522	522	499	484	461	463	440	545	522	522	499	484	461	463	440	
0.686	933	890	897	854	837	794	805	762	644	614	619	589	578	548	556	526	644	615	619	590	578	549	556	527	
0.737	1088	1035	1050	997	985	932	951	888	751	715	724	688	680	644	656	620	752	716	725	689	681	645	657	621	
0.787	1255	1192	1214	1151	1145	1082	1108	1045	866	823	837	794	790	747	765	722	867	824	838	795	791	748	766	723	
0.838	1433	1359	1389	1315	1316	1242	1277	1203	989	938	959	908	908	857	881	830	991	940	961	910	910	859	883	832	
0.889	1624	1537	1578	1491	1500	1413	1459	1372	1121	1061	1089	1029	1035	975	1007	947	1123	1063	1091	1031	1037	977	1009	949	
0.94	1826	1727	1776	1677	1695	1596	1651	1552	1261	1192	1227	1158	1170	1110	1141	1072	1264	1194	1230	1160	1173	1103	1144	1074	
0.991	2034	1921	1982	1869	1869	1783	1850	1737	1404	1326	1368	1290	1308	1230	1277	1199	1407	1330	1371	1294	1311	1234	1280	1203	
1.067	2377	2241	2321	2185	2228	2092	2178	2042	1641	1547	1602	1508	1538	1444	1504	1410	1645	1551	1606	1512	1542	1448	1508	1414	
1.143	2747	2587	2687	2527	2587	2427	2534	2374	1896	1786	1855	1745	1786	1670	1751	1639	1902	1791	1861	1750	1791	1680	1755	1644	
1.219	3143	2955	3079	2891	2973	2785	2916	2728	2170	2040	2126	1996	2052	1922	2013	1883	2177	2046	2133	2002	2059	1928	2020	1889	
1.295	3567	3349	3499	3281	3386	3168	3326	3108	2463	2312	2416	2265	2338	2187	2296	2445	2471	2320	2424	2273	2346	2195	2304	2153	
1.372	4017	3768	3946	3697	3825	3576	3762	3513	2773	2602	2723	2552	2641	2470	2596	2425	2783	2610	2733	2560	2650	2477	2606	2433	
1.448	4494	4210	4419	4135	4292	4008	4224	3940	3103	2907	3051	2855	2963	2767	2917	2721	3114	2917	3062	2865	2974	2777	2928	2731	
1.524	4998	4678	4919	4599	4785	4465	4714	4394	3451	3230	3396	3175	3304	3083	3255	3034	3463	3241	3408	3186	3315	3093	3267	3045	



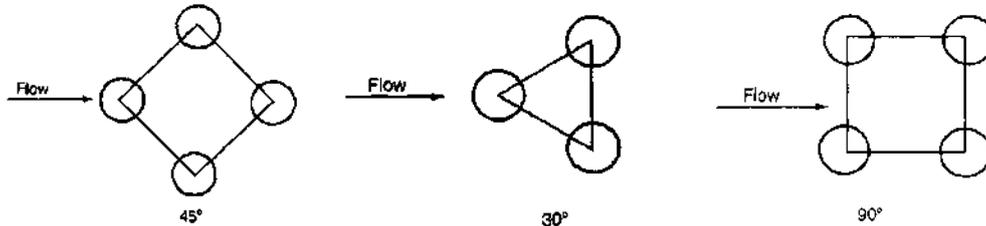
Tabla 7– Tablas de conteo de Saunders opciones del 21 al 23

Ds	OPTION=21 ltp=0.0254 m ARREGLO=cuadrado								OPTION=22 ltp=0.03175 m ARREGLO= triangular								OPTION=23 ltp=0.03175 m ARREGLO=cuadrado							
	Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8		Ntp=2		Ntp=4		Ntp=6		Ntp=8	
	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33	0	0.33
0.203	18	18	14	14	8	8	-	-	-	-	13	13	10	10	-	-	11	11	9	9	-	-	-	-
0.254	33	32	28	27	21	20	17	16	27	23	20	20	14	14	-	-	20	20	17	17	13	13	-	-
0.305	51	50	46	45	37	36	32	31	37	36	33	32	27	26	23	22	32	31	29	28	23	22	20	19
0.337	65	63	59	57	49	47	44	42	47	45	43	41	36	34	32	30	40	39	36	35	30	29	27	26
0.387	89	87	82	80	71	69	65	63	65	63	60	58	52	50	47	45	56	54	52	50	44	42	41	39
0.438	118	114	110	106	98	94	91	87	86	83	80	77	71	68	66	63	74	72	69	67	61	59	57	55
0.489	151	145	142	136	128	122	120	114	110	106	104	100	93	89	88	84	95	91	89	85	81	77	76	72
0.54	188	180	178	170	163	155	154	146	137	131	130	124	119	113	112	106	119	113	113	107	103	97	98	92
0.591	229	218	218	207	201	190	192	181	167	159	159	151	147	139	140	132	145	138	138	131	127	120	122	115
0.635	263	251	252	240	233	221	223	211	192	183	184	175	170	161	163	154	166	159	159	152	147	140	141	134
0.686	311	296	299	284	279	264	268	253	227	216	218	207	203	192	195	184	197	187	189	179	176	166	170	160
0.737	363	345	350	332	328	310	317	299	265	252	255	242	240	227	231	218	230	218	222	210	208	196	201	189
0.787	419	397	405	383	382	360	369	347	307	291	297	281	280	264	271	255	265	252	256	243	241	228	234	221
0.838	479	454	464	439	473	414	426	401	351	332	340	321	322	303	312	293	304	288	295	279	279	263	271	255
0.889	543	513	527	497	501	471	487	457	398	376	386	364	367	345	357	335	345	326	335	316	318	299	320	291
0.94	611	577	594	560	567	533	552	518	448	423	436	411	415	390	405	380	388	366	377	355	360	338	351	329
0.991	681	643	663	625	634	596	619	581	499	471	486	458	465	437	453	425	432	408	421	397	402	378	393	369
1.067	796	750	777	731	746	700	729	683	585	551	571	537	548	514	536	502	506	477	494	465	474	445	464	435
1.143	921	867	901	846	867	813	849	795	676	636	661	621	636	596	623	583	586	551	573	538	552	517	541	506
1.219	1054	991	1032	959	996	933	977	914	775	728	759	712	733	686	719	672	671	630	756	616	634	593	623	582
1.295	1197	1124	1174	1101	1136	1063	1115	1042	880	826	863	809	835	781	820	766	762	715	747	700	723	676	711	664
1.372	1349	1265	1325	1241	1284	1200	1263	1179	992	930	974	912	944	882	929	867	859	805	844	790	818	764	805	751
1.448	1510	1414	1484	1388	1442	1346	1419	1323	1110	1040	1091	1021	1060	990	1043	973	962	900	946	884	918	856	905	843
1.524	1680	1571	1653	1544	1608	1499	1584	1475	1236	1156	1216	1136	1183	1103	1165	1085	1070	1001	1053	984	1024	955	1010	941

## 2.1.7 CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS

La configuración de los tubos está caracterizada por la inclusión de un ángulo entre los tubos, como se muestra en la figura en la figura 3.

FIG. 3 ARREGLO DE LOS TUBOS



Los baffles sirven para dos funciones principalmente, la más importante es soportar la estructura rígida, prevenir la vibración y la holguras, y además, desviar el flujo a través del haz de tubos para obtener un mayor coeficiente de transferencia de calor.

## 2.1.8 DIÁMETROS EQUIVALENTES

Dependiendo de la configuración, se tiene reportado en la literatura las siguientes ecuaciones empíricas del método Kern y son las siguientes:

Para configuración triangular:

$$De = \left(\frac{1.1}{Dt}\right) (Ltp^2 - (0.912Dt^2)) \dots (14)$$

Para configuración cuadrada:

$$De = \left(\frac{1.27}{Dt}\right) (Ltp^2 - (0.785 * Dt^2)) \dots (15)$$

Donde:

Ltp = espaciado entre los tubos

Dt=diámetro externo de los tubos

## 2.1.9 COEFICIENTE DE RESISTENCIA COULSON Y COL (1989) & BRANAN (1994)

Para el diseño del intercambiador de calor se tienen los siguientes valores experimentales:

Para 1 paso por los tubos;  $k_{ext}=1.5$

Para 2, 4 y 6 pasos por los tubos;  $k_{ext}=2.5$

### 2.1.10 RESTRICCIÓN DE LONGITUD EFECTIVA PARA TUBOS EN U

Los intercambiadores de calor de coraza y tubo se han clasificado principalmente en tres tipos de acuerdo a su diseño:

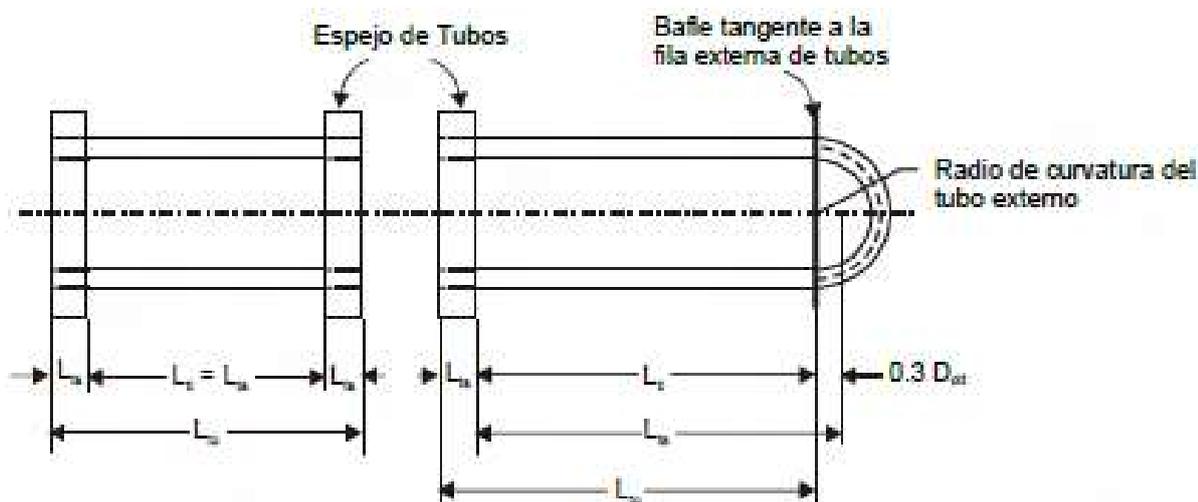
- 1) Intercambiadores de calor de haz de tubos fijos.
- 2) Intercambiadores de calor de cabezales flotantes.
- 3) Intercambiadores de calor de tubos en U.

Los dos primeros constan de tubos rectos longitudinales, donde:

$L_{to}$  = Longitud de tubo nominal excepto para los de tubos en U.

$L_{ti}$  = Longitud que resulta de sumar todos los espaciados de los baffles. Para todos los tubos en U, está esta longitud es la distancia entre el lado interno del espejos de tubos y el último baffle.

FIG. 4 ESQUEMA DE LAS DEFINICIONES DE LAS LONGITUDES DE TUBO (TABOREK, 1983)



### 2.1.11 CÁLCULOS PARA DETERMINAR LONGITUD EFECTIVA DE TRANSFERENCIA

Para poder calcular la longitud efectiva de transferencia se tiene las siguientes relaciones reportadas en el libro de Taborek <sup>[16]</sup> (1983), cuando no se tiene un boceto detallado de la geometría del intercambiador.

$$L_{ts} = 0.1 * D_s \dots \text{(ec. 16)}$$

Sin embargo, se tiene la siguiente restricción:  $(L_{ts} > 0) \ \& \ (L_{ts} < 0.025)$

Cuando no se cumplan las restricciones, se fija un valor de  $L_{ts} = 0.025$ .

Ahora bien, cuando el intercambiador sea de cabezal fijo se toma el siguiente valor de  $L_{ti}$ :

$$L_{ti} = L - L_{ts} \dots \text{(ec. 17)}$$

Para calcular el área de transferencia de calor se requiere usar la longitud efectiva de los tubos  $L_{ta}$ . Como se muestra en la figura 2.1 para los haces de tubos rectos  $L_{ta}$  se estima que:

$$L_{ta} = L_{ti}$$

En el caso de tener tubos en U, la longitud de los tubos en la curvatura es  $0.3/D_{otl}$  y se expresa como:

$$L_{ta} = L_{ti} + (0.3 \cdot D_{otl}) \dots \text{(ec. 18)}$$

La longitud efectiva para la transferencia de calor es denominada por la siguiente ecuación:

$$L_{tt} = L_{ta} + L_{ts} \dots \text{(ec. 19)}$$

Cuando el intercambiador de calor sea de tipo cabezal flotante, para tubos rectos tenemos:

Para longitud nominal:

$$L = L_{to}$$

$$L_{ti} = L - (2 \cdot L_{ts}) \dots \text{(ec. 20)}$$

$$L_{ta} = L_{ti}$$

$$L_{tt} = L$$

Parámetros para cálculo de  $D_{otl}$  tubos en U:

Tubos Rectos y Tubos en U

$$L = L_{to}$$

Para los intercambiadores de cabezal Fijo y Tubos en U se utilizan los siguientes parámetros:

$$a_{tabk} = 0.013 \quad m_{tabk} = 0.005$$

Para los intercambiadores de Haz de Tubos Flotante:

$$a_{tabk} = 0.038; \quad m_{tabk} = 0$$

Entonces podemos aplicar la siguiente ecuación:

$$D_{otl} = (D_s - a_{tabk}) / (1 + m_{tabk}) \dots \text{(ec. 21)}$$

## 2.1.12 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La ecuación general para el coeficiente de transferencia de calor global se puede escribir de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + R_{ds} + \left(\frac{D_t}{2R_w}\right) \ln\left(\frac{D_t}{D_{ti}}\right) + \left(\frac{D_t}{D_{ti} h_i}\right) + \left(D_t \frac{R_{dt}}{D_{ti}}\right)} \dots \text{(ec. 22)}$$

Donde:

U= Coeficiente global de transferencia de calor

hs= Coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza

hi= Coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo

Dt= Diámetro externo de los tubos

Dti= Diámetro interno de los tubos

Rds= Factor de ensuciamiento por el lado de la coraza

Rdt= Factor de ensuciamiento por el lado de los tubos

Esta ecuación como se puede apreciar está en función de los coeficientes de transferencia de calor del lado del tubo y de lado de la coraza, además de los factores de ensuciamiento respectivos. En la literatura se pueden encontrar diversas formas de ecuaciones para poder encontrar estos valores, en este caso utilizaremos tanto las ecuaciones del método Kern como las ecuaciones del método Bell-Delaware.

### 2.1.13 CÁLCULO DE $h_s$ Y $h_t$ UTILIZANDO EL MÉTODO KERN

Para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos se ha planteado la siguiente ecuación:

$$ht = 0.023 \left( \frac{kt}{Dti} \right) (Ret^{0.8}) \left( Prt^{\frac{1}{3}} \right) \dots (ec. 23)$$

Sin embargo se debe de tomar en cuenta que debido a la influencia del flujo, esta misma ecuación se ve afectada, por lo cual existen correlaciones generalizadas para cada tipo de flujo, de acuerdo a esto la ecuación se puede simplificar así:

$$ht = \frac{Nu * kt}{Dti} \dots (ec. 24)$$

Donde cada parámetro puede evaluarse de la siguiente manera:

Si  $Ret < 2100$  Flujo Laminar

$$Gz = Ret * Prt * \left( \frac{Dti}{L} \right) \dots (ec. 25)$$

Si el valor de  $Gz > 100$ , entonces:

$$Nu = 1.86 * Gz^{\left(\frac{1}{3}\right)} * phit \dots (ec. 26)$$

Si el valor de  $Gz \leq 100$ , aplicamos entonces:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.85 * Gz * phit}{1 + 0.047 * Gz.^{\frac{2}{3}}} \dots (ec. 27)$$

Si  $Ret > 2100$  &  $Ret \leq 10000$  Zona de transición

$$Nu = (0.166) * \left( Ret^{\frac{2}{3}} - 125 \right) * \left( Prt^{\frac{1}{3}} \right) * \left( 1 + \left( \frac{Dti}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) * phit \dots (ec. 28)$$

Si  $Ret > 10000$  Flujo Turbulento

$$Nu = \frac{0.023 * Ret^{0.8} * Prt * phit}{1.07 + 12.7 * \left( Prt^{\frac{2}{3}} - 1 \right) * \left( \frac{0.023}{Ret^{0.2}} \right)^{0.5}} \dots (ec. 29)$$

En función del número de Nusselt calculamos entonces con la siguiente ecuación:

$$ht = (Nu * kt) / Dti \dots (ec. 30)$$

Para calcular el área del intercambiador de calor, se calcula como sigue:

$$A = pi * Dt * Lta * Ntt \dots (ec. 31)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es entonces calculado como función del área:

$$U = (Qexc / (A * FT * \Delta T)) \dots (ec. 32)$$

Para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza por medio de la correlación de Kern se hace uso de la siguiente ecuación:

$$hs = 1 / \left( (1/U) - Rds - \left( \frac{Dt}{2 * kw} \right) * \log(Dt/Dti) + c1 - \left( \frac{Dt}{Dti} \right) * \left( \frac{1}{ht} + Rdt \right) \right) \dots (ec. 32)$$

Para poder realizar los cálculos pertinentes al método, se deben agregar las ecuaciones que describan el comportamiento físico de los flujos, es por ello que debemos incluirlas dentro del procedimiento, son las siguientes;

Número de Prandtl para el flujo de la coraza:

$$Prs = \frac{cps * mus}{ks} \dots (ec. 33)$$

Número de Reynolds para el flujo de la coraza:

$$Res = \left( \left( \frac{hs}{0.36} \right) * \left( \frac{De}{ks} \right) * \left( \frac{1}{Prs^{\frac{1}{3}}} \right) \right)^{\frac{1}{0.55}} \dots (ec. 34)$$

Factor de ensuciamiento dentro de los tubos:

$$f_s = \frac{1.79}{Re_s^{0.19}} \dots \text{(ec. 35)}$$

Velocidad de dentro de la coraza:

$$V_s = Res. \left( \frac{mus}{densidads * De} \right) \dots \text{(ec. 36)}$$

Área de la coraza:

$$As = \left( \frac{ms}{densidads * V_s} \right) \dots \text{(ec. 37)}$$

Espaciado entre los baffles:

$$Lbc = \frac{As}{Ds * \left( \frac{Ltp - Dt}{Ltp} \right)} \dots \text{(ec. 38)}$$

Numero de baffles:

$$Nb = \left( \frac{Lta}{Lbc} \right) - 1 \dots \text{(ec. 39)}$$

### 2.1.14 CÁLCULO DE $h_s$ POR MEDIO DEL MÉTODO BELL-DELAWARE

El método Bell-Delaware consta de un procedimiento riguroso de diseño detallado de intercambiadores de calor que considera patrones de flujo no ideales, además de ser tratarse de un método de evaluación (rating). Esto implica que la geometría del intercambiador debe estar ya completamente definida.

Para poder hacer el rating del intercambiador de calor de coraza y tubos, es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos ( $h_t$ ), y el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza ( $h_s$ ) dadas por el método previo, ya que es necesario corregir el valor de  $h_s$  para conseguir un resultado más eficiente.

El método Bell-Delaware considera patrones de flujo por el lado de la coraza más ajustados a la realidad, tomando en cuenta los efectos de las fugas y corrientes desviadas que ocurren en los baffles como se muestran en las figuras 5 y 6.

FIG. 5 PATRONES DE FLUJO PAR EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.

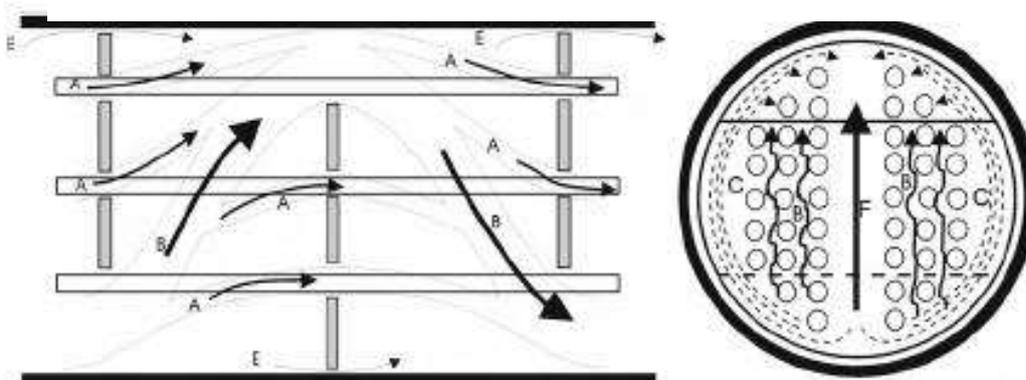


FIG. 6 FLUJOS DESVIADOS DEL BAFLE Y LOS TUBOS

Corrientes de flujo

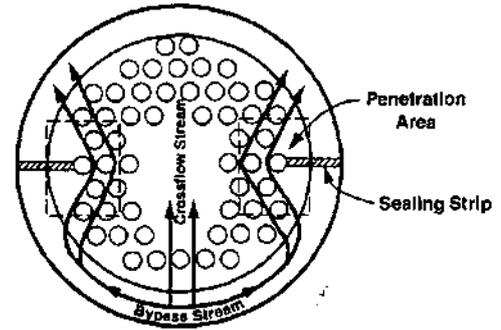
A = Fugas entre el bafle y los tubos

B = Flujo cruzado

C = Flujo desviado

E = Fuga entre el bafle y la coraza

F = Desviación de la partición entre el paso de los tubos



La relación básica para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza se encuentra dada por:

$$hs = hs (Jc, Jl, Jb, Jr, Js) = hsi * Jtot \dots \text{(ec. 40)}$$

Donde:

$$Jtot = Jc * Jl * Jb * Jr * Js \dots \text{(ec. 41)}$$

El coeficiente de transferencia de calor ideal del lado de la coraza  $h_{si}$ , es el obtenido por el método Kern. Además, las expresiones dadas de  $Jc$ ,  $Jl$ ,  $Jb$ ,  $Jr$ , y  $Js$ , son proporcionadas por Taborek (1983) y se definen a continuación:

Para el factor de corrección de la ventana del bafle ( $Jc$ ):

$$Jc = 0.55 + 0.72 * Fc \dots \text{(ec. 42)}$$

Donde  $Fc$  está dado por:

$$Fc = 1 - 2 * Fw \dots \text{(ec. 43)}$$

Así mismo:

$$Fw = \left( \frac{\theta_{ctl}}{360} \right) - \frac{\sin \left( \theta_{ctl} * \left( \frac{\pi}{180} \right) \right)}{2 * \pi} \dots \text{(ec. 44)}$$

$$\theta_{ctl} = 2 * \arccos \left( \left( \frac{Ds}{Dctl} \right) * \left( 1 - 2 * \left( \frac{Bc}{100} \right) \right) \right) * \left( \frac{180}{\pi} \right) \dots \text{(ec. 45)}$$

Para el factor de corrección de los efectos de las fugas del bafle ( $Jl$ ):

$$Jl = 0.44 * (1 - rs) + (1 - 0.44 * (1 - rs)) * \exp(-2.2 * rlm) \dots \text{(ec. 46)}$$

Para obtener los factores  $rs$  y  $rlm$ ;

$$rlm = \frac{Ssb + Stb}{Sm} \dots \text{(ec. 47)}$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \dots \text{(ec. 48)}$$

Para el área de fuga entre el bafle y la coraza:

$$S_{sb} = \pi * D_s * \left(\frac{L_{sb}}{2}\right) * \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360}\right) \dots \text{(ec. 49)}$$

y;

$$\theta_{ds} = 2 * \left(\arccos\left(1 - 2 * \left(\frac{B_c}{100}\right)\right) * \left(\frac{180}{\pi}\right)\right) \dots \text{(ec. 50)}$$

Para el factor de corrección de los efectos del flujo desviado del haz de tubos (J<sub>b</sub>):

$$J_b = \exp\left(-C_{bh} * F_{sbp} * \left(1 - (2 * r_{ss})^{\frac{1}{3}}\right)\right) \dots \text{(ec. 51)}$$

En este caso es necesario calcular el parámetro S<sub>b</sub> para las corrientes desviadas entre los tubos y la coraza:

$$S_b = L_{bc} * ((D_s - D_{otl}) + L_{pl}) \dots \text{(ec. 52)}$$

$$S_m = L_{bc} * \left(L_{bb} + \left(\frac{D_{ctl}}{L_{tp}}\right) * (L_{tp} - D_t)\right) \dots \text{(ec. 53)}$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \dots \text{(ec. 54)}$$

Para las correlaciones los efectos de las corrientes desviadas:

$$R_l = \exp(-1.33 * (1 + r_s) * r_{lm}^p) \dots \text{(ec. 55)}$$

$$R_b = \exp\left(-C_{bp} * F_{sbp} * \left(1 - (2 * r_{ss})^{\frac{1}{3}}\right)\right) \dots \text{(ec. 56)}$$

Donde:

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \dots \text{(ec. 55)}$$

N<sub>ss</sub> es el número de tiras de sello dado por el método, y N<sub>tcc</sub> es el número efectivo de tubos en un flujo cruzado, que viene dado por la siguiente expresión:

$$N_{tcc} = \left(\frac{D_s}{L_{pp}}\right) * \left(1 - \left(2 * \left(\frac{B_c}{100}\right)\right)\right) \dots \text{(ec. 56)}$$

Para las expresiones de C<sub>bh</sub> y F<sub>sbp</sub> cuando Re ≤ 100:

$$C_{bh} = 1.35$$

$$C_{bp} = 4.5$$

Sin embargo, cuando el  $Re > 100$  toma los siguientes valores:

$$C_{bh} = 1.25$$

$$C_{bp} = 3.7$$

En el caso del valor del factor de corrección del gradiente de temperatura adverso ( $J_r$ ), se debe de tomar en consideración en número de Reynolds del lado de la coraza de la siguiente manera:

Si  $Res \leq 20$

$$J_r = \left(\frac{10}{Nc}\right)^{0.18} \dots (ec. 57)$$

Si ( $Res > 20$ ) y ( $Res < 100$ )

$$J_r = ((10/Nc)^{0.18}) + ((20 - Res)/80) * ((10/Nc)^{0.18} - 1) \dots (ec. 58)$$

En todas las demás regiones donde ( $Res > 100$ ):

$$J_r = 1$$

El valor de  $Nc$  viene dado por:

$$Nc = (Ntcc + Ntcw) * (Nb + 1) \dots (ec. 59)$$

$$Ntcw = \left(\frac{0.8}{Lpp}\right) * \left(Ds * \left(\frac{Bc}{100}\right) - \left(\frac{Ds - Dctl}{2}\right)\right) \dots (ec. 60)$$

Para el factor de corrección del espacio desigual de bafle ( $J_s$ ):

$$J_s = \frac{(Nb - 1) + (Ri^{1-n}) + (Ro^{1-n})}{(Nb - 1) + Ri + Ro} \dots (ec. 61)$$

### 2.1.15 CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE FLUJO DEL LADO DE LA CORAZA

A continuación se muestra la ecuación simplificada para la corrección de la velocidad de flujo a través de la coraza considerando los parámetros antes calculados:

$$V_s = \left(\frac{hs}{KS4}\right)^{\frac{1}{1+a(2)}} \dots (ec. 62)$$

Para KS4 tenemos la siguiente expresión:

$$KS4 = \frac{Ctc * ks * \left(Prs^{\frac{1}{3}}\right) * \left(\left(\frac{mus}{musw}\right)^{0.14}\right)}{Dt * 1e - 3} * \left(\frac{\left(\frac{Dt}{1000}\right) * densidads}{mus}\right)^{1-Rtc} * Jtot \dots (ec.63)$$

Donde:

Prs =Número de Prandlt del lado de la coraza

Densidads = densidad del fluido del lado de la coraza

Dt = diámetro del tubo

ks = conductividad térmica del lado de la coraza

Para las demás expresiones:

$$Ctc = a(1) * \left(1.33 * \frac{Dt}{Ltp}\right)^{aa} \dots (ec.64)$$

$$Rtc = -a(2) \dots (ec.65)$$

$$aa = \frac{a(3)}{1 + 0.14 * Res^{a(4)}} \dots (ec.66)$$

Para el cálculo de musw:

musw =

$$\exp\left(0.0613 * (\log(Tw))^3 - 0.8999 * (\log(Tw))^2 + 3.3632 * \log(Tw) - 10.564\right) \dots (ec.67)$$

$$y: Tw = Ttprom + \left(\frac{Tsprom - Ttprom}{1 + \left(\frac{hs}{ht}\right)}\right) \dots (ec.68)$$

$$Ttprom = \frac{Tti + Tto}{2} \dots (ec.69)$$

$$Tsprom = \frac{Tsi + Tso}{2} \dots (ec.70)$$

Donde:

Tti = Temperatura de entrada por el lado de los tubos

Tto = Temperatura de salida por el lado de los tubos

Tsi = Temperatura de entrada por el lado de la coraza

Tso = Temperatura de salida por el lado de la coraza

Determinación de constantes para la corrección de la velocidad del lado de la coraza:

A continuación se muestran las constantes que se utilizan dentro de las de correcciones obtenidas de Taborek:

Re	#	Conf. Triangular 30°		Conf. Cuadrada 45°		Conf. Cuadrada 90°	
		Ctes b	Ctes a	Ctes b	Ctes a	Ctes b	Ctes a
<10	1	48	1.4	32	1.55	35	1.4
	2	-1	-0.667	-1	0.667	-1	-0.667
	3	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0
10 <sup>2</sup> -10	1	45.1	1.36	26.20	0.498	32.1	1.36
	2	-0.973	-0.657	-0.913	-0.656	-0.963	-0.657
	3	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0
10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	1	4.57	0.593	3.5	0.73	6.09	0.593
	2	-0.476	-0.477	-0.476	-0.5	-0.602	-0.477
	3	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0
10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	1	0.486	0.321	0.333	0.37	0.0815	0.321
	2	-0.152	-0.388	-0.136	-0.396	0.022	-0.388
	3	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0
10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	1	0.372	0.321	0.303	0.37	0.3910	0.321
	2	-0.123	-0.388	-0.126	-0.396	-0.148	-0.388
	3	7.0	1.45	6.590	1.93	6.3	1.45
	4	0.50	0.519	0.520	0.5	0.378	0.519

Para el cálculo del espaciado entre los tubos:

$$Lbc = Rbs * Ds \dots (ec. 71)$$

Ds es el diámetro de la coraza, y Rbs se calcula de la siguiente manera:

$$Rbs = \frac{\left(\frac{C4}{hs}\right)^{\frac{1}{1+a(2)}}}{Ds} \dots (ec. 72)$$

Donde:

$$C4 = KS4 * \left( \left( \frac{1e6 * ms}{densidads} \right)^{1+a(2)} \right) * \left( Lbb + \frac{Dctl * (Ltp - Dt)}{Ltpeff} \right)^{-(1+a(2))} \dots (ec. 73)$$

Donde Ltpeff:

Si se tiene una configuración triangular a 30° o cuadrada a 90°

$$Ltpeff = Ltp \dots (ec. 74)$$

Si es una configuración cuadrada a 45°

$$Ltpeff = 0.707 * Ltp \dots (ec. 75)$$

## 2.1.16 CAÍDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO DEL LADO DE LA CORAZA

Las caída de presión del lado de la coraza está en función primordialmente por tres caídas de presión que son *caída de presión de los flujos entre las secciones transversales (Dpc)*, *la caída de*

presión de la abertura del baffle ( $DPw$ ), y la caída de presión de las secciones de entrada y salida ( $Dpe$ ).

$$DPs = DPc + DPw + DPe \dots (ec.76)$$

Para poder calcular estos parámetros se hace uso de las siguientes expresiones:

$$DPc = DPbi * (Nb - 1) * Rb * Rl \dots (ec.77)$$

$$DPw = Nb * DPwi * Rl \dots (ec.78)$$

$$DPe = DPbi * \left(1 + \left(\frac{Ntcw}{Ntcc}\right)\right) * Rb * Rs \dots (ec.79)$$

Donde Nb es el número de baffles dada por el método, y si  $Res > 100$  se utiliza:

$$DPwi = \left( (1 + 0.3 * Ntcw) * \left(\frac{Sm}{Sw}\right) * densidads \right) * (Vs^2) \dots (ec.80)$$

Cuando  $Res < 100$

Para el cálculo de la caída de presión para la abertura de un solo baffle tenemos:

$$DPwi = 26e - 3 * \frac{Vs * mus}{\text{sqrt}\left(\frac{Sw}{Sm}\right)} * \frac{Ntcw}{Ltp - Dt} + \frac{Lbc}{Dw^2} + \frac{Sm}{Sw} * densidads * Vs^2 \dots (ec.81)$$

Para el cálculo de las caídas de presión en la sección de flujo cruzado para una configuración de tubos ideal ( $Dp$ ) tenemos la siguiente expresión:

$$DPbi = \left( \frac{2 * (Ds) * densidads}{\left(\left(\frac{mus}{musw}\right)^{0.14}\right) * Lpp} \right) * \left(1 - 2 * \left(\frac{Bc}{100}\right)\right) * fsi * Vs^2 \dots (ec.82)$$

Donde:

$$fsi = b(1) * \left(\frac{1.33}{\frac{Ltp}{Dt}}\right)^{bb} * (Res^{b(2)}) \dots (ec.83)$$

y:

$$bb = \frac{b(3)}{1 + 0.14 * Res^{b(4)}} \dots (ec.84)$$

Donde b(1), b(2), b(3) y b(4) son las constantes de corrección respectivas al flujo anteriormente presentadas.

### 2.1.17 CAIDA DE PRESIÓN DEL FLUIDO POR EL LADO DE LOS TUBOS

La ecuación para poder calcular la caída de presión por el lado de los tubos es la siguiente:

$$Dpt = \left( kext + \left(4 * ft * phit * \left(\frac{Ltt}{Dti}\right)\right) * \left(\frac{Ntp * densidadt * Vt^2}{2}\right) \right) \dots (ec.85)$$

Donde  $k_{ext}$  representa el coeficiente de resistencia de Coulson y Brannan (1994), que depende del número de pasos por los tubos de la siguiente manera

Si  $N_{tp} = 1$ ;

$$k_{ext} = 1.5$$

Si  $N_{tp} = 2, 4$  y  $6$ ;

$$k_{ext} = 2.5$$

Para los demás expresiones:

$$f_t = \left( \frac{DP_{bi} * densidad_s}{2 * (MS^2) * N_c} \right) * \phi_s \dots (ec. 86)$$

Donde:

$$MS = \frac{m_s}{S_m} \dots (ec. 87)$$

$m_s$  = flujo másico de la corriente fría

La expresión de  $\phi_s$  viene dada en Tabor cap. 3, y se expresa de la siguiente forma:

$$\phi_s = \left( \frac{m_{us}}{m_{usw}} \right)^{0.14} \dots (ec. 88)$$

### **2.1.18 CALIBRE B.W.G.**

A continuación se muestran las medidas estándar del Birmingham Wire Gauge para los tubos utilizados en el intercambiador.

Diámetro externo tubo			Espesor tubo		Diámetro interno	
in	mm	BWG	in	mm	in	mm
<b>0.250</b>	6.350	22	0.028	0.711	0.194	4.928
		24	0.022	0.559	0.206	5.23
<b>0.375</b>	9.525	18	0.049	1.245	0.277	7.036
		20	0.035	0.889	0.305	7.747
<b>0.500</b>	12.700	18	0.049	1.245	0.402	10.211
		20	0.035	0.889	0.430	10.922
<b>0.625</b>	15.875	16	0.065	1.651	0.495	12.573
		18	0.049	1.245	0.527	13.386
		20	0.035	0.889	0.555	14.097
<b>0.750</b>	19.050	12	0.109	2.769	0.530	13.462
		14	0.083	2.108	0.584	14.834
		16	0.065	1.651	0.620	15.748
		18	0.049	1.245	0.652	16.561
		20	0.035	0.889	0.680	17.272
<b>0.875</b>	22.225	14	0.083	2.108	0.709	18.008
		16	0.065	1.651	0.745	18.92
		18	0.049	1.245	0.777	19.73
		20	0.035	0.889	0.805	20.447

TABLA 9 - CALIBRES DE ESPESOR DE TUBOS EN B.W.G.

## 2.1.19 RESTRICCIONES DE FACTIBILIDAD

- El espaciamiento entre placas deflectoras no debe ser mayor que el diámetro interno de la coraza, ni menor que  $1/5$  del diámetro interno. Y su espesor debe tener como valor mínimo el doble del espesor de la pared de los tubos
- Los baffles deben tener cortes entre el 15 y 45% del diámetro de la coraza.
- Para intercambiadores de calor de múltiples pasos, el factor de corrección FT debe ser mayor a 0.75.
- La decisión sobre cuál fluido se localiza en los tubos y cuál en la coraza es el resultado de considerar varios aspectos prácticos que afectan el costo de intercambiadores de calor, entre los que se encuentran la corrosión, seguridad, caída de presión y limpieza. Por ejemplo, se recomienda que por los tubos fluya el fluido más corrosivo, el más sucio, el más viscoso y el que tiene mayor presión. Sin embargo, cuando los aspectos anteriores son iguales para ambos fluidos, la localización de los fluidos se convierte en una variable discreta que se debe incorporar al proceso de optimización de intercambiadores de calor de coraza y tubos.
- Los tubos se pueden obtener en diferentes materiales y espesores definidos según el BWG (Birmingham Wire Gauge). El espesor de la pared suele estar determinado por cuestiones de corrosión, resistencia a la fuerza axial causada por la vibración, la resistencia al pandeo y la disponibilidad de piezas de repuesto. Cuando estos aspectos no son relevantes, es necesario obtener el espesor óptimo de los tubos; para ello, la búsqueda se realiza entre el conjunto de espesores de tubos de interés práctico presentados por Saunders [9].
- El espaciado entre los tubos debe estar entre 1.25 y 1.5 veces el diámetro exterior del tubo [5].
- Los orificios de las placas deflectoras deben tener un espacio libre en el rango de 1 a 3% del diámetro externo de los tubos.
- Las tiras de sello, que sostienen y mantienen en su posición el haz de tubos, pueden tomar solamente alguno de los siguientes valores pares : 0, 2, 4, 6, 8.
- La longitud del tubo determina la transferencia de calor y depende de las limitaciones de caída de presión y distribución de la planta. Por lo regular se utilizan longitudes de 1 a 10 m.
- Para un diámetro dado de la coraza, el número total de tubos debe corresponder a diseños estándar de los fabricantes. Como una buena aproximación, en este trabajo se utilizan las tablas de conteo de Saunders [9].
- La velocidad del lado del tubo debe estar entre 1 y 3 m/s, mientras que la velocidad del fluido de la coraza debe estar entre 0.5 y 1.5 m/s.

## 2.1.20 FUNCIÓN DE COSTOS DE PUROHIT (1983)

FIG. 7 ALGORITMO DE RESOLUCION PARA EVALUAR COSTOS

La ecuación básica de costos de Purohit varía de acuerdo a los estándares de la asociación manufacturera de intercambiadores tubulares (TEMA), y está en función de las siguientes propiedades:

- 1) Diámetro de la coraza (Ds)
- 2) Longitud de los tubos y su diámetro (Lt & Dt)
- 3) Construcción
- 4) Calibre
- 5) Espaciado y acomodo entre los tubos (Ltp)
- 6) Número de pasos por los tubos (Ntp)
- 7) Presiones de diseño de la coraza y los tubos ( $\Delta P_t$  &  $\Delta P_s$ )

La ecuación básica está dada por la siguiente expresión:

$$b = \left[ \frac{6.6}{1 - e^{\left[ \frac{7-D_i}{27} \right]} \right] * p * f * r \dots (ec. 89)$$

Donde:

$D_i$  = Diámetro interno de la coraza

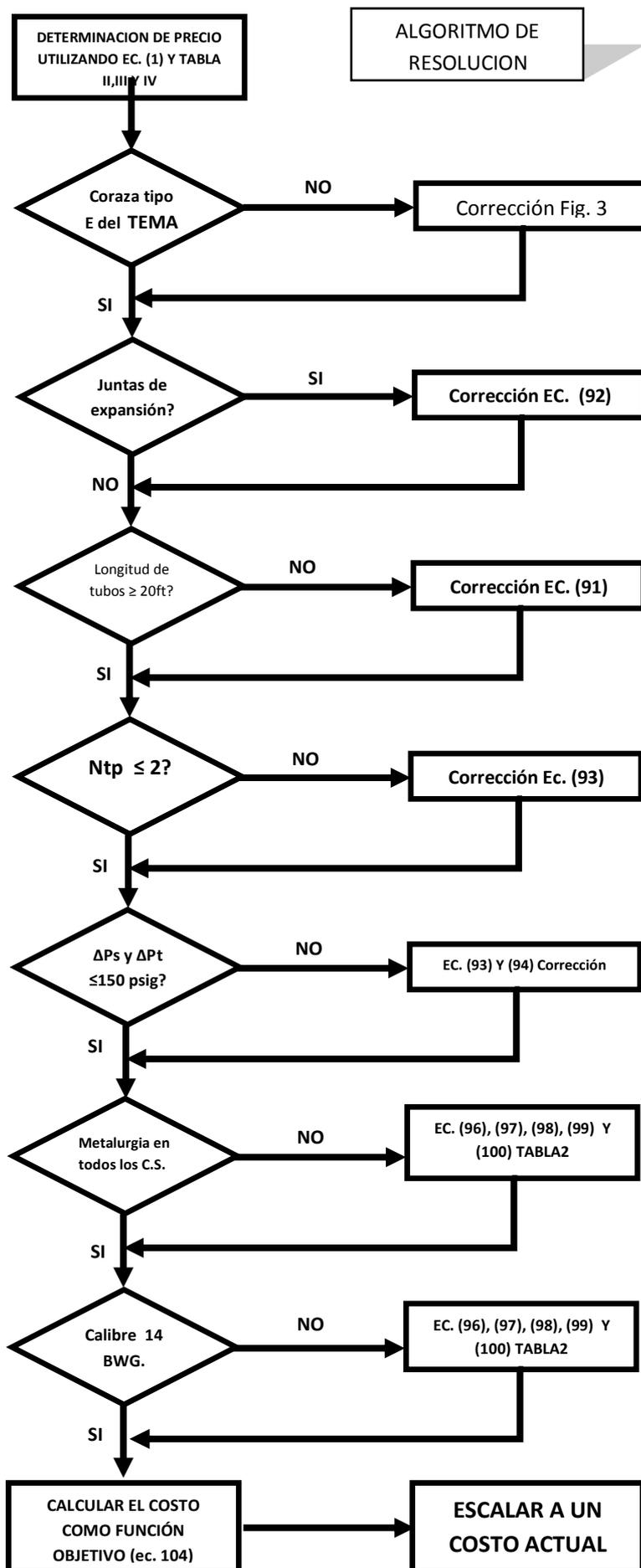
$p$  = Multiplicador de costos de tubos

$f$  = Multiplicador de costo del cabezal frontal

$r$  = Multiplicador de costo del cabezal posterior

## 2.1.21 ECUACIÓN DE COSTO DE LOS TUBOS

Los valores obtenidos para un multiplicador de costos se encuentran enlistadas en la tabla 2 de Purohit, o bien se pueden obtener mediante cálculos previos, la ecuación está dada por:



$$p = 0.75 * (pi)^2 * \left(\frac{a}{do}\right) \dots (ec. 90)$$

Donde:

pi = espaciado entre los tubos

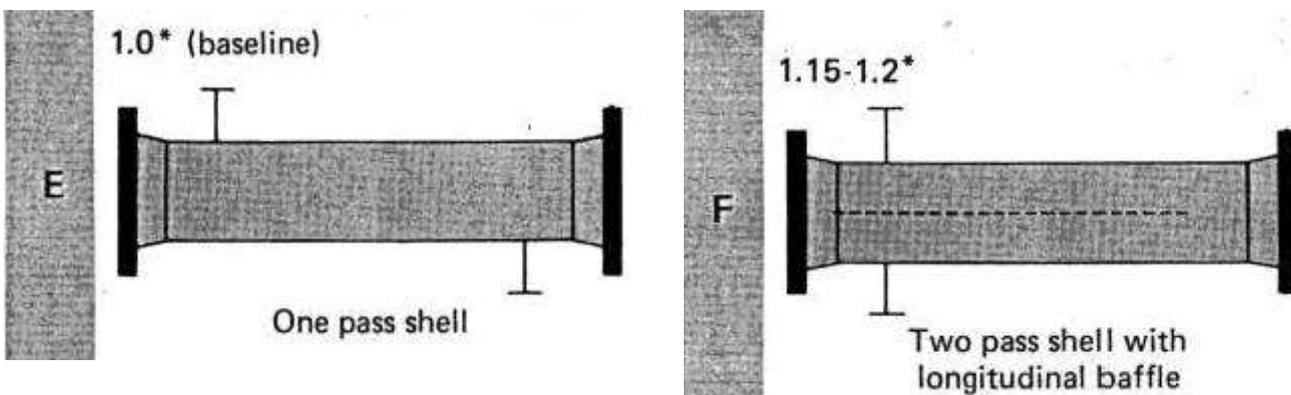
a = 1 si (45° - 90°)

a = 2 si (30° - 60°)

### 2.1.22 CORRECCIÓN PARA TIPO DE CORAZA

Para el presente trabajo consideramos dos tipos de corazas, los de tipo E y F, los cuales representan los de un solo paso y los de tipo U, como se muestran a continuación:

Figura 8 – Tipos de corazas utilizadas



El valor de corrección Cs son:

Tipo E:

$$Cs = 0$$

Tipo F:

$$Cs = 0.15 - 0.2$$

### 2.1.23 CORRECCIÓN PARA LA LONGITUD DE LOS TUBOS

Para poder calcular el factor de corrección para tubos menores a 20 ft de longitud se calcula de la siguiente manera:

$$Cl = \left[1 - \left(\frac{L}{20}\right)\right] * \left[1.5 - \frac{0.002083 * (Di - 12)}{\left(1 - \left(\frac{L}{20}\right)\right)}\right] \dots (ec. 91)$$

### 2.1.24 CORRECCIÓN PARA LAS JUNTAS DE EXPANSIÓN

Cuando se diseña un intercambiador de calor cuyas presiones puedan dañar el equipo, es necesaria la colocación de juntas de expansión, cuyo costo se ve reflejado por la siguiente expresión:

$$CX = 0.467 - (0.006655 * D_s) - (2.733e - 5 * D_s) \dots (ec. 92)$$

En caso de no ser necesario su uso  $CX=0$ .

### 2.1.25 CORRECCIÓN PARA EL NÚMERO DE PASOS

El precio del intercambiador aumenta cuando incrementa su presión de diseño. Para presiones mayores a 150 psi del lado de la coraza, el cálculo de la fracción de costo se representa con la siguiente ecuación:

$$C_{ps} = \left[ \left( \frac{Pds}{150} \right) - 1 \right] [0.07 + 0.0016 * (Di - 12)] \dots (ec. 93)$$

Para presiones mayores a 150 psi del lado de la coraza, la fracción del costo se calcula de la siguiente manera:

$$C_{pt} = \left[ \left( \frac{Pdt}{150} \right) - 1 \right] [0.036 + 0.0056 * (Di - 12)] \dots (ec. 94)$$

### 2.1.26 CORRECCIÓN PARA EL CALIBRE DE LOS TUBOS

El costo de los tubos depende directamente del calibre de los tubos, ya que es proporcional a la cantidad de material, y este debe costar alrededor del 5-10% del costo total de las tuberías.

La ecuación entonces toma la siguiente forma:

$$C_g = y(g - 1) \dots (ec. 95)$$

Donde  $g$  se obtiene a partir de la Fig. 9 de Taborek, y  $y$  se obtiene la siguiente expresión:

$$y = 0.129 + 0.0016 * (Di - 12) * \left[ \frac{do}{0.75} * (pi^2) * a \right] \dots (ec. 96)$$

Para el cual el valor de  $a = 0.85$  para arreglo triangular y  $a = 1.0$  para arreglo cuadrado.

### 2.1.27 CORRECCIONES DE COSTOS ADICIONALES

Del material de los tubos:

$$C_{mt} = y * (M1 - 1) \dots (ec. 97)$$

Del material de la coraza:

$$C_{ms} = 0.1 * (M2 - 1) \dots (ec. 98)$$

Del material del canal:

$$C_{ms} = 0.06 * (M2 - 1) \dots (ec. 99)$$

Del material de la placa de los tubos:

$$C_{mts} = 0.04 * (M2 - 1) \dots (ec. 100)$$

Donde  $M1$  es la proporción del costo de los tubos y  $M2$  es el costo relativo de los materiales de placa de hierro carbón para las mismas dimensiones. Los valores de  $M$  para los respectivos materiales generales a utilizar se encuentran en la siguiente tabla:

	M1	M2	M3
Aleaciones acero	1	1	2.5
Cobre-Niquel	3.5	3.5	4.6
Aluminio	1	1.6	1.6

Tabla 10 a – Valores para el tipo de material de las ec. 97, 98, 99 y 100

Material	Aleaciones de acero	Cobre-Ni	Aluminio
Conductividad térmica (W/m°C)	58	384	204

Tabla 10 b – Valores de conductividad térmica para el tipo de material

La conductividad térmica del material modifica la transferencia de calor, ya que depende del material, es por ello que indirectamente modifica el valor de el costo total. La decisión del material depende principalmente del fluido al cual se transfiere calor, si es corrosivo se toma la decisión de usar aluminio, si es oxidante o si de alguna forma daña el material. En segundo turno, si el fluido no daña el material se procede a que el mismo algoritmo tome la decisión de utilizar un material que tenga una mejor transferencia de calor y que a su vez incluya una optimización de costo total.

### 2.1.28 CORRECIÓN DEL CALIBRE BWG

Cuando el calibre de los tubos sea diferente de 14, se evalúa el costo mediante las siguientes ecuaciones:

$$G = 1.4 - 0.00714286 * BWG \dots (ec. 102)$$

$$CG = Y * (G - 1) \dots (ec. 103)$$

Los valores de BWG se encuentran en la tabla 11.

### 2.1.29 ECUACIÓN DEL COSTO TOTAL (FUNCION OBJETIVO)

Para poder calcular el costo total del intercambiador, Purhit propone la siguiente ecuación:

$$CT = [b * (1 + Ct) * A] * N \dots (ec. 104)$$

Donde Ct representa la suma total del precio base, A es el área del intercambiador.

### 2.1.30 ESCALAMIENTO A UN COSTO ACTUAL

Para poder evaluar el costo del intercambiador a precio del 2012, utilizando los índices de Marshall & Swift <sup>[5]</sup> (1999) realizando una extrapolación de los datos de manera gráfica, desde 1983, hasta la fecha actual, y evaluado con la siguiente ecuación:

$$CTA = CT * \left(\frac{I_i}{I_o}\right) \dots (ec. 105)$$

Donde:

li=Índice del 2013

lo=Índice de 1983

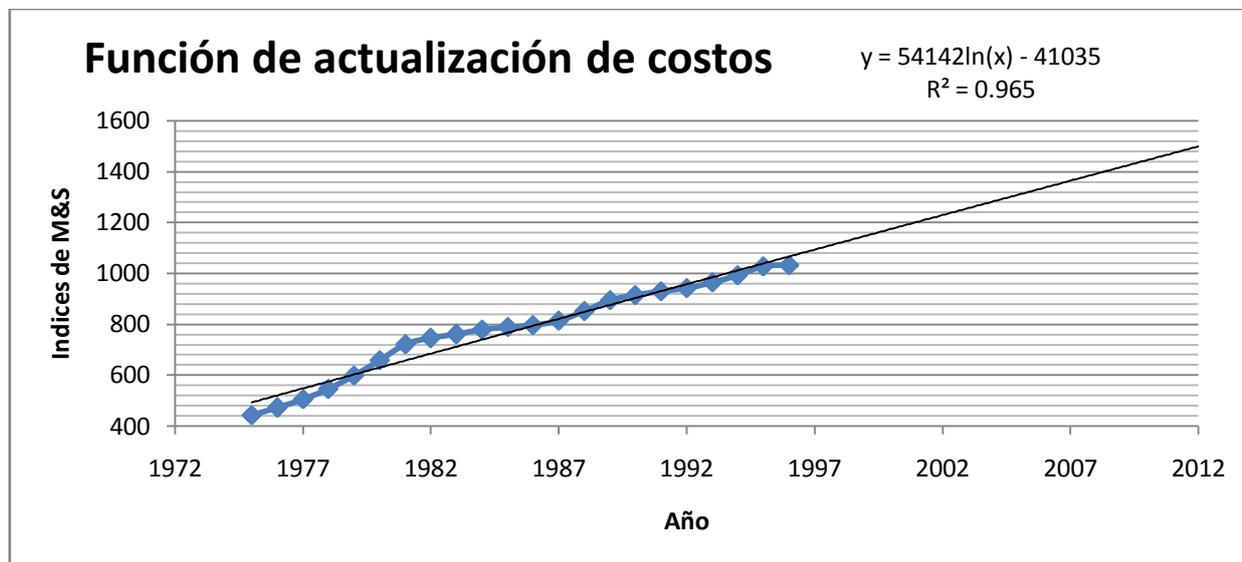


Figura 9 – Correlación de Índices de Marshall & Swift

En el gráfico 1 puede observarse la tendencia logarítmica de los datos proporcionados. Éste ajuste nos proporciona el índice aproximado al año 2012, que se muestra en la tabla 10, una vez que conozcamos el costo, junto con el índice de 1983 es posible evaluar el costo actual del intercambiador de calor de coraza con ayuda de la ec. 105. Todos los costos son F.O.B.

En caso de requerir escalar el equipo a una capacidad mayor utilizamos la siguiente ecuación:

$$C1 = C2 \left( \frac{Q2}{Q1} \right)^X \dots (ec. 106)$$

Donde:

C1= Costo actual

Q1=Capacidad actual

Q2= Capacidad a escalar

C2= Costo de capacidad escalada

X= 0.55 para un intercambiador de calor de coraza y tubos de 500 a 3000 ft<sup>2</sup>

Tabla 11– Índices de M&S

Año	M&S
1981	721.3
1982	745.6
<b>1983</b>	<b>760.8</b>
1984	780.4
1985	789.6
1986	797.6
1987	813.6
1988	852
1989	895.1
1990	915.1
1991	930.6
1992	943.1
1993	964.2
1994	993.4
1995	1027.5
1996	1032.3

Tabla 12 – Extrapolación de I.M&S

Año	M&S (corr.)
1996	1064.7
1998	1118.9
1999	1146.0
2000	1173.1
2001	1200.1
2002	1227.2
2003	1254.2
2004	1281.2
2005	1308.2
2006	1335.2
2007	1362.2
2008	1389.2
2009	1416.2
2010	1443.1
2011	1470.0
<b>2012</b>	<b>1496.9</b>

Tabla 13– Calibre de los tubos

Espesor tubos (mm)	CALIBRE BWG
0.889	20
1.254	18
1.651	16
2.108	14
2.769	12
3.04	10

# CAPÍTULO 3

## 3.1 METODOLOGÍA

Una vez establecidas las ecuaciones que gobernarán nuestro sistema, se establecerá el procedimiento a seguir para poder cumplir nuestro objetivo, esto es, obtener el mejor diseño factible totalmente especificado minimizando su costo. Para empezar, debemos recordar que nuestro sistema tiene 13 grados de libertad, cuyos valores se generan dentro de un rango establecido como límites las restricciones que residen en reglas heurísticas establecidas, ya sea por cuestiones empíricas, así como factibilidades de diseño, como se muestra a continuación:

Variables independientes:

Variable	Representación física	Restricción
<b>BWG</b>	Espesor de pared de tubo	(1 - 6) Variable discreta
<b>OPTION</b>	Opción de tabla de conteo de tubos	(1 - 23) Variable discreta
<b>Ntp</b>	Número de pasos por los tubos	(1,2,4,6) Variable discreta
<b>Vt</b>	Velocidad por los tubos	(1 – 3) Variable continua
<b>L</b>	Longitud de los tubos	(1- 10 m/s) Variable continua
<b>Flayout</b>	Localización del fluido	(1 , 2) Variable discreta
<b>FTmin</b>	FT mínimo	(0.75-0.95) Variable continua
<b>Grados</b>	Ángulos de configuración (0 = 30° , 1 = 45° 2 =90%)	(0 – 2) Variable discreta
<b>Bc</b>	Corte de baffle	(15 – 45) Variable continua
<b>Material</b>	Material de construcción de los tubos	(1 - 3) Variable continua
<b>Ri</b>	Relación entre las longitud de los baffles de entrada	(1 - 1.5) Variable continua
<b>Ro</b>	Relación entre las longitud de los baffles centrales	(1 - 1.5) Variable continua
<b>Nss</b>	Número de tiras de sello	(4,6,8,10,12) Variable discreta

Tabla 14– Variables independientes

Los valores de estas variables, se obtienen a través de algoritmos genéticos, los cuales mediante poblaciones de números aleatorios se van generando a través de generaciones hasta conseguir el resultado óptimo deseado.

### DATOS

Los datos iniciales con los que vamos a contar inicialmente son las propiedades de los fluidos que pasan a través de los tubos y la coraza, así como las propiedades físicas de los materiales con los que está hecho el intercambiador.

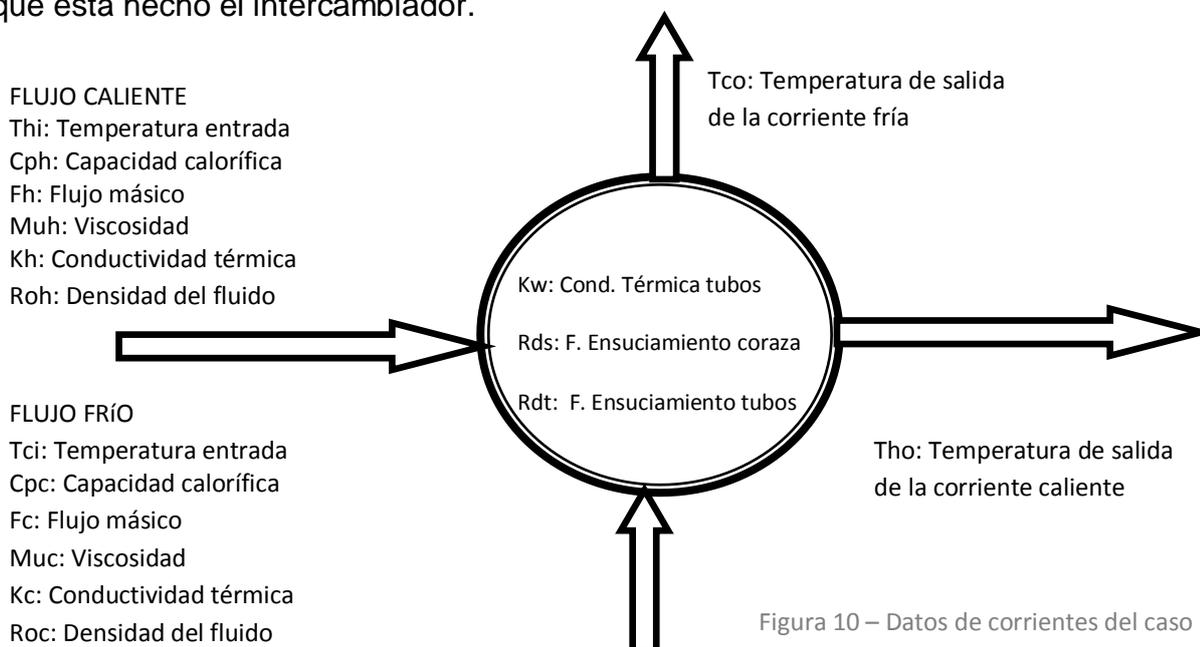
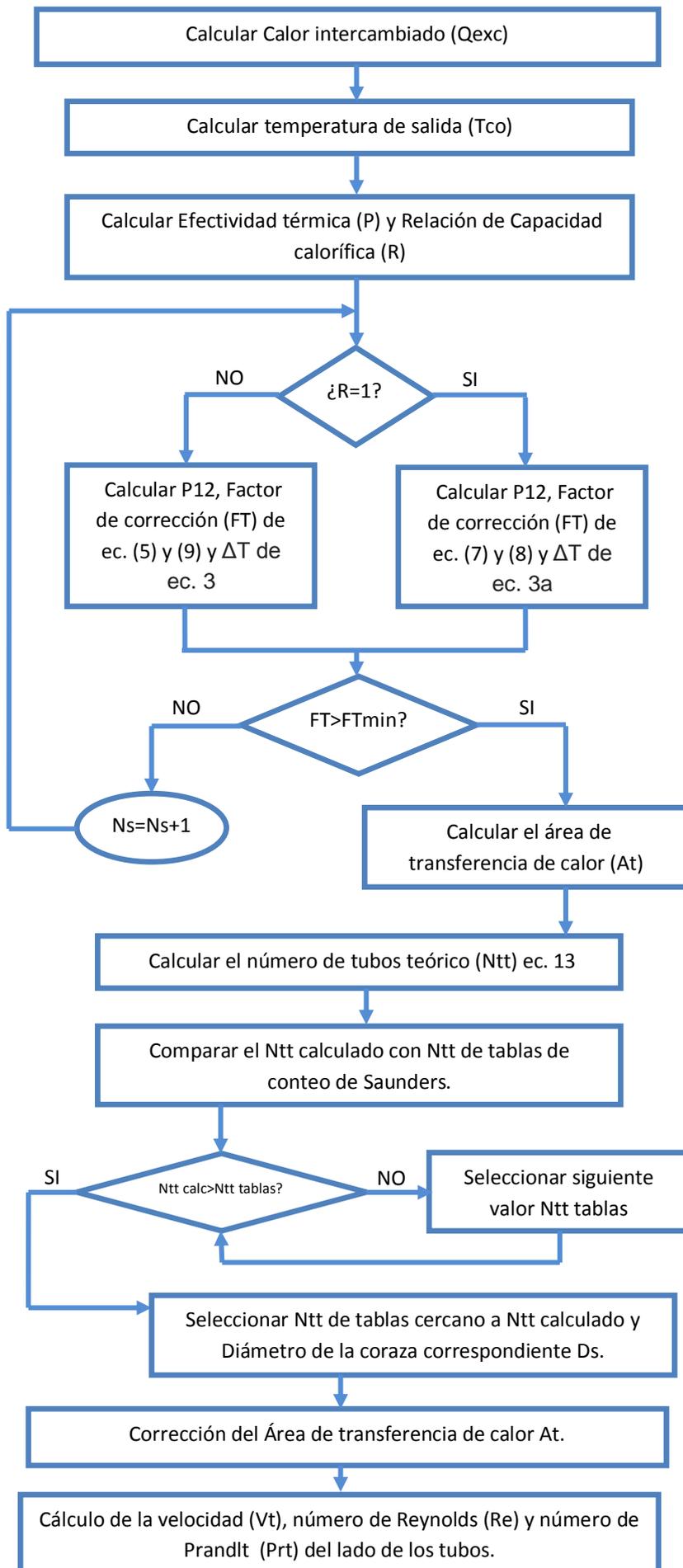


Figura 10 – Datos de corrientes del caso E

### 3.2 CÁLCULOS DE LA GEOMETRÍA DEL INTERCAMBIADOR



Al iniciar los cálculos necesarios para obtener la geometría del intercambiador se desarrolla el algoritmo presentado en la figura 5. Los valores de las variables independientes son necesarios para realizar estos cálculos. Es importante mencionar que ésta es solo la primera parte de los cálculos, que nos arroja importante información del intercambiador de calor, como la temperatura de salida del intercambiador, el calor intercambiado, el área del intercambiador, efectividad térmica y relación de capacidad calorífica, el cual servirá de factor de decisión para poder calcular los factores de corrección FT y P12, así como la temperatura media si es igual o diferente a 1. Luego, averiguar si el factor de corrección FT es mayor que el Ftmin propuesto como valor independiente, de no ser así, se agrega una coraza al intercambiador, y se repite el cálculo de P y R, hasta que el valor de Ft sea mayor a Ftmin. Una vez realizado se calcula el área de transferencia de calor, y después el número de tubos teórico, dado por el procedimiento. Al ser calculado este valor se compara con los valores de número de tubos en las tablas de conteo de tubos y se selecciona el valor más cercano de Ntt, por consiguiente nos arrojará como dato el diámetro de la coraza.

A continuación se calcula nuevamente el área del intercambiador, ya que éste se corrige con los nuevos valores de las tablas de conteo, para después calcular la velocidad, el número de Reynolds y el número de Prandlt por el lado de los tubos.

Figura 11 –Algoritmo de resolución para obtener la geometría del intercambiador

### 3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR $h_t$ y $h_s$ MÉTODO KERN

Una vez evaluado el desarrollo de la geometría del intercambiador, se continúa con el algoritmo de resolución para resolver las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por el lado de los tubos y por el lado de la coraza. Para ello es necesario primero evaluar las restricciones de longitudes efectivas, dependiendo del tipo de tubos que se utilice, también del tipo de flujo que se presente, para esto es necesario calcular el número de Reynolds correspondiente.

Como puede observarse en la figura 6 a partir del cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos, se pueden resolver las demás ecuaciones que describen al intercambiador, en primera instancia los coeficientes de transferencia de calor global y por el lado de la coraza, los números adimensionales que describen el comportamiento térmico del fluido, el tipo de flujo que existe en el lado de la coraza y además, su factor de ensuciamiento.

Algunos de los valores importantes para el desarrollo del método es conocer la velocidad de flujo y el área de la coraza, ya que estos nos permiten conocer el espaciado que existe entre los baffles y el número total que existen dentro de éste.

Una vez realizado este algoritmo y obtenido los resultados factibles, proseguimos con la corrección de  $h_s$  por el método Bell-Delaware.

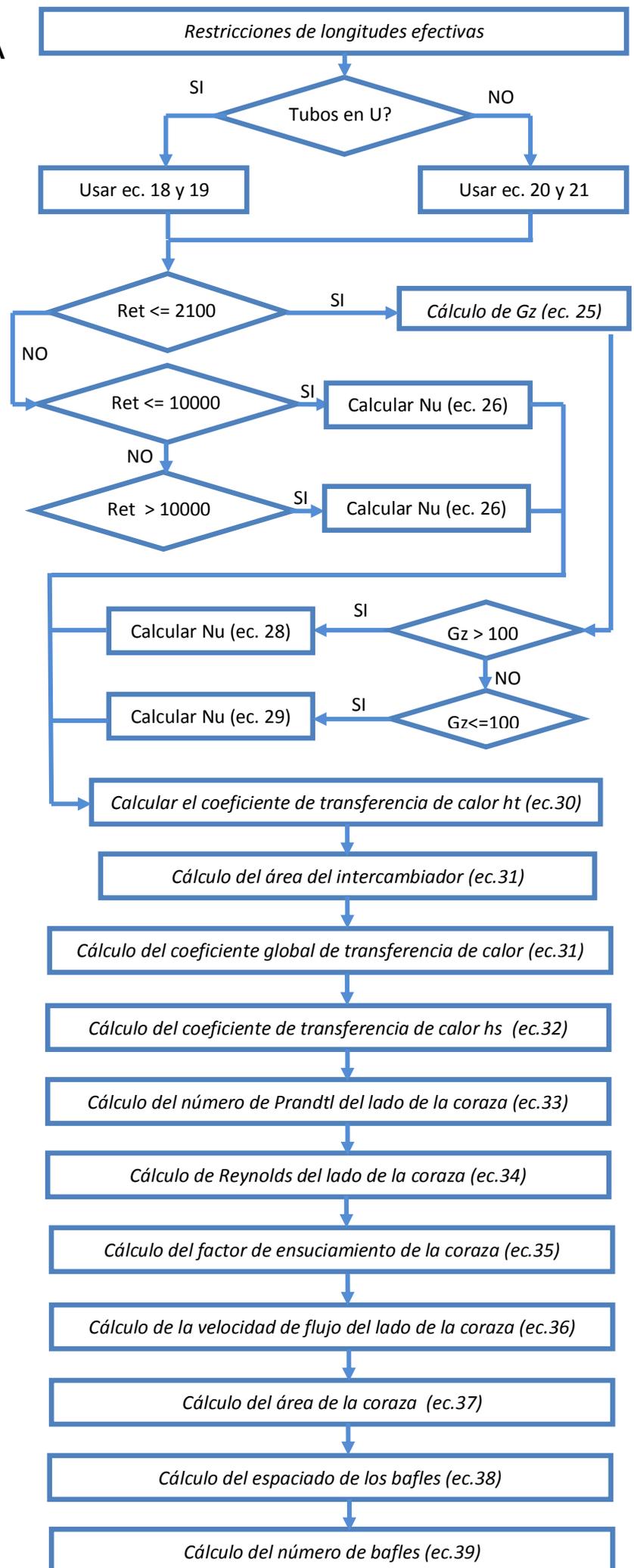


Figura 12 –Algoritmo de resolución para el cálculo de  $h_s$

### 3.4 CORRECIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR hs MÉTODO BELL-DELAWARE

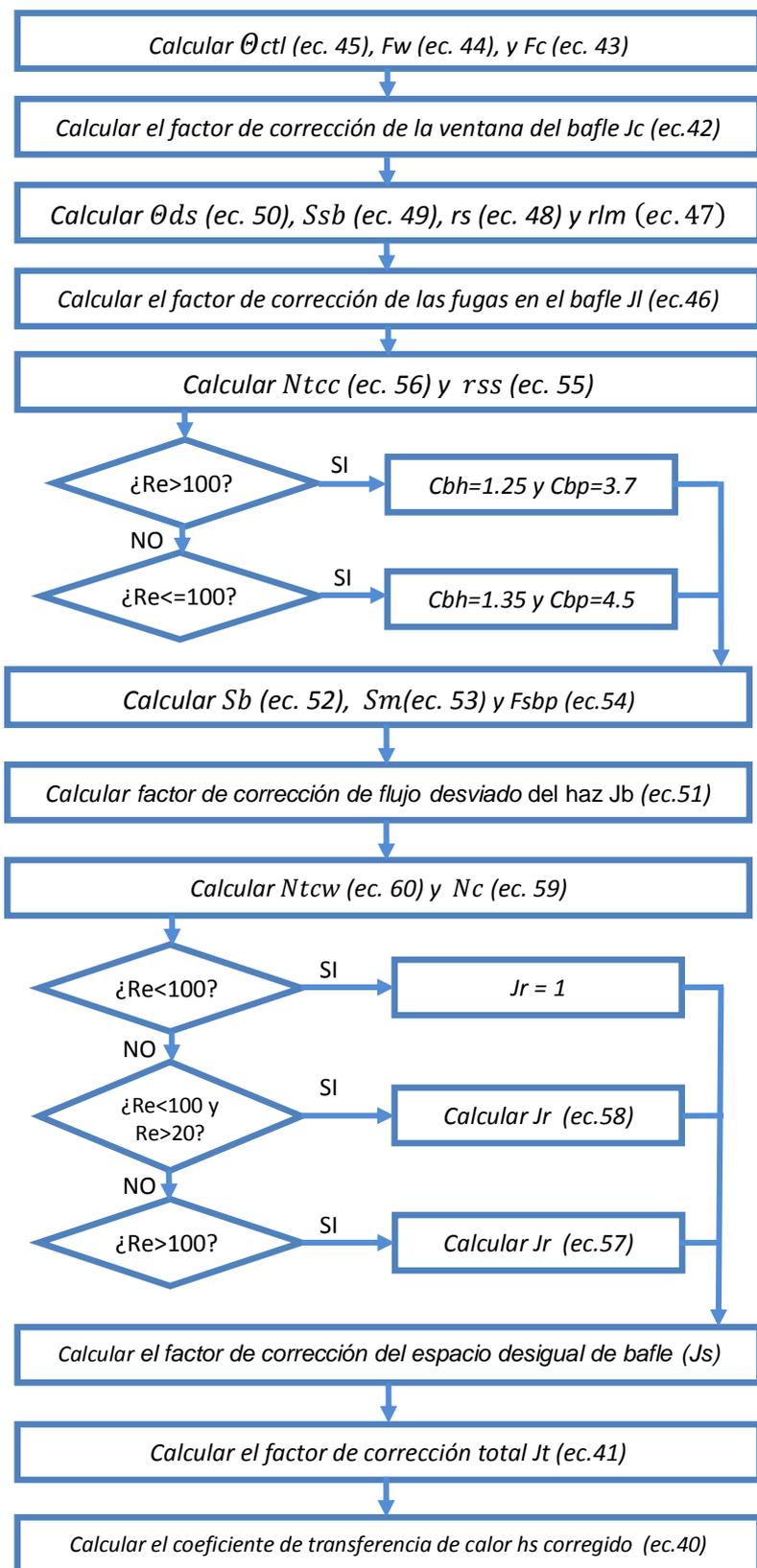


Figura 13 –Algoritmo de resolución para el cálculo de  $h_s$  método Bell-Delaware

En el desarrollo del Método Bell Delaware es fundamental corregir el valor de  $h_s$ , es por ello que se deben calcular los factores de corrección  $J_c$ ,  $J_I$ ,  $J_b$ ,  $J_r$  y  $J_t$  como indica el algoritmo de resolución de la figura 7.

Para el factor de corrección de la ventana del bafle  $J_c$ , es importante considerar el corte de bafle del intercambiador, éste parámetro ya lo hemos obtenido antes al generar nuestra variable de optimización, es de esa misma forma que el método nos indicará cuál valor de  $J_c$  es el más conveniente para nuestro propósito.

El factor de corrección de las fugas en el bafle es un valor asignado debido al efecto que tienen en el valor de  $h_s$ , de la misma forma también depende fuertemente del corte de bafle y la geometría de éste, dadas a conocer por el método.

En el caso del factor de corrección de flujo desviado del haz  $J_b$ , tiene una fuerte dependencia con respecto al número de Reynolds, para esto se debe de tomar un factor de decisión y así poder determinar las constantes  $C_{bh}$  y  $C_{bp}$ , ya una vez determinadas se procede a calcular las ec. 52, 53 y 54.

Para el caso del factor de corrección del gradiente de temperatura adverso  $J_r$ , es también dependiente del número de Reynolds, y se determina respecto al factor de decisión con respecto al tipo de flujo.

Por medio de la ec. 41 se calcula el factor del espacio desigual del bafle, y por consiguiente ahora se puede ya calcular el factor de corrección total, es entonces cuando podemos calcular  $h_s$  corregida.

### 3.5 CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE FLUJO DEL LADO DE LA CORAZA Y CAÍDAS DE PRESIÓN

El siguiente paso para el desarrollo del algoritmo es determinar la velocidad de flujo del lado de la coraza, utilizando la  $h_s$  corregida anteriormente, es importante que la velocidad que calculemos sea una solución factible dentro de las restricciones, si no es así tendremos que calcular una nueva  $h_{si}$ .

Es necesario entonces conocer el espaciado efectivo de los tubos, dependiendo de la configuración que tengamos, aunado a ello calculamos los factores  $C_4$ ,  $R_{bs}$  y  $L_{bc}$ . Como es dependiente de la temperatura calculamos un promedio tanto del fluido de la coraza como el que pasa por los tubos, de esta forma podremos determinar la viscosidad en la pared del tubo, y de la misma forma determinar las ecuaciones consecuentes para determinar la  $V_s$  corregida.

El siguiente paso es calcular las caídas de presión del lado de la coraza y del lado de los tubos. En el primer caso se compone principalmente de 3, que son la caída de presión que sufre a través de la ventana de los baffles, que depende directamente del corte del baffle generado, la caída de presión de las secciones de entrada y de salida del intercambiador y la caída de presión para el flujo de secciones transversales, cuyos factores dependen del número de pasos por los tubos.

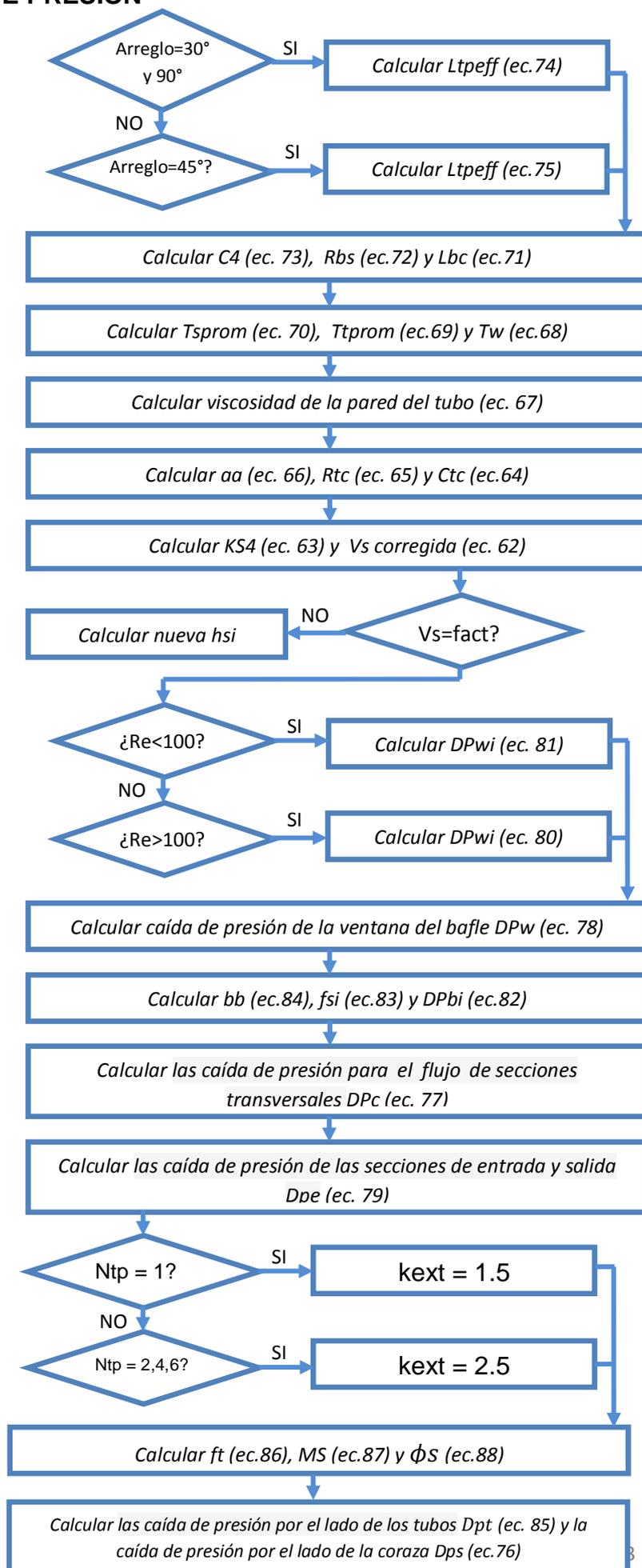


Figura 14 –Algoritmo de resolución para el cálculo de  $V_s$ ,  $D_{pt}$  y  $D_{ps}$

Es importante tomar en consideración ya que existen restricciones que hacen que el intercambiador funcione adecuadamente sin algún tipo de daño a su estructura, como en el caso de la velocidad de flujo, cuya restricción es la siguiente:

$$(V_s \geq 0 \text{ m/s}) \ \& \ (V_s \leq 3 \text{ m/s})$$

También debemos tomar en consideración que el espacio que existe entre los baffles debe cumplir la siguiente restricción:

$$(L_{bc}/D_s \geq 0.2) \ \& \ (L_{bc}/D_s \leq 1)$$

Si el intercambiador así obtenido no cumple las restricciones de factibilidad, se le asigna un costo total anual muy grande, a fin de indicar que el conjunto de variables independientes especificadas no conduce a un diseño factible. En caso contrario, se calcula el costo de potencia requerida para vencer las caídas de presión de los fluidos así como el costo de capital de intercambiador, a fin de determinar el costo total anual del mismo. La evaluación del costo total se escala a un costo actual, el algoritmo entonces queda como se presenta en la siguiente figura:

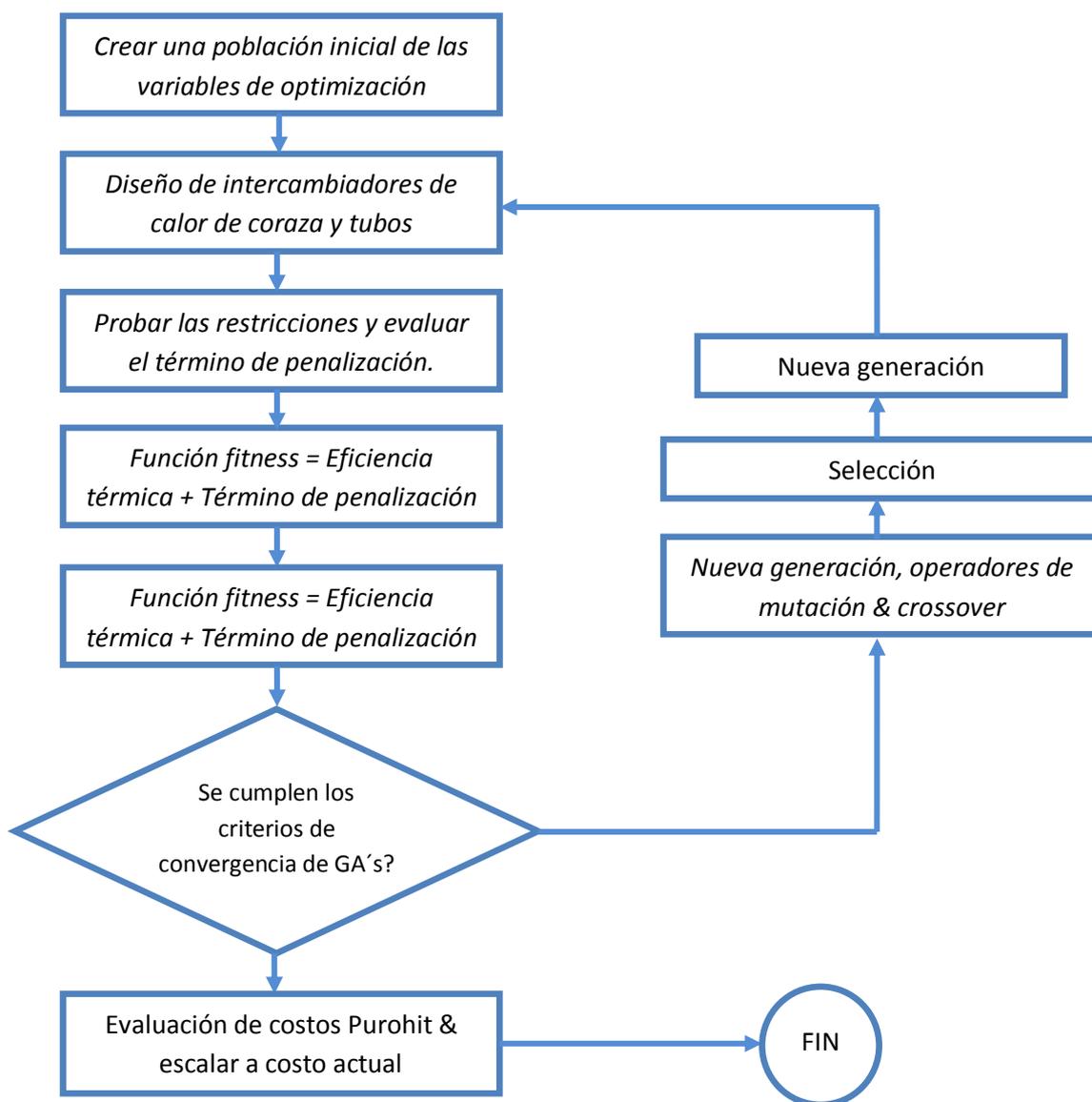


Figura 15 –Algoritmo de resolución total para el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos

### 3.6 CICLO DE VIDA

Una vez que se ha definido el problema y exista un diseño determinado para el intercambiador, se procede a aplicar el método del ciclo de vida, con el propósito de evaluar los criterios de sustentabilidad del proceso y los daños colaterales que pueda ocasionar al medio ambiente, se basa en la ponderación de las unidades en el ecoindicador 99, que en este caso se utilizará debido a que está enfocado en el daño, para eso hay que definir el proceso.

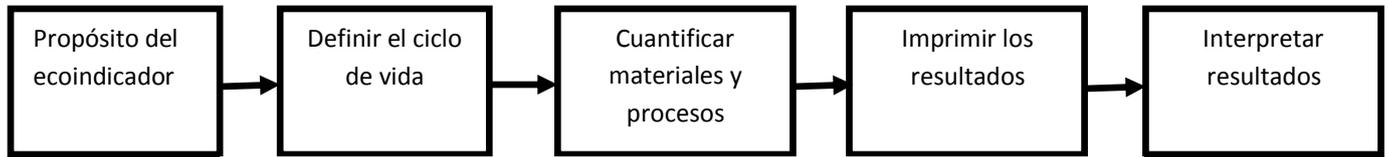


Figura 16 –Proceso del ciclo de vida

#### 3.6.1 DEFINICIÓN DE OBJETIVOS

Los objetivos de un estudio del análisis del ciclo de vida deben ser establecidos sin ambigüedades a la aplicación deseada, las razones para efectuar el estudio y a quienes se pretende comunicar los resultados del estudio. Esto conlleva a establecer 3 objetivos principales para que exista un desarrollo sustentable durante el proceso, los cuales deben de ser:

- a) Económico: este objetivo es el principal dentro del caso de estudio, la minimización de los costos conlleva a que el desarrollo del proceso sea asequible dentro del marco mercadológico y exista un costo-beneficio.
- b) Social: Se debe procurar que nuestro proceso se encuentre dentro de los parámetros establecidos para que no existan daños a la salud pública.
- c) Ambiental: El impacto que se cause al medio ambiente se debe evaluar y se debe minimizar de tal forma que no ocasione un daño al ecosistema.

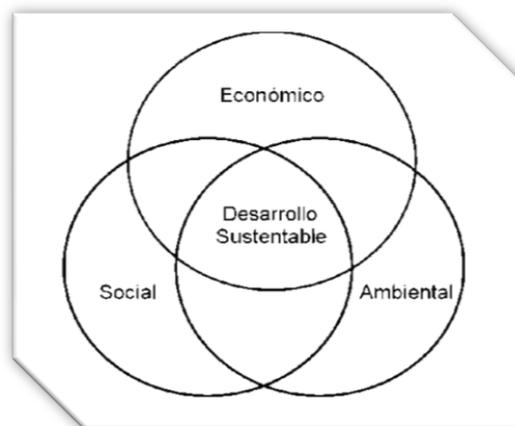


Figura 17 –Factores del ciclo de vida

#### 3.6.2 ANÁLISIS DE INVENTARIO

Una vez que se han definido los objetivos, es necesario definir las materias primas y las cantidades con las que se diseñen los intercambiadores de calor propuestos por el método, estos

son: el material y cantidad de los tubos, material de la coraza, de las tiras de sello, cantidad de baffles, tipo de cabezal y juntas de expansión.

Ensamblaje: Una vez determinados los materiales y las cantidades se procede a ensamblar el intercambiador propuesto de acuerdo a los estándares del TEMA.

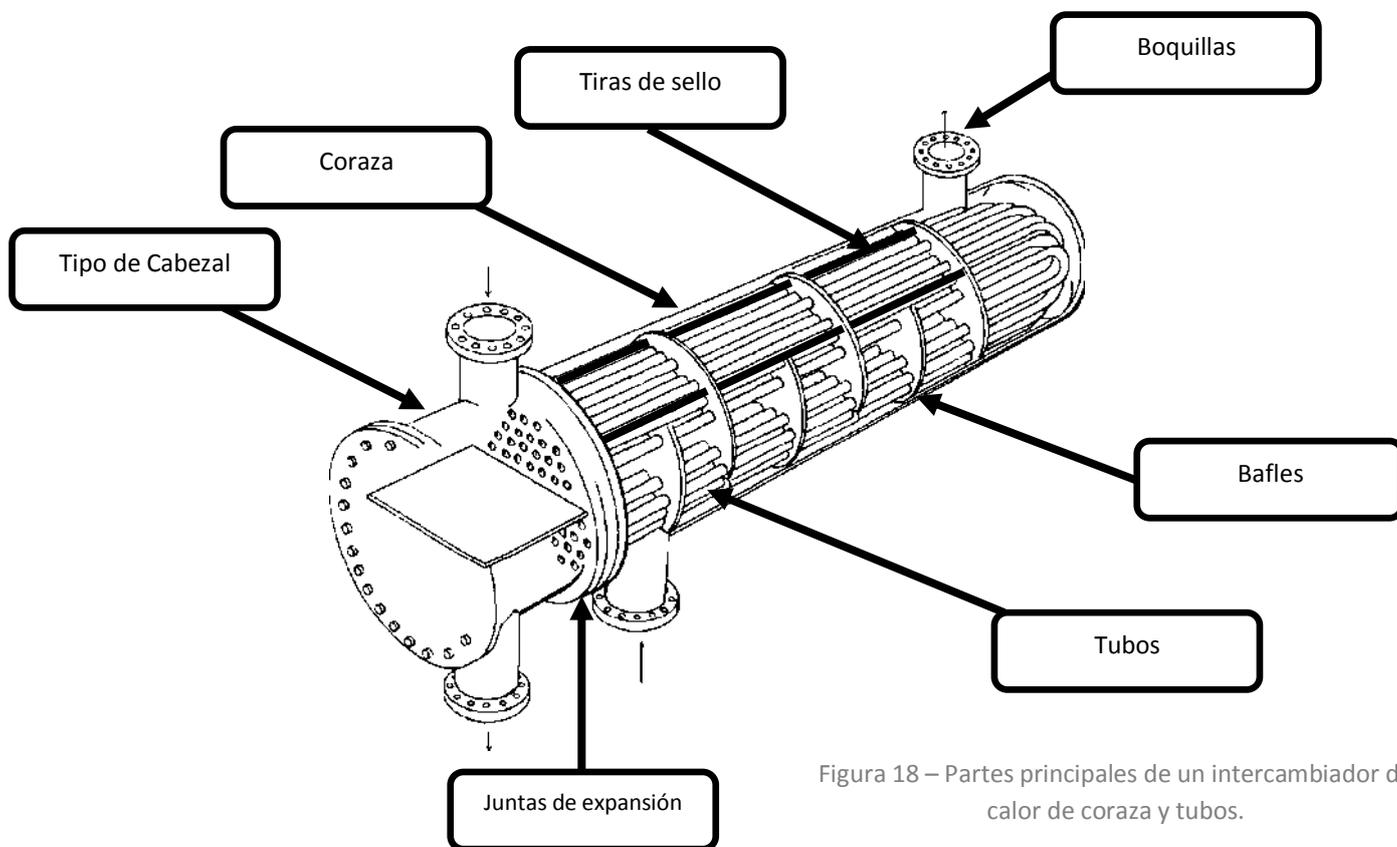


Figura 18 – Partes principales de un intercambiador de calor de coraza y tubos.

Uso: Se habrá de determinar el uso del intercambiador una vez construido, el lugar de instalación, así como también definir el tiempo de vida útil del intercambiador, esto está en función principalmente de: el tiempo de uso, el flujo de los fluidos y las caídas de presión, el tipo de fluido (corrosivo, oxidante, disolvente, ácido etc.) funcionalidad y operabilidad a largo plazo.



Figura 19 – Análisis del ciclo de vida

Reciclaje: Una vez que el intercambiador cumpla su propósito definido, se procede a hacer uso de los materiales para un nuevo fin, para esto se deben analizar los materiales para ofrecer una nueva funcionalidad y de ésta manera no mermarlos.

### 3.6.3 EVALUACIÓN DEL IMPACTO

Este elemento tiene por objetivo valorar los resultados del análisis del inventario del producto o servicio en cuestión, cuantificando los posibles impactos medioambientales. Esta etapa consta de una fase técnica, considerada por la metodología de parte del proyecto. Los resultados tienen un valor informativo añadido para la toma de decisiones. Para realizar la evaluación se realiza una ponderación de los daños posibles que se pueden ocasionar durante el proceso, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

TABLA 15 - ECOINDICADOR 99 Y % DE DAÑO		
<p style="text-align: center;"><b>Daño a la salud (40%)</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Cambio climático</li> <li>• Capa de ozono</li> <li>• Respiración de partículas orgánicas</li> <li>• Respiración por partículas inorgánicas</li> <li>• Radiación nuclear</li> </ul>	<p style="text-align: center;"><b>Daño al ecosistema (20%)</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Ecotoxicidad</li> <li>• Acidificación y eutrofización</li> <li>• Uso de la tierra</li> </ul>	<p style="text-align: center;"><b>Daño a los recursos (40%)</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Minerales</li> <li>• Combustibles fósiles</li> <li>• Recursos naturales</li> </ul>

### 3.6.4 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Esta etapa describe la fase final del procedimiento de un análisis del ciclo de vida, aquí todas las etapas se resumen y discuten como una base para conclusiones, recomendaciones y toma de decisiones de acuerdo con la definición del objetivo y alcance. Esencialmente describe varios chequeos que deben ser efectuados para ver si las conclusiones que se quieren sacar del estudio son adecuadamente apoyadas por los datos y los procedimientos utilizados.

Las unidades para poder evaluar los daños son los siguientes:

Daño a la salud [=] DALY/Kg: Días de actividad que puede ocasionar en un ser humano como factor de inhabilidad

Daño al ecosistema [=] PDF\*m<sup>2</sup>\*año/Kg: Sustancia extinta promedio por actividad anual

Daño a los recursos [=] MJ/MJ ó MJ/Kg: Cantidad gastada entre la cantidad a obtener

Ponderación de los daños = Daño a la salud + Daño al ecosistema + Daño a los recursos

Para esto, se evalúa a través del ecoindicador 99, que modela el daño producido por emisiones mediante el análisis de destino, exposición, efectos y finalmente el análisis de daños. Este análisis permite estimar el daño ponderado desde tres perspectivas o modelos diferentes: jerárquico, individualista e igualitario.

*Perspectiva Jerárquica:* El intervalo de evaluación es de 30 a 100 años, y le da importancia a los combustibles fósiles que no pueden ser remplazados fácilmente.

*Perspectiva Igualitaria:* El intervalo de evaluación es de 100 años en adelante, y abarca aquellos combustibles fósiles que no pueden ser remplazados.

*Perspectiva Individualista:* El intervalo de evaluación es de 30 años, y considera los combustibles fósiles inagotables.

# CAPÍTULO 4

## 4.1 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

### 4.1.1 CASO A

Se tiene las siguientes corrientes especificadas con el propósito de optimizar un intercambiador de coraza y tubos totalmente especificado, el diseño de éste intercambiador tiene el propósito de cumplir con las restricciones ya antes mencionadas por el método.

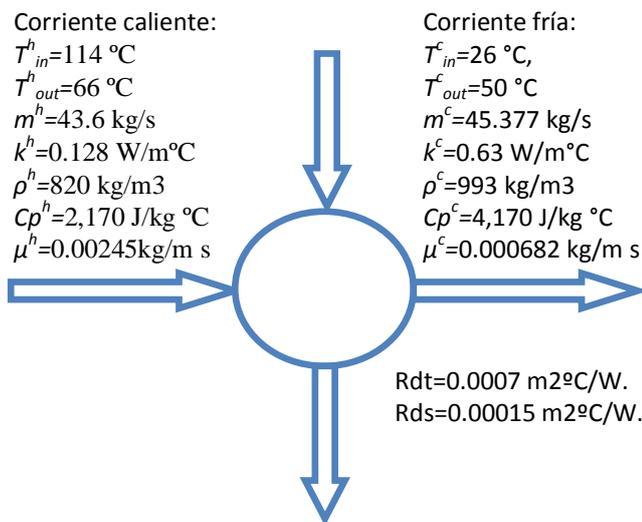


Figura 20 – Datos de corrientes del caso A

Los resultados se comparan con otros obtenidos por el mismo método con 500 generaciones y 500 poblaciones, que son los resultados del caso A(2). Para asegurar resultados contundentes, el programa de optimización se extendió a 900 generaciones y 2000 poblaciones, lo cual requirió aproximadamente 25 minutos de tiempo de cómputo, los resultados pueden observarse en la tabla A en el caso A. Éste mismo ejemplo se realizó mediante un ajuste de costos sencillo, la comparación de resultados nos arroja que utilizando el método de función de costos de Purohit, el precio se reduce 5.6 veces más que en el otro caso, esto debido a que se ha encontrado una mejor solución factible, así mismo también puede observarse que hay mejor transferencia de calor lo cual conlleva a que se obtenga una menor área del intercambiador, esto puede observarse en la tabla comparativa A2.

Tabla A – Resultados obtenidos por el caso A

VARIABLES	CASO A
Área (m <sup>2</sup> )	125.6378
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	9050.9339
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	1166.1104
v <sub>T</sub> (m/s)	1.9563
v <sub>s</sub> (m/s)	0.8321
U (W/m <sup>2</sup> K)	721.3973
Q <sub>exc</sub> (W)	4541376.00
Número de tubos	147
Tipo de haz	Cabezal flotante
Arreglo de tubos	Cuadrado
Angulo del arreglo (°)	45
Número de pasos por los tubos	4
Material	Acero
Número de corazas (Ns)	2
D <sub>ti</sub> (mm)	28.4480
D <sub>t</sub> (mm)	31.7500
Espesor de tubos (mm)	1.651
Número de baffles (Nb)	13
Localización del fluido caliente	Coraza
F <sub>T</sub>	0.9813
D <sub>s</sub> (mm)	591
Longitud total de tubo (m)	8.580409
Espaciado de baffle (m)	0.590
Corte de baffle (%)	31.71
Ri*	1.378365
Ro*	1.374608
Número de tiras de sello (Nss)	8
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	69624.59
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	31716.09
Costo Total Anual (\$)	762865.39
Costo Total Actual(\$)	1523022.67

Tabla A2 – Tabla comparativa

VARIABLES	CASO A	CASO A (2)
Área (m <sup>2</sup> )	125.6378	203.7398
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	9050.9339	7,143.5860
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	1166.1104	1,003.5063
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	69624.59	4,412.7497
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	31716.09	79,803.4224
Costo Total Actual(\$)	1,523,022.67	8,602,600.00

#### 4.1.2 CASO B

El siguiente ejemplo es tomado de Mitzutani et al.[4] e involucra dos fluidos con las propiedades mostradas en la fig. 21. La conductividad térmica de los tubos está ajustado al material de construcción, que en este caso, la mejor opción es el acero. Este mismo ejemplo se dio en el artículo de Serna-Jimenez y col.<sup>[1]</sup> (2008), en este caso se ajustarán los costes a la función proporcionada por Purohit (1983), además de actualizar los costos.

Tabla B – Comparativa de resultados obtenidos por el caso B

VARIABLES	CASO B	Mitzutani et al.[ 15]
Área (m <sup>2</sup> )	69.8823	202
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	12355.42	6480
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	2338.45	1829
v <sub>T</sub> (m/s)	2.7875	-
v <sub>s</sub> (m/s)	0.2853	-
U (W/m <sup>2</sup> K)	2097.07	860
Q <sub>exc</sub> (W)	4339236	4339236
Número de tubos	318	832
Tipo de haz	Tubos en U	Fijo
Arreglo de tubos	Cuadrado	Cuadrado
Angulo del arreglo (°)	45	-
Número de pasos por los tubos	2	2
Material	Acero	Acero
Número de corazas (Ns)	2	1
D <sub>ti</sub> (mm)	14.102	12.60
D <sub>t</sub> (mm)	15.8800	15.90
Espesor de tubos (mm)	0.889	-
Número de baffles (Nb)	7	8
Localización del fluido caliente	Coraza	Coraza
F <sub>T</sub> ΔT <sub>LM</sub>	29.61	24.90
D <sub>s</sub> (mm)	489	687
Longitud total de tubo (m)	4.2677	4.88
Espaciado de baffle (mm)	488.54	542
Corte de baffle (%)	17.81	25
Ri*	1.148	-
Ro*	1.214	-
Número de tiras de sello (Nss)	8	0
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	111,266.80	22,676
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	5,336.60	7,494
Costo Total Anual (\$)	62,643.68	181,116
Costo Total Actual(\$)	125,065.04	361,589.23

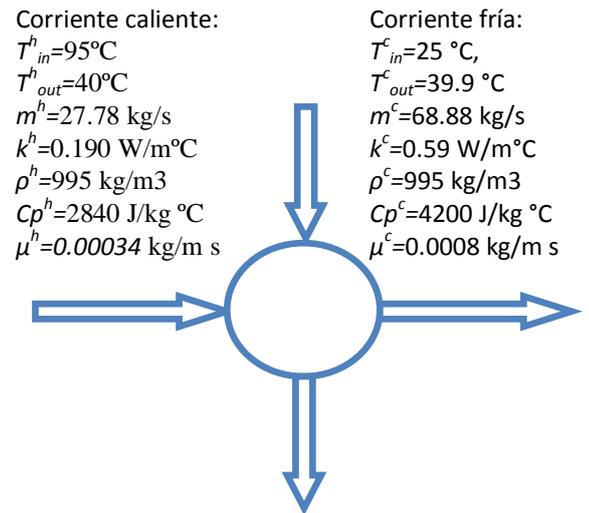


Figura 21 – Datos de corrientes del caso B

Como puede observarse en la tabla comparativa B, al ajustarse al algoritmo de resolución propuesta obtuvimos un área menor comparandola con el ejemplo de Mitzutani (2003). La solución factible nos proporciona una mayor transferencia de calor que se ve reflejada en el valor de los coeficientes de transferencia de calor obtenidos, además de mencionar que se necesita un menor número de tubos para llevar a cabo tal propósito. La solución aplicada con el método propuesto fue obtenida después de 2000 generaciones y su tiempo de cómputo fueron 3 horas 43 minutos, además, se han obtenido datos imprescindibles como lo son las velocidades de flujo del lado del tubo como de la coraza, y la relación de distancias entre baffles de entrada y salida, de esta forma se considera dentro del algoritmo, el cual nos arroja un costo 34% más económico que el propuesto anteriormente.

### 4.1.3 CASO C

El siguiente caso fue tomado de Thomas (1993) y evaluado dentro del artículo titulado “A compact formulation of the bell-delaware method for heat exchangers design and optimization”[5]. Los datos de las corrientes están dadas en la figura “C”, en donde se tiene que enfriar un aceite usando agua de enfriamiento, el aceite fluye por el lado de la coraza. El factor de ensuciamiento es considerado en este ejemplo, la densidad del aceite es mucho mayor que la del agua, es por eso que fluye por la coraza, usando como material de la transferencia de calor el acero, además, considera la restricción de las caídas de presión las cuales son:

$$\Delta P_s < 66000 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_t < 50000 \text{ Pa}$$

En la tabla “C” podemos comparar las características del intercambiador totalmente especificado, el algoritmo nos indica que el fluido debe ir por la coraza, con una configuración cuadrada a 45°.

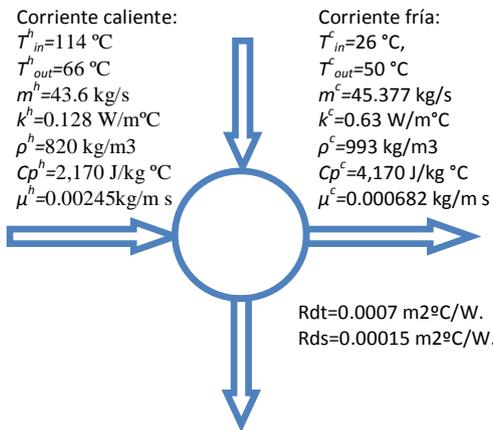


Figura 22 – Datos de corrientes del caso C

Como puede observarse el algoritmo propuesto nos proporciona un mejor intercambiador de calor de coraza y tubos ya que es más económico, con una menor área y una mayor transferencia de calor, esto se debe al uso de 8 tiras de sello, y un corte de bafle de mayor tamaño, esto permite que el aceite fluya con mayor resistencia y permita más contacto con los tubos. Las caídas de presión se encuentra dentro de las restricciones propuestas por el artículo, esto nos permite utilizar el intercambiador de calor propuesto sin inconvenientes.

Tabla C– Comparativa de resultados obtenidos en el caso C.

VARIABLES	CASO C	Thomas[5]
Área (m <sup>2</sup> )	115.6783	253.35
h <sub>r</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	8,998.91	3775.96
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	1,193.23	962.091
v <sub>r</sub> (m/s)	1.8488	-
v <sub>s</sub> (m/s)	0.8639	-
U (W/m <sup>2</sup> K)	783.50	381.29
Q <sub>exc</sub> (W)	4,541,376	4,541,376
Número de tubos	148	1091
Tipo de haz	Cabezal flotante	-
Arreglo de tubos	Cuadrado	Cuadrado
Angulo del arreglo (°)	45	90
Número de pasos por los tubos	4	4
Material	Acero	Acero
Número de corazas (Ns)	2	1
D <sub>ti</sub> (mm)	28.44	16.6
D <sub>t</sub> (mm)	31.75	19.1
Espesor de tubos (mm)	1.65	3.04
Número de baffles (Nb)	13	10
Localización del fluido caliente	Coraza	Coraza
F <sub>r</sub>	0.9813	-
D <sub>s</sub> (mm)	540	1015.71
Longitud total de tubo (m)	7.68	-
Espaciado de bafle (mm)	39.36	25.4
Corte de bafle (%)	44.25	22.73
Ri*	1.29	1
Ro*	1.17	1
Número de tiras de sello (Nss)	8	-
ΔP <sub>r</sub> (Pa)	38,438.51	10,129
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	33,793.78	11,136
Costo Total Anual (\$)	248,713	622,270
Costo Total Actual(\$)	568,416.46	1,242,300

#### 4.1.4 CASO D

El siguiente ejemplo fué tomado del artículo del ejemplo de Serna-Ponce y col.<sup>[15]</sup> (2007). Los datos de las corrientes son proporcionados y con ello se evaluó para conocer el mejor diseño factible con el modelo propuesto, y de esa forma hacer una comparación de las características geométricas de ambos intercambiadores propuestos. La función de costos propuesta por el método fue ajustada a las características de ambos intercambiadores, así como también fueron analizados con la función de costos de Purohit (1983).

Tabla D2 –Resultados obtenidos por el caso D.

VARIABLES	CASO D
Área (m <sup>2</sup> )	12.22
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	8,037.84
h <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	2,850.84
v <sub>T</sub> (m/s)	1.9293
v <sub>S</sub> (m/s)	0.9759
U (W/m <sup>2</sup> K)	1,776.2812
Q <sub>exc</sub> (W)	1,319,722.80
Número de tubos	70
Tipo de haz	Cabezal flotante
Arreglo de tubos	Triangular
Angulo del arreglo (°)	30
Número de pasos por los tubos	1
Material	Acero
Número de corazas (Ns)	1
D <sub>ti</sub> (mm)	17.27
D <sub>t</sub> (mm)	19.05
Espesor de tubos (mm)	0.889
Número de baffles (Nb)	10
Localización del fluido caliente	Coraza
F <sub>T</sub> ΔT <sub>LM</sub>	1*
D <sub>s</sub> (mm)	254
Longitud total de tubo (m)	2.92
Espaciado de baffle (mm)	53.95
Corte de baffle (%)	36.78
Ri*	1.2058
Ro*	1.4431
Número de tiras de sello (Nss)	6
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	8,954.21
ΔP <sub>S</sub> (Pa)	23,227.75
Costo Total Anual (\$)	26,689.35
Costo Total Actual(\$)	53,284

En la tabla D se encuentran las características del intercambiador totalmente especificado, así como en la tabla comparativa D2 puede observarse la comparación de las características más importantes para evaluar la función de costo publicada por el artículo, en este caso el área que se obtuvo mediante el método es menor, de esa forma se refleja un menor costo del intercambiador propuesto.

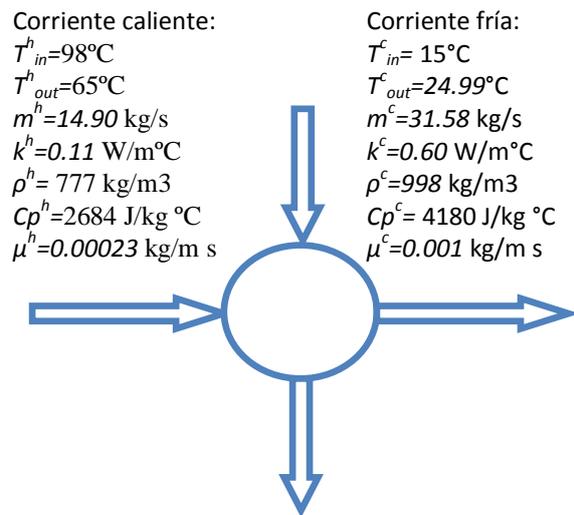


Figura 23 – Datos de corrientes del caso D

Tabla D – Comparativa de resultados en el caso D.

VARIABLES	CASO D	Muralikrisna & Shenoy
Área (m <sup>2</sup> )	12.22	34.41
D <sub>s</sub> (mm)	254	855
L(m)	2.92	0.844
ΔP <sub>t</sub> (kPa)	8.95	25.93
ΔP <sub>s</sub> (kPa)	23.22	4.5
Costos (\$) (ec. 38) [2]	13,375	15,895
Costo actual (\$) (Purohit)	53,284	63,323.30

#### 4.1.5 CASO E

Los datos mostrados en la tabla 4 para este diseño han sido tomado del ejemplo de Bell [1] (1983) aplicando el método Bell-Delaware para las características especificados en la tabla E. Se han evaluado estas características con la función de costos de Purohoit en ambos casos, además, utilizando los mismos datos de la figura 24 se ha aplicado el método propuesto en el presente trabajo para que, mediante el uso de algoritmos genéticos obtengamos el mejor diseño factible totalmente especificado.

El tiempo de cómputo para la obtención del diseño fue de 3 horas 13 minutos con una población de 2500 generaciones, de esta manera podremos acercarnos más a un mejor diseño, esto lo podemos observar en la tabla E comparativa, ya que obtuvimos un área menor al propuesto por Bell, además de una mejor transferencia de calor, un menor número de tubos y por ende un costo más económico del intercambiador, aunque es importante recalcar que en el diseño propuesto por el método, se contempla una mayor caída de presión por ambos lados del intercambiador, este factor es importante si las restricciones no permitieran su diseño.

En este ejemplo podemos observar que el fluido caliente pasa por los tubos, a diferencia de los demás ejemplos mostrados, usando un tipo de has de tubos fijos. Debido a las características es posible usar un espesor de los tubos más pequeño que el de Bell, de esa forma se mejora la transferencia de calor, además se ha duplicado el uso de tiras de sello.

De esta forma comprobamos que la decisión de hacer pasar el fluido caliente por los tubos propuesta por Bell es correcta, al comparar con varios diseños, sin embargo al considerar las características totales del intercambiador podemos observar que es posible obtener un mejor diseño.

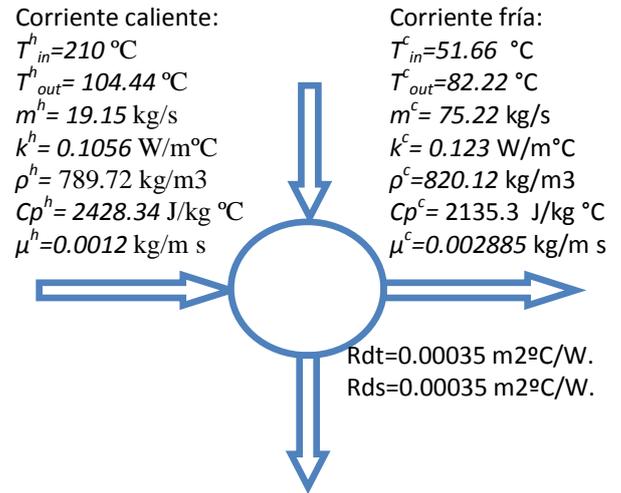


Figura 24 – Datos de corrientes del caso E

Tabla E – Comparativa de resultados obtenidos en el caso E.

VARIABLES	CASO E	BELL[6]
Área (m <sup>2</sup> )	99.4587	167
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	2,306.53	1,266.22
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	1,869.84	1,260.54
v <sub>T</sub> (m/s)	2.67	-
v <sub>s</sub> (m/s)	1.16	-
U (W/m <sup>2</sup> K)	634.82	375.3
Q <sub>exc</sub> (W)	4,908,826.17	4,909,100
Número de tubos	232	546
Tipo de haz	Fijo	Fijo
Arreglo de tubos	Cuadrado	Cuadrado
Angulo del arreglo (°)	45	45
Número de pasos por los tubos	4	6
Material	Acero	
Número de corazas (Ns)	1	1
D <sub>ti</sub> (mm)	14.10	14.83
D <sub>t</sub> (mm)	15.88	19.05
Espesor de tubos (mm)	0.889	3.04
Número de baffles (Nb)	18	15
Localización del fluido caliente	Tubos	Tubos
F <sub>T</sub>	0.9166	
D <sub>s</sub> (mm)	438	762
Longitud total de tubo (m)	8.47	5.283
Espaciado de baffle (mm)	437.53	309.88
Corte de baffle (%)	20.44	22
Ri*	1.43	1.31
Ro*	1.15	1.31
Número de tiras de sello (Nss)	8	4
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	151,954.52	78,805
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	158,678.7	83,631
Costo Total Anual (\$)	515,827.25	899,790
Costo Total Actual (\$)	1,029,823.88	1,796,400

#### 4.1.6 CASO F

Los siguientes casos de estudio fueron publicados por Serna y Jimenez<sup>[14]</sup> (2004). El problema fue propuesto por Taborek para mostrar el uso del método Bell-Delaware, mas tarde modificado por Polley et al. [8], cuyos resultados son mostrados en la tabla F, además, en la misma tabla puede observarse los resultados obtenidos por el mismo artículo, en ambos casos las caídas de presión no han sido restringidas.

Los datos específicos mostrados en la figura F son los presentados en el artículo, los factores de ensuciamiento son despreciados, al aplicarse el algoritmo de resolución arroja como resultado que el fluido caliente pasa por el lado de la coraza, y el material utilizado para la transferencia sea el acero, a continuación se presenta el diseño obtenido por el método comparado con los diseños del artículo.

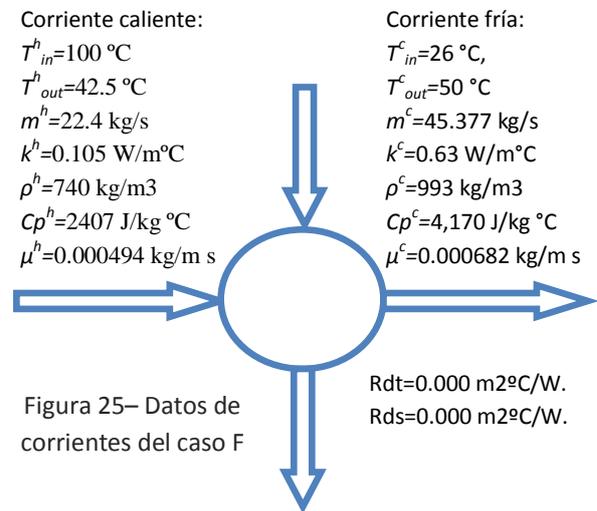


Figura 25– Datos de corrientes del caso F

Como puede apreciarse en la tabla, con el método presentado en este trabajo obtuvimos una menor área, así mismo encontramos que hay una mejor transferencia de calor, esto hace más eficiente nuestro intercambiador. Cabe destacar que el costo también está en función de las caídas de presión, es por ello que al analizar los ejemplos, el costo del intercambiador propuesto por Polley et al [8] es un poco más económico que el diseño 4 [14], ya que este último maneja caídas de presión muy altas en comparación, sin embargo se ha podido mejorar estos resultados en el caso F, de esta forma se aminoran los costos tanto por la influencia del área como de las caídas de presión en el presente caso.

Tabla F – Comparativa de resultados obtenidos en el caso F

VARIABLES	CASO F	POLLEY et al.[8]	Design 4[14]
Área (m <sup>2</sup> )	28.36	57.8	39.27
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	21,605.01	6,644.1	10,414.32
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	1,584.62	1,245.3	1,838.99
v <sub>T</sub> (m/s)	2.72	-	3.32
v <sub>s</sub> (m/s)	0.55	-	1.96
U (W/m <sup>2</sup> K)	2,013.37	988.7	1,454.38
Q <sub>exc</sub> (W)	3,100,216	3,100,216	3,100,216
Número de tubos	128	574	327
Tipo de haz	Tubos en U	Fijo	Fijo
Arreglo de tubos	Triangular	Triangular	Triangular
Angulo del arreglo (°)	30	30	30
Número de pasos por los tubos	2	2	2
Material	Acero	-	-
Número de corazas (Ns)	1	1	1
D <sub>ti</sub> (mm)	22.09	13.5	13.5
D <sub>t</sub> (mm)	25.4	16	16
Espesor de tubos (mm)	1.651	2.5	2.5
Número de baffles (Nb)	5	6.174	15
Localización del fluido caliente	Coraza	Coraza	
F <sub>T</sub>	0.96	-	-
D <sub>s</sub> (mm)	438	563	431
Longitud total de tubo (m)	2.65	1.815	2.38
Espaciado de baffle (mm)	430.29	253	149.014
Corte de baffle (%)	44.77	29.3	21.1
R <sub>i</sub> *	1.10	1	1
R <sub>o</sub> *	1.49	1	1
Número de tiras de sello (N <sub>ss</sub> )	8	0	0
ΔP <sub>T</sub> (Pa)	46,695.68	20,690	70,000
ΔP <sub>s</sub> (Pa)	7,780.06	11,770	72,000
Costo Total Anual (\$)	29,742.82	61,305	75,549
Costo Total Actual(\$)	59,380.09	122,390	150,830

## 4.2 CICLO DE VIDA DEL INTERCAMBIADOR

A continuación se evalúa el diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos a partir de los siguientes datos (Ejemplo G):

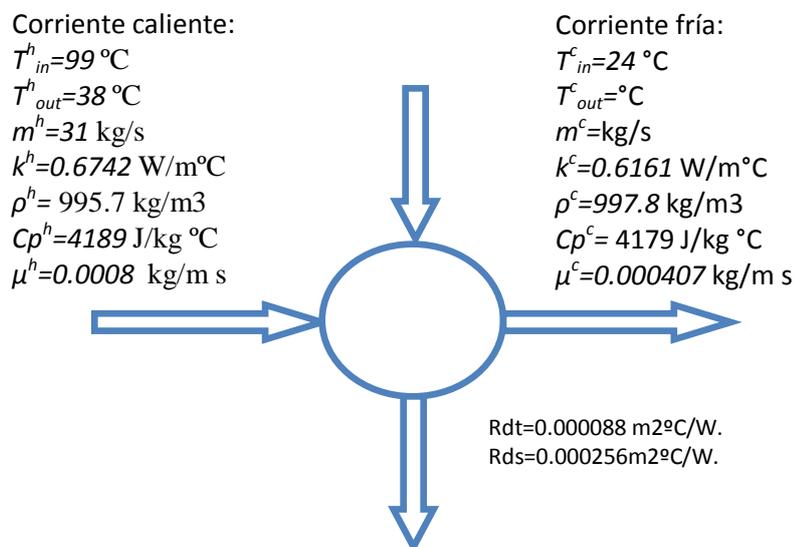


Figura 26 – Datos de corrientes del caso G

Al ser evaluados obtenemos los siguiente resultados presentados en la tabla G.

Tabla G – Resultados obtenidos en el caso G

VARIABLES	CASO G	VARIABLES	CASO G
Área (m <sup>2</sup> )	139.87	Espesor de tubos (mm)	0.889
h <sub>T</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	13,595.14	Número de baffles (Nb)	12
h <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	4,523.17	Localización del fluido caliente	Coraza
v <sub>T</sub> (m/s)	2.25	F <sub>T</sub>	1*
v <sub>s</sub> (m/s)	0.24	D <sub>s</sub> (mm)	540
U (W/m <sup>2</sup> K)	1,768.70	Longitud total de tubo (m)	7.16
Q <sub>exc</sub> (W)	7,921,399	Espaciado de baffle (mm)	539.24
Número de tubos	392	Corte de baffle (%)	19.38
Tipo de haz	Cabezal flotante	Ri*	1.28
Arreglo de tubos	Triangular	Ro*	1.45
Angulo del arreglo (°)	30	Número de tiras de sello (N <sub>ss</sub> )	8
Número de pasos por los tubos	1	ΔP <sub>T</sub> (Pa)	39,181.35
Material	Acero	ΔP <sub>s</sub> (Pa)	6,965.72
Número de corazas (N <sub>s</sub> )	1	Costo Total Anual (\$)	673,800.06
D <sub>ti</sub> (mm)	15.88	Costo Total Actual(\$)	1,345,208.87
D <sub>t</sub> (mm)	14.10		

A partir de un diseño estandar se redimensiona el intercambiador con las características específicas que nos especifican los resultados, con las medidas y las restricciones de construcción, así como tipo de cabezal y tipo de tubos.

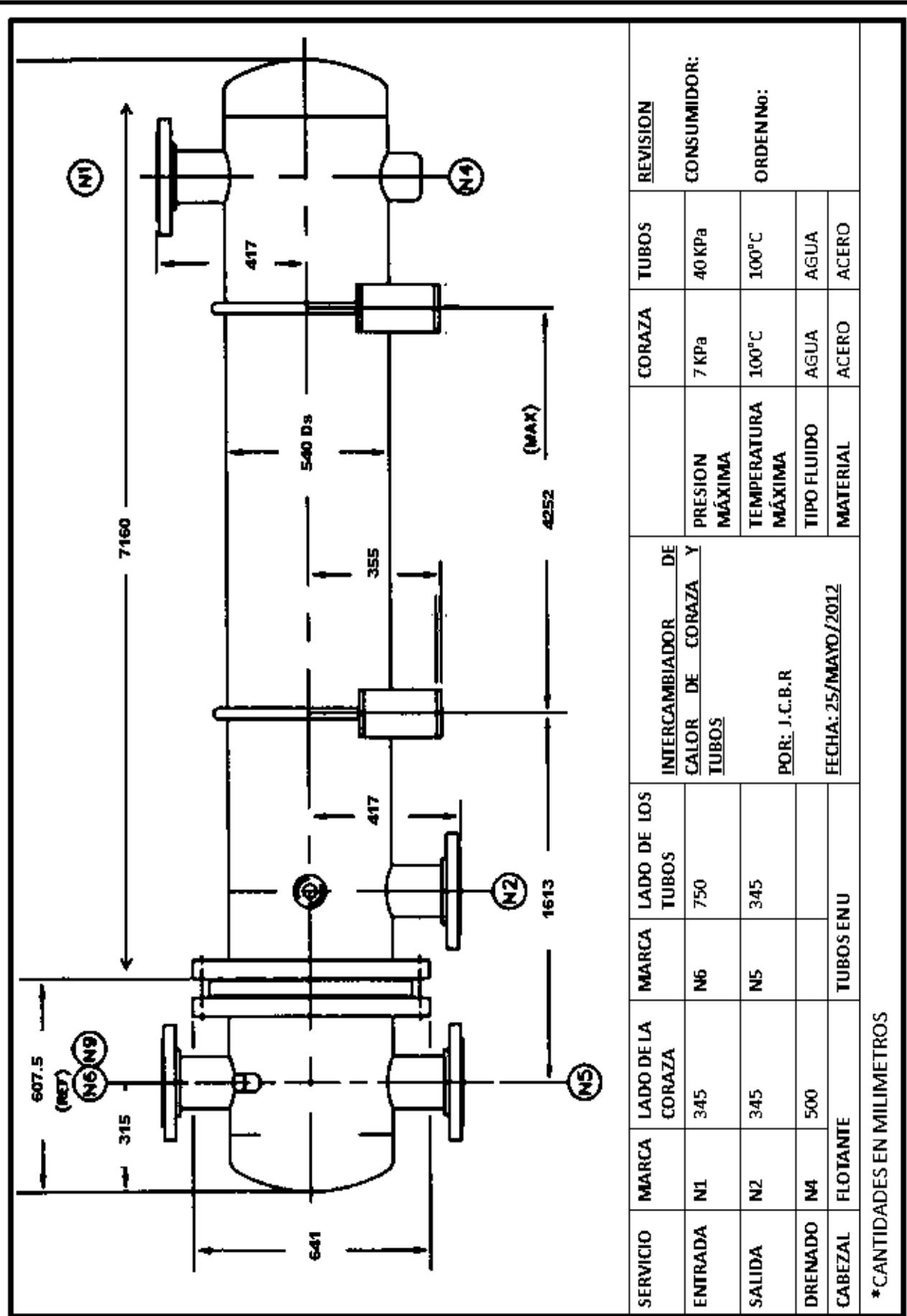


Figura 27 – Esquema del diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos del ejemplo G

SERVICIO	MARCA	LADO DE LA CORAZA	MARCA	LADO DE LOS TUBOS	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS	CORAZA	TUBOS	REVISION
ENTRADA	N1	345	N6	750	POR: J.C.B.R FECHA: 25/MAYO/2012	7 KPa	40 KPa	CONSUMIDOR:
SALIDA	N2	345	N5	345		PRESION MÁXIMA	100°C	ORDEN No:
DRENADO	N4	500				TIPO FLUIDO	AGUA	
CABEZAL	FLOTANTE		TUBOS EN U		MATERIAL	ACERO	ACERO	

\*CANTIDADES EN MILIMETROS

A continuación se procede a hacer una ponderación de las piezas en las que se divide principalmente el intercambiador, esto se puede calcular de la siguiente forma:

El espesor mínimo de la coraza, considerando como material acero al carbono, está dado por:

$$t = 3/8'' \text{ para } D_s = 540 \text{ mm (TEMA tabla III.A)}$$

A continuación calculamos el peso de cada una de las piezas principales que conforman al intercambiador.

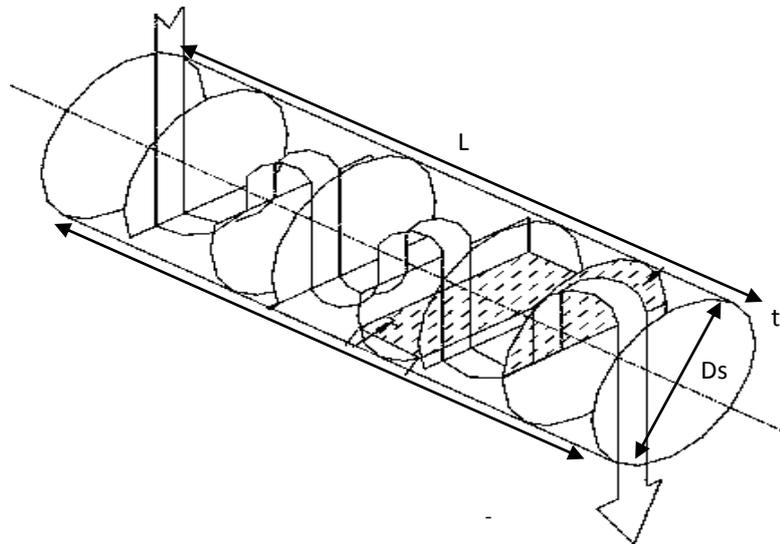


Figura 28 – Longitudes medidas en la estructura del intercambiador

$$\begin{aligned} \text{Peso de la coraza} &= \rho_s * \left(\frac{\pi}{4}\right) * L * t * (2D_s + t) \\ &= 0.28 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} * \left(\frac{3.14}{4}\right) * 281.8 \text{in} * \left(\frac{3}{8}\right) \text{in} * \left(2 * 21.25 + \left(\frac{3}{8}\right) \text{in}\right) \end{aligned}$$

$$\text{Peso de la coraza} = 996.37 \text{ lb} = 451 \text{ kg}$$

$$\text{Peso de los tubos} = N_t * W_t$$

$$\text{Donde } W_t = \rho_t * \pi * \frac{(D_t^2 - D_i^2)}{4} * L$$

$$W_t = 0.28 * 3.14 * \left(\frac{((0.62)^2 - (0.55)^2)}{4}\right) * 281.8 = 5.07 \text{ lb} = 2.29 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso de los tubos} = 392 * 2.29 = 11,861.92 \text{ lb} = 897.68 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso de los bafles} = \rho_s * t_f * \pi * \frac{D_s^2}{4} * N_b * (1 - B_c)$$

Donde  $t_f$  = espesor de la coraza

$$\text{Peso de los bafles} = 0.28 * 0.682 * 3.14 * \left(\frac{21.25^2}{4}\right) * 12 * (1 - 0.1938) = 654 \text{ lb} = 296.64 \text{ kg}$$

Para el peso del casquete esférico

$$Wc = \rho s * (1/3) * \pi * C^2 * (3 * ts)$$

$$Wc = 0.28 * (1/3) * 3.14 * (5.31^2) * (3 * 0.682) = 16.90 \text{ lb} = 7.66 \text{ kg}$$

Para el peso del cilindro del cabezal

$$Wcc = \rho s * \frac{\pi}{4} * \left( Li - \frac{Ds}{4} \right) * ((Ds + tf)^2 - (Ds^2))$$

$$= 0.28 * \left( \frac{3.14}{4} \right) * \left( 13.28 - \left( \frac{21.25}{4} \right) \right) * (((21.25 + 0.682)^2) - (21.25^2)) = 51.57 \text{ lb} = 23.39 \text{ kg}$$

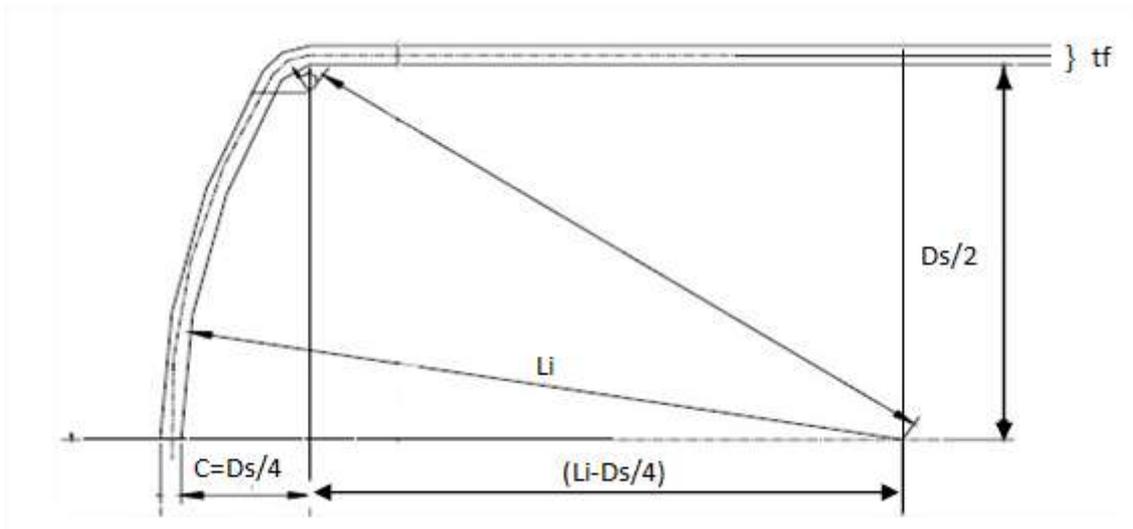


Figura 29 – Longitudes medidas en la estructura del casquete del intercambiador

Donde:

$$Lc = \left( Li - \frac{Ds}{4} \right) = 13.28 - \frac{21.25}{4} = 7.96 \text{ in}$$

$$Li = \left( \frac{10}{16} \right) * Ds = \left( \frac{10}{16} \right) * 21.25 = 13.28 \text{ in}$$

$$C = \frac{Ds}{4} = \frac{21.25}{4} = 5.31 \text{ in}$$

**Peso del cabezal flotante =  $Wc + Wcc = 16.90 \text{ lb} + 51.57 \text{ lb} = 71.47 \text{ lb} = 32.41 \text{ kg}$**

**Peso del cabezal flotante posterior =  $71.47 \text{ lb} = 32.41 \text{ kg}$**

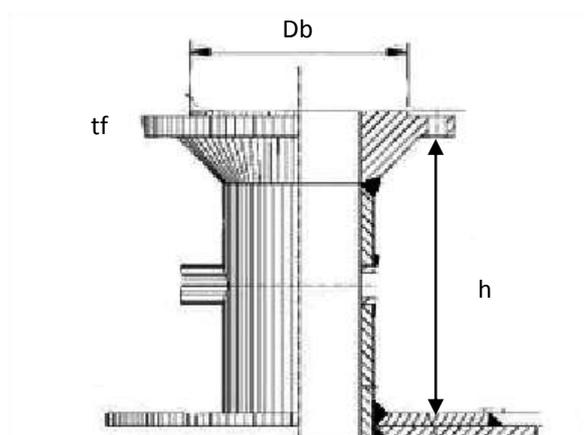


Figura 30 – Longitudes medidas en las boquillas del intercambiador

$$\text{Peso de boquillas} = 4 * \rho_s * \left( \frac{\pi}{4} \right) * h * ((Db + tf)^2 - Db^2) + (tf * \left( \frac{\pi}{4} \right) * ((Db + 3tf)^2 - Db^2))$$

$$\text{Donde: } Db = \sqrt{\frac{4Ae}{\pi}} \text{ y } Ae = \frac{vs}{V_{max}}$$

$$Ae = \frac{0.24}{3} = 0.08$$

$$Db = \sqrt{\frac{4 * 0.08}{3.14}} = 0.31 \text{ m} = 12.56 \text{ in}$$

V= velocidad de flujo

Vmax= velocidad máxima permitida

Db= Diámetro de la boquilla

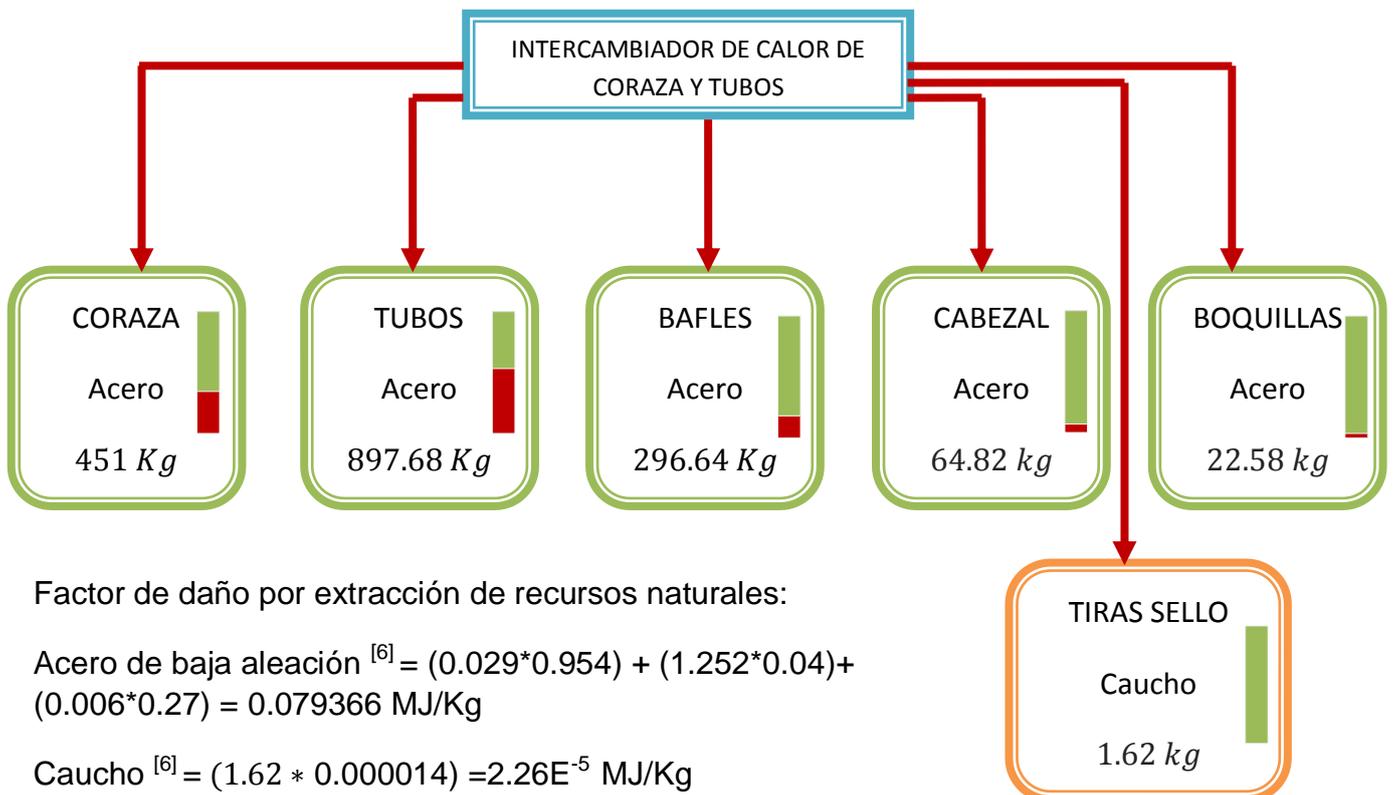
h = altura de la boquilla

$$\text{peso boquillas} = 4 * 0.28 * \left( \frac{3.14}{4} \right) * 3.5 * \left( ((12.56 + 0.375)^2) - (12.56)^2 \right) + \left( \frac{3}{4} \right) * \left( \frac{1}{3.35} \right) * 12.56 + 3 * 0.375^2 - 12.56^2$$

**Peso de las boquillas = 49.79 lb = 22.58 kg de 4 boquillas**

**Peso de las tiras de sello =  $\rho_{ss} * 1 * (3/8) * L * N_{ss} = 0.034 * 1 * (3/8) * 281.8 = 3.58 \text{ lb} = 1.62 \text{ kg}$**

Una vez obtenidas las cantidades en kilogramos de los materiales utilizados, se procede a realizar el análisis del impacto ambiental.



Factor de daño por extracción de recursos naturales:

$$\text{Acero de baja aleación}^{[6]} = (0.029 * 0.954) + (1.252 * 0.04) + (0.006 * 0.27) = 0.079366 \text{ MJ/Kg}$$

$$\text{Caucho}^{[6]} = (1.62 * 0.000014) = 2.26E^{-5} \text{ MJ/Kg}$$

■ \*Porcentaje de daño

Figura 31 - Medidas de impacto ambiental por LCA.

Daño por extracción de recursos naturales:

$$\text{TOTAL ACERO} = 1\,732.72 \text{ Kg} * 0.079366 \text{ MJ/Kg} = 137.51 \text{ MJ}$$

$$\text{Coraza: } \frac{451}{1\,721.94} * 136.58 = 35.77 \text{ MJ}$$

$$\text{Tubos: } \frac{897.68}{1\,721.94} * 136.58 = 71.20 \text{ MJ}$$

$$\text{Bafles: } \frac{296.64}{1\,721.94} * 136.58 = 23.52 \text{ MJ}$$

$$\text{Cabezal: } \frac{64.82}{1\,721.94} * 136.58 = 5.14 \text{ MJ}$$

$$\text{Boquillas: } \frac{22.58}{1\,721.94} * 136.58 = 1.79 \text{ MJ}$$

$$\text{Tiras de sello: } 1.62 * 0.000014 = 2.26800 \times 10^{-5} \text{ MJ}$$

#### 4.2.3 CONSUMO ENERGÉTICO DE PROCESO

Para poder medir la cantidad de trabajo aplicado al proceso de bombeo de fluidos por el lado de la coraza y por el lado de los tubos, aplicamos la siguiente ecuación de Bernoulli para una tubería horizontal.

$$\left(\frac{\Delta P_s}{\rho_s}\right) + \left(\frac{\Delta P_t}{\rho_t}\right) + \frac{v_{2s}^2 - v_{1s}^2}{2} + \frac{v_{2t}^2 - v_{1t}^2}{2} = W$$

Sustituyendo:

$$\left(\frac{39,181.3}{995.7}\right) + \left(\frac{39,181.3}{997.8}\right) + \frac{2.25^2}{2} + \frac{0.24^2}{2} = 48.89 \text{ J/Kg}$$

De esta forma obtenemos la cantidad de energía gastada por kilogramo de fluido procesado.

#### 4.2.4 RECICLAJE

Una vez cumplido el ciclo de vida del intercambiador, se procede a hacer uso nuevamente de los materiales de construcción, y para poder reciclar el material implica un consumo energético, para esto, es necesario aplicar un flujo de energía en forma de calor para elevar su temperatura a los 1273°K, que es cuando el acero cambia de fase y de esta forma pueda ser fundido a una nueva forma de uso.

$$Q = Cp\Delta T = 1273.15^\circ K * 460 \frac{J}{Kg^\circ K} = 585649 \text{ J/Kg}$$

Para el total del intercambiador

$$Q * \text{Peso Intercambiador} = 585649 \frac{J}{Kg} * 1\,721.94 \text{ Kg} = 1.008 \text{ MJ}$$

## 4.2.5 ECOINDICADOR 99

Una vez que obtenemos los parámetros para el ciclo de vida del intercambiador, procedemos a realizar las comparaciones de el daño ponderado para cada una de las etapas generalizadas en base a las medidas del ecoindicador 99.

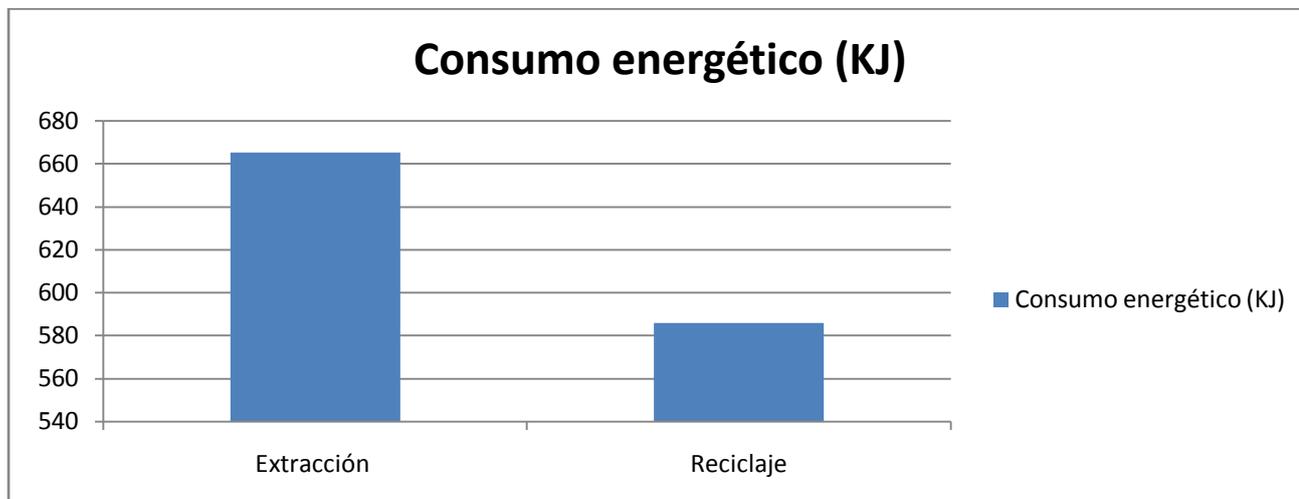


Figura 32 – Medida de impacto ambiental en consumo energético

De la misma forma que en el ejemplo anterior, podemos analizar el peso total de cada una de las piezas de los intercambiadores, de acuerdo con los resultados obtenidos por el algoritmo de resolución, en el mejor diseño factible.

Tabla 16 – Cantidad de materia prima utilizada por intercambiador

	CORAZA	TUBOS	BAFLES	CABEZAL	BOQUILLAS	TIRAS
A	567.86 Kg	1400.17 Kg	328.36 kg	74.41 Kg	41.48 Kg	2.04 Kg
B	268.79 Kg	439.73 Kg	144.96 Kg	51.06 Kg	24.34 Kg	0.969 Kg
C	484.581 Kg	1368.14 Kg	222.68 Kg	62.19 Kg	42.21 Kg	1.748 Kg
D	184.242 Kg	80.37 Kg	42.97 Kg	13.94 Kg	44.79 Kg	0.664 Kg
E	534.428 Kg	637.85 Kg	289.49 Kg	41.029 Kg	48.934 Kg	1.928 Kg
F	167.205 Kg	324.330 Kg	55.82 Kg	41.029 Kg	33.879 Kg	0.603 Kg

En la siguiente tabla puede observarse el consumo energético para cada uno de los intercambiadores de los ejemplos propuestos por el método, aplicando la misma metodología en función de las características de cada intercambiador.

Tabla 17 – Cantidad de consumo energético por proceso del L.C.A.

EJEMPLO	Peso Intercambiador	Consumo energético por extracción	Gasto energético de bombeo por consumo por kg de fluido	Gasto energético por reciclaje
G	1 732.72 Kg	136.58 MJ	81.17 J/Kg	1.008 MJ
A	2412.308 Kg	422.17 MJ	118.93 J/Kg	3.027MJ
B	1197.68 Kg	209.60 MJ	212.09 J/Kg	1.502 MJ
C	2664.40 Kg	466.29 MJ	82.97 J/Kg	3.3435 MJ
D	366.34 Kg	64.112 MJ	37.11 J/Kg	0.45 MJ
E	1551.74 Kg	271.566 MJ	390.13 J/Kg	1.947 MJ
F	622.26 Kg	108.90 MJ	74.78 J/Kg	0.78 MJ

### 4.3 TABLAS DE RESULTADOS

En el presente trabajo se ha desarrollado un algoritmo de optimización, de forma tal que el objetivo sea diseñar intercambiadores de calor de coraza y tubos cuyo costo sea el más económico, mediante el uso del método Bell-Delaware, que describe mejor el comportamiento de los flujos del intercambiador. A continuación se realiza un análisis de cada uno de las características que resaltan dentro de los resultados obtenidos.

Optimización del costo total del intercambiador:

Tabla 18 – Comparación de costos de cada intercambiador

	CASO A	CASO B	CASO C	CASO D	CASO E	CASO F
<b>Costo anterior</b>	\$8,602,600.00	\$125,065.04	\$568,416.46	\$53,284	\$1,029,823.8	\$122,390
<b>Costo optimizado</b>	\$1,523,022.67	\$361,589.23	\$1,242,300	\$63,323.30	\$1,796,400	\$59,380
<b>% de diferencia</b>	82.29%	65.41%	54.24%	15.85%	42.67%	51.48%

De esta forma se cumple una de las hipótesis planteadas, además, como el costo está en función del área, en la tabla 19 podemos observar la optimización de dicho parámetro.

Tabla 19 – Comparación de áreas de cada intercambiador

	CASO A	CASO B	CASO C	CASO D	CASO E	CASO F
<b>Area (m)</b>	203.7398	202	253.35	34.41	167	39.27
<b>Area Optimizada (m)</b>	125.63	69.8823	115.67	12.22	99.45	28.36
<b>% de diferencia</b>	38.34%	65.40%	54.34%	64.49%	40.45%	27.78%

Otra de las hipótesis que se demuestra dentro de este trabajo es el ajuste de los coeficientes de transferencia de calor del lado de la coraza, debido al comportamiento real se comprueba una mejor transferencia como lo indica la tabla 20.

Tabla 20 – Comparación de áreas de cada intercambiador

	CASO A	CASO B	CASO C	CASO D	CASO E	CASO F
<b>hs (w/m2K)</b>	1,003.5063	1829	962.091	2,345.9	1260.54	1245
<b>hs Optimizada (w/m2K)</b>	1166.1104	2338.45	1193.23	2850.84	1869.84	1584
<b>% de incremento</b>	16.20%	27.85%	24.02%	21.52%	48.34%	27.23%

Mediante esta metodología pueden obtenerse mejores diseños de intercambiadores de calor desarrollados mediante el uso de algoritmos genéticos, y de la aplicación del método riguroso de

Bell-Delaware, que describe el comportamiento de flujo real dentro de la coraza, es por ello que los resultados obtenidos son más efectivos que los desarrollados anteriormente, aunado a ello se utilizaron una mayor cantidad de poblaciones desarrolladas en base a las variables dependientes, aunque esto conllevara a un mayor tiempo de cómputo ya que además se trata de un método iterativo.

Es importante conocer las restricciones de diseño con las que vayamos a operar, dependiendo de el tamaño de intercambiador, los fluidos involucrados, y la resistencia de los materiales utilizados para la construcción del intercambiador, a continuación se muestra una tabla comparativa de las caídas de presión en ambos lados del intercambiador.

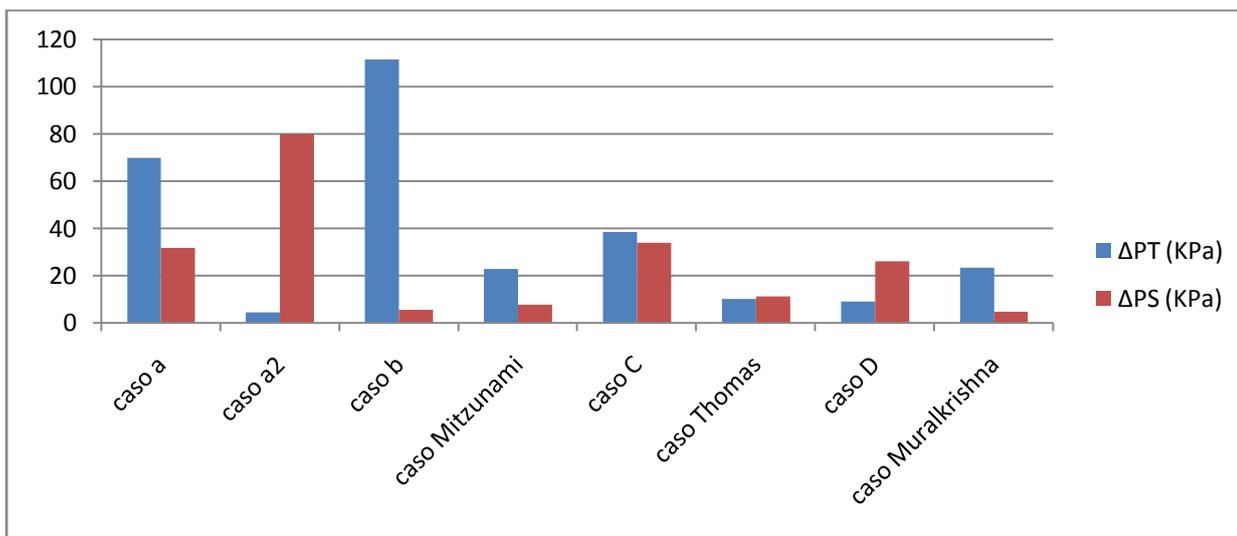


Figura 33 – Caídas de presión de cada caso de estudio

En la mayoría de los casos dentro de los diseños propuestos en este trabajo arroja resultados con mayores caídas de presión, ya sea del lado de los tubos o del lado de la coraza, en el caso “D” prácticamente se invierten las presiones como también sucede en el caso “A”, es por ello que se ha utilizado como material el acero, además de que en ninguno de los casos se ha utilizado fluidos corrosivos u oxidantes. Es importante destacar que las caídas de presión son función de la velocidad respectiva y ninguna de ellas sobrepasa las restricciones de diseño.

Dentro del presente trabajo también fueron utilizadas las tablas de conteo de Saunders (1988), esto es con el propósito de ajustar los diseños de los cálculos del conteo de tubos a un patrón mecánico ya establecido, de esta forma tomamos diseños existentes de número de tubos y ajustamos el diseño a una escala real, de ésta manera podemos observar que existe un porcentaje de error al realizar los cálculos propuestos por Taborek (1983) para calcular el número de tubos, como se ejemplifica en la tabla J, los errores varían del 25 al 50 %, es por ello que dentro del algoritmo se indica que se elija un valor de la tabla de Saunders más cercano al calculado.

Esto se implementa dentro del algoritmo de resolución, las tablas de conteo han sido adjuntadas para que pueda realizarse el rating.

Tabla 21 – Caídas de presión de cada caso de estudio

*Arreglo Triangular Cabezal Fijo*  
 $Dt = 0.01588m$   $Ltp = 0.01984m$

Las tablas con los porcentajes de error son: **Ntp=1**

Ntt Saunders	Ntt Taborek	% Error
77	52	32.46753247
125	87	30.4
186	130	30.10752688
230	162	29.56521739
310	219	29.35483871
401	286	28.67830424
505	362	28.31683168
621	447	28.01932367
748	540	27.80748663
869	628	27.73302647
1019	739	27.47791953
1180	588	50.16949153
1354	983	27.40029542
1539	1120	27.22547109
1737	1265	27.17328728
1946	1420	27.02980473
2167	1583	26.94970005
2520	1843	26.86507937
2901	2123	26.8183385
3308	2423	26.75332527
3742	2742	26.72367718

Al realizar el análisis del ciclo de vida tiene el propósito de evaluar el impacto de daño que existe en un proyecto de desarrollo de un intercambiador de calor de coraza y tubos, se evalúa desde la construcción, pasando por el uso y su confinación, es por ellos que se realizó una evaluación de cada una de las partes del intercambiador y en su conjunto, así como la cantidad de energía empleada en cada etapa de vida del intercambiador, la evaluación cada uno para conocer los puntos de ecoindicador 99 se muestran a continuación.

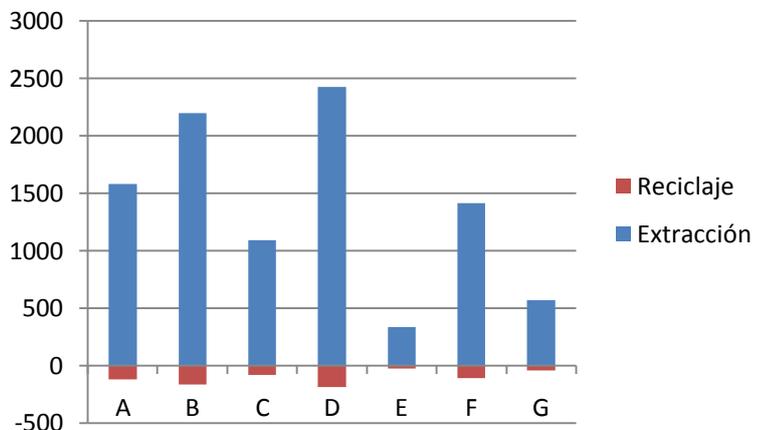
Tabla22 – Puntos de ecoindicador 99 para extracción, Procesamiento, y reciclaje en puntos de ecoindicador 99

ecoindicadores		
Steel high alloy	910	milipoints/kg
electricity	22	milipoints/ Kwh
reciclyng	-70	milipoints/kg

Tabla 23 – Datos obtenidos para extracción, procesamiento y reciclaje en puntos de ecoindicador 99 para cada

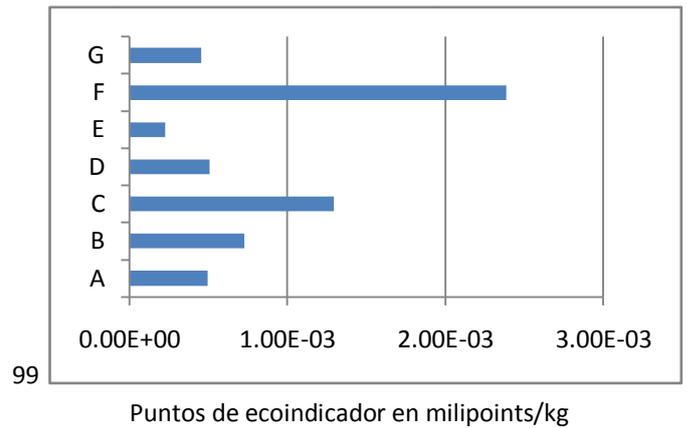
Intercambiador	Extracción	Reciclaje
A	1576.7752	-121.2904
B	2195.20028	-168.86156
C	1089.8888	-83.8376
D	2424.604	-186.508
E	333.3694	-25.6438
F	1412.0834	-108.6218
G	566.2566	-43.5582

Figura 34 – Medidas de impacto ambiental en puntos de ecoindicador para cada intercambiador



En los gráficos podemos observar el impacto ambiental en puntos de indicador 99, podemos observar que cuando son recicladas las partes del intercambiador, tenemos un impacto negativo que si extraemos los minerales necesarios para nuestro propósito, además, se puede observar en el gráfico 4 que los puntos de ecoindicador por kg de fluido tratado son implica un gasto energético muy bajo en comparación con otro tipo de tratamiento térmico no optimizado.

Figura 34 – Medida del impacto ambiental Por consumo eléctrico para cada intercambiador en puntos de ecoindicador



99

## 5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente trabajo se ha presentado y aplicado un procedimiento de diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos que utiliza el método Bell-Delaware para representar el patrón de flujo del lado de la coraza, que es el método más confiable reportado en la literatura abierta. La principal novedad de este algoritmo es que selecciona como una de las variables independientes a la velocidad del fluido del tubo, la cual debe estar entre 1 m/s y 3 m/s para evitar un rápido ensuciamiento y el desgaste acelerado de la superficie interna de transferencia de calor, respectivamente. Como grados de libertad, además de las temperaturas terminales y propiedades de ambos fluidos, también se seleccionan el tipo de haz de tubos, el diámetro interno y externo de los tubos, el arreglo de los tubos, el espaciado de tubos, el número de pasos por los tubos, la localización de los fluidos y el número de tiras de sello. Esta selección hace posible vincular directamente la velocidad del fluido del tubo con el número de tubos y, por consiguiente, también permite utilizar tablas de conteo de tubos para poder determinar el diámetro estándar de la coraza.

Dado que las tablas de conteo de tubos son proporcionadas por diversos fabricantes de este tipo de equipos, el procedimiento de diseño propuesto permite obtener intercambiadores de calor factibles, es decir, cuyos elementos de construcción (coraza, tubos, bafles, tiras de sello, etc.) tienen dimensiones y arreglos estándares. Esta es la principal aportación de este trabajo.

Por otro lado, en este trabajo el procedimiento de diseño propuesto se combina con una estrategia de simulación basada en algoritmos genéticos para encontrar diseños factibles de costo mínimo para una aplicación en particular. Los algoritmos genéticos son muy útiles para este problema de optimización, dado que el problema es altamente no lineal y no convexo, además de que incluye más de diez grados de libertad que pueden ser variables lógicas y discretas (diámetros de tubos y coraza, arreglo de tubos, espaciado de tubos, tipo de haz de tubos, número de pasos por los tubos, número de tubos y localización de los fluidos) o continuas (velocidad de los fluidos). No se puede asegurar que las soluciones obtenidas sean las óptimas globales; sin embargo, para problemas de optimización complejos como el presente, los algoritmos genéticos proporcionan soluciones óptimas muy cercanas del óptimo global.

Cada uno de los diseños factibles óptimos obtenidos se sometieron a un rating o simulación, a fin de verificar su funcionamiento. En todos los casos, el rating corroboró que el diseño factible encontrado satisface completamente la carga térmica y las restricciones operacionales y geométricas que deben cumplir los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Por lo tanto, se verifica que los resultados obtenidos son correctos.

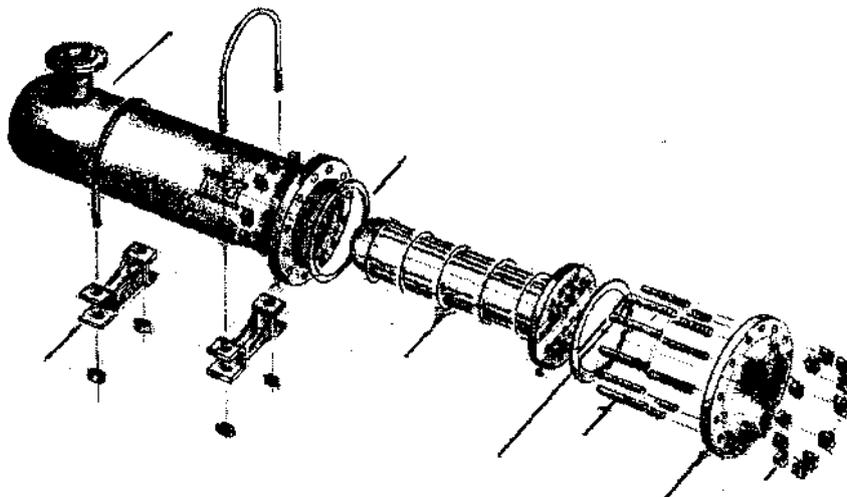
A través de la metodología del ciclo de vida, basada en los Eco-Indicadores 99, se pudo determinar el impacto ambiental de los intercambiadores óptimos. Se observa que la magnitud del Eco-Indicador es proporcional al tamaño del intercambiador, por lo que si desea obtener el intercambiador con el más bajo impacto ambiental es necesario obtener el diseño factible de área mínima a través del procedimiento de optimización. Es decir, en vez de usar como función

objetivo la minimización del costo total anual, en este caso se debe utilizar la minimización del área de transferencia de calor.

Por todo lo anterior, se infiere que el procedimiento de diseño y optimización presentado en este trabajo cumple el objetivo y la hipótesis del mismo.

A manera de recomendación para el algoritmo de resolución, se debe implementar un largo tiempo de cómputo (de 0.5 a 3 hrs), con una amplia gama de poblaciones y generaciones (900 a 2000) para asegurarnos de que efectivamente, obtengamos resultados globales, con el mejor diseño factible. Además:

- Debe asegurarse que el diseño obtenido no exceda las restricciones de construcción, ya que ocasionaría problemas mecánicos a largo plazo como desgaste y fugas.
- Los materiales de diseño deben cumplir con las restricciones antes mencionadas. Si se tuvieran dos fluidos no corrosivos y no oxidantes, el mismo algoritmo designa el mejor material a utilizar. El algoritmo de optimización también permite especificar la localización de los fluidos antes del diseño, por lo que en este caso dicha variable se convierte en un dato de entrada y no se somete a optimización.
- Respecto a las medidas del ecoindicador, el impacto medido es sólo a los recursos naturales, ya que el impacto que existe contra la salud humana y el ecosistema es mínimo, Esto se debe a que el intercambiador es un equipo que reutiliza el calor suministrado por una corriente caliente de proceso a una corriente fría de proceso. Por lo tanto, el proceso no necesita otro suministro de calor que impacte al ecosistema o a la salud, como puede ser la combustión.
- La función de costos utilizada fue la propuesta por Purohit, (1983), debido a que es la que considera de mejor manera todos los aspectos que deben tomarse en cuenta para determinar el costo de capital de intercambiadores de calor de coraza y tubos



## 5.2 NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor $m^2$
$A_s$	Área transversal de flujo entre los tubos
CP	Capacidad Calorífica Horaria ( $kW/^\circ C$ )
$D_b$	Diámetro del haz mm
$D_s$	Diámetro de la coraza mm
$d_e$	Diámetro equivalente ó hidráulico mm
$d_i$	Diámetro interno del tubo mm
$d_o$	Diámetro externo del tubo mm
$F_T$	Factor de corrección para la temperatura media logarítmica
$G_s$	Flujo másico por unidad de área en la coraza $Kg/m^2 s$
$h_i$	Coefficiente de transferencia dentro del tubo
$h_o$	Coefficiente de transferencia fuera del tubo
$J_h$	Factor de transferencia de calor
$J_f$	Factor de fricción
$K_1$	Constante de la Ec. (p)
$k_f$	Conductividad térmica del fluido
$k_w$	Conductividad térmica de la pared de la tubería
L	Longitud de los tubos
$l_B$	Espacio entre los baffles
$N_s$	Número de corazas 1-2 en serie
$N_b$	Número de baffles
$N_t$	Número de tubos
P	Efectividad del intercambiador térmico
$P_{1,2}$	Efectividad térmica de cada coraza 1-2 en serie
$\Delta P_s$	Caída de presión en la coraza
$\Delta P_t$	Caída de presión en los tubos
$Q_{EXC}$	Carga térmica del intercambiador ( $kW$ )
R	Relación capacidad calorífica
$T_{ho}$	Temperatura de salida de la corriente caliente $^\circ C$
$T_{hi}$	Temperatura de entrada corriente caliente $^\circ C$
$T_{co}$	Temperatura de salida corriente fría $^\circ C$
$T_{ci}$	Temperatura de entrada corriente fría $^\circ C$
$T_w$	Temperatura de de la pared
$\Delta T_{Ml}$	Diferencia de temperatura media logarítmica $^\circ C$
U	Coefficiente global de transferencia ( $kW/m^2K$ )
$u_s$	Velocidad del fluido en la coraza
$u_t$	Velocidad del fluido en el tubo
$\rho$	Densidad
$\mu$	Viscosidad
$\mu_w$	Viscosidad a la temp. De la pared

### 5.3 REFERENCIAS

---

- [1]. Bell, K.J., *Introduction to heat exchangers design in Heat Exchangers Design Handbook*, ed. E.U. Schunder. Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C. (1983).
- [2]. Cao Eduardo. *Heat transfer in process engineering*. Ed. Mc-Graw-Hill. 1(1) pp.1-26 (1983).
- [3]. Harry Baayen. *Eco-indicator 99, Manual for designers*. Ministry of Housing, Spatial Planning and the environment communications directors. pp. 38-45 (2000).
- [4]. Kakaç Sadik & Liu Hongtan. *Heat exchangers selection, rating and thermal design*. ed. CRC PRESS. 2(1) pp. 283-389 (2002)
- [5]. Leland Blank & Anthony Tarquin. *Ingeniería económica*, Mc Graw Hill 4ta edición, pp.353-354 (1999).
- [6]. Mark Goedkoop and Renilde Spriensm. *The eco-indicator 99 A damage oriented method for Life Cycle Impact Assessment*, a, PRé consultants -Third Edition pp. 25-39 (2002).
- [7]. Muralikrishna K. and Shenoy U.V. *Heat exchanger design targets for minimum area and cost*, Departament of Chemical Engineering and computer Aided Design Centre, Indian Institute of Technology of Bombay, India. 78(2) pp 161-167 (2000).
- [8]. Polley, G.T., Panej Shahi, M.H. and Picón Nuñez, M., *Rapid Design Algorithms for Shell-and-Tube and Compact Heat Exchangers*. *Trans IChemE*, 69 (A), pp. 435-444, (1991).
- [9]. Ponce-Ortega, J.M., Serna-González, M., Jiménez-Gutiérrez, A. *Design and optimization of multipass heat exchangers*. *Chemical Engineering & Processing*, 47(5), pp. 906-913 (2008).
- [10]. Ponce-Ortega, J.M., Serna-González, M., Jiménez-Gutiérrez, A. *Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers*.
- [11]. Purohit, G.P. *Estimating cost of shell-and-tube heat exchangers*. *Chemical Engineering*, August 22 (1983).
- [12]. Saunders A. E. H. *Designing for Heat Transfer Exchangers: Selection, Design and Construction*. Ed. Longman Scientific and Technical. pp 463-471 (1988).
- [13]. Serna, M., Jimenez, A. *A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchangers design and optimization*. *Chemical Engineering Research and Design*, 83(A5), pp. 539-550 (2005).
- [14]. Serna, M., Jimenez, A. *An efficient method for the design of shell and tube heat exchangers*. *Heat Transfer Engineering*, 25(2), pp. 5-16 (2004).
- [15]. Serna-González, M., Ponce-Ortega, J.M., Jiménez-Gutiérrez, A. *Feasible design space for a shell and tube heat exchangers using the Bell-Delaware method*. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 46(1), pp. 143-155 (2007).
- [16]. Tabor J. & Spalding D.B. *Heat Exchangers Design Handbook*, Hemisphere Publishing Corporation. 3.3(1). pp. 986-1058 (1983).