



# **UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO CAMPUS GUANAJUATO**

**DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS  
MAESTRÍA EN INGENIERÍA QUÍMICA**

**“DISEÑO DE INTERCAMBIADORES COMPABLOC PARA APLICACIONES  
MULTI-CORRIENTE”**

## **TESIS**

Para obtener el grado de:  
**MAESTRO EN INGENIERÍA QUÍMICA  
(INTEGRACIÓN DE PROCESOS)**

PRESENTA:

**I.Q. JAMEL EDUARDO RUMBO ARIAS**

DIRECTOR Y CO-DIRECTOR:

**DR. GUILLERMO MARTÍNEZ RODRÍGUEZ**

**DR. MARTÍN PICÓN NÚÑEZ**

Guanajuato, Gto

Febrero 2021

# *Dedicatoria*

*Dedico este trabajo:*

*A mi padre Jamel Jose mi ángel que está en el cielo que me cuida y me acompaña en todo momento.*

*Mi madre María Arias por sus oraciones a diario y por educarme como una persona de bien.*

*Mis hermanos Teo Rumbo y Julio Rumbo por impulsarme y acompañarme en mis proyectos de crecimiento.*

*Mi mejor amiga Karen Rocha por aconsejarme, guiarme y brindarme su apoyo en las buenas y malas.*

*Mis abuelos, tíos, primos y amigos por creer en mí.*

## *Agradecimientos*

*Agradezco:*

*Al Dr. Martin Picón Núñez por guiarme y dirigirme, por ser la pieza fundamental para que se llevara a cabo esta tesis de maestría, por enseñarme su experiencia, dedicarme su tiempo día a día para obtener buenos resultados, para mi es el mejor docente que he tenido en toda mi vida académica ¡mil gracias profe !*

*Al ingeniero Rene Ángeles por su amable colaboración*

*Al gobierno Mexicano por permitirme venir a este hermoso país y brindarme el apoyo económico para llevar a cabo mi objetivo.*

*A la Universidad Guanajuato por abrirme las puertas y permitirme formarme en su alma mater.*

*A todos los Docentes de la facultad de Ingeniería Química de la universidad de Guanajuato que aportaron su granito arena durante mi formación.*

## RESUMEN

El objetivo de este trabajo es mostrar el uso de la tecnología de intercambiadores de calor de placas soldadas de tipo Compabloc en sistemas de recuperación de energía, esto con el fin de reducir el número de unidades térmicas en complejos industriales y discutir los beneficios potenciales en proyectos de renovación. La reducción del número de unidades en las redes de intercambiadores de calor existentes se logra mediante la implementación de unidades multi-corriente. La metodología consiste en la determinación del ancho de placa que se ajusta a los objetivos térmicos e hidráulicos; luego, el resto de tareas de recuperación de calor se diseñan utilizando este mismo ancho para ser incluidas dentro de la misma estructura. Se desarrolla un modelo termo-hidráulico para el diseño de intercambiadores de calor de placas soldadas de tipo Compabloc. Este diseño se basa en encontrar la longitud requerida para cumplir con los servicios térmicos bajo las restricciones de caída de presión. El enfoque para casos multi-corriente se demuestra en un tren de precalentamiento de petróleo crudo que contiene un total de 11 intercambiadores de calor (6 intercambiadores de recuperación de calor y 5 enfriadores). Se analizan varias opciones para la simplificación de la estructura de la red donde se puede reducir a dos y seis unidades compactas multi-corriente. El área total de la red para intercambiadores convencionales de tubo y carcasa de la estructura original es de 9,350.96 m<sup>2</sup>, en comparación con 3,598 m<sup>2</sup> y 3,795 m<sup>2</sup> requeridos por los diseños propuestos con la tecnología Compabloc multi-corriente. Esto representa una reducción potencial de área de transferencia del 61.5% y 59.4%. Por otro lado, una proyección del reemplazo de la superficie original por tecnología Compabloc muestra una reducción del consumo de energía del 25% y una recuperación de la inversión de 3.4 años.

## ABSTRACT

The objective of this work is to show the use of Compabloc-type welded plate heat exchangers technology in energy recovery systems, this in order to reduce the number of thermal units in industrial complexes and discuss the potential benefits in projects renovation. Reducing the number of units in existing heat exchanger networks is achieved by implementing multi-stream units. The methodology consists of determining the plate width that meets the thermal and hydraulic objectives; then, the rest of the heat recovery tasks are designed using this same width to be included within the same structure. A thermo-hydraulic model is developed for the design of compabloc-type brazed plate heat exchangers, this design is based on finding the length required to comply with thermal service under pressure drop restrictions. The multi-stream approach is demonstrated in a crude oil preheating train containing a total of 11 heat exchangers (6 heat recovery exchangers and 5 coolers). Several options are analysed for the simplification of the network structure where it can be reduced to two and six compact multi-stream units. The total network area for conventional shell and tube exchangers of the original structure is 9,350.96 m<sup>2</sup>, compared to 3,598 and 3,795 m<sup>2</sup> required by the proposed designs with multi-stream technology. This represents a potential reduction of transfer area of 61.5% and 59.4%. Additionally, the replacement of the original surface shell and tube area by Compabloc technology shows a reduction of the energy consumption of 25% and a payback time of 3.4 years.

## ÍNDICE

RESUMEN .....	III
INDICE.....	V
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	X
NOMENCLATURA.....	XIII
CAPITULO I INTRODUCCIÓN .....	¡Error! Marcador no definido.
1.0 Introducción .....	2
1.1. Hipótesis.....	4
1.2. Objetivos .....	4
1.2.1. Objetivos específico.....	5
1.3. Justificación .....	5
1.4. Estructura de la Tesis.....	6
CAPÍTULO II FUNDAMENTOS TEORICOS DE INTERCAMBIADORES DE PLATOS SOLDADOS (COMPABLOC) .....	7
2.0 Fundamentos de teoricos .....	¡Error! Marcador no definido.
2.1. Intercambiadores de calor de plato.....	8
2.2 Tipos de intercambiadores de calor .....	9
2.3 Caracteristias termo-hidraulica de los intercambiadores de plato	¡Error! Marcador no definido.
2.4 Método $\varepsilon$ -NTU (Método de diseño para intercambiadores de platos).	¡Error! Marcador no definido.
2.5 Intercambiadores de plato y marco .....	¡Error! Marcador no definido.
2.6 Intercambiadores de <i>welded plate</i> o plato soldado.....	13
2.6.1 Intercambiadores de plato soldado rectangular .....	¡Error! Marcador no definido.
2.6.2 Colectores solares de placa plana .....	¡Error! Marcador no definido.
2.6.3 Intercambiador de calor Compabloc .....	16
2.6.3.1 Partes de un Compobloc.....	17
2.6.3.2 Función de Compobloc.....	18
2.6.3.3 Caracteristicas de diseño Compobloc.....	18
2.6.3.4 Datos geométricos de Compobloc.....	19

2.6.3.5 Datos de operación de Compobloc.....	19
2.6.3.6 Tipo de arreglo de flujo de Compabloc.....	20
2.6.3.7 Materiales de construcción de compabloc.....	20
2.6.3.8 Ventajas de Compobloc.....	21
2.6.3.9 Desventajas de compobloc.....	22
2.6.3.10 Aplicaciones.....	22
2.7 Antecedentes.....	23
2.8 Experiencias industriales.....	26
<b>CAPÍTULO III DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGIA .....</b>	<b>32</b>
3.0 Metodología de Diseño de Intercambiadores de Compabloc.....	33
3.1. Ecuaciones de diseño.....	33
<b>CAPÍTULO IV VALIDACIÓN DE LA METODOLOGÍA .....</b>	<b>42</b>
4.0 Validación de la metodología .....	43
4.1 Sección del plato.....	43
4.2. Analisis de sensibilidad del ancho de plato, número de pasos y espaciamiento .....	48
4.2.1 Variación de la longitud L.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
4.2.1.1 Gráfica de L vs A-U .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
4.2.1.2 Gráfica de L vs $\Delta Ph- \Delta Pc$ .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
4.2.1.3 Gráfica de L vs $Vh- Vc$ .....	50
4.2.2 Variación de la longitud b.....	51
4.2.2.1 Grafica de b vs A-U.....	51
4.2.2.2 Grafica de b vs $\Delta Ph- \Delta Pc$ .....	52
4.2.2.3 Gráfica de b vs $Vh- Vc$ .....	53
4.2.3 Variación del número de pasos N.....	53
4.2.3.1 Gráfica de N vs A-U.....	53
4.2.3.2 Grafica de N vs $\Delta Ph- \Delta Pc$ .....	54
4.2.3.3 Grafica de N vs F .....	55
4.3 Casos de Estudio Compabloc vs Tubo y Carcasa .....	56

4.3.1 Caso de estudio 1.....	56
4.3.2 Caso de estudio 2.....	57
4.3.3 Caso de estudio 3.....	59
4.3.4 Caso de estudio 4.....	61
4.3.5 Caso de estudio 5.....	63
4.4 Discusión de resultados .....	65
<b>CAPÍTULO V COMPABLOC MULTI-CORRIENTE.....</b>	<b>67</b>
5.0 Intercambiadores compabloc Multi-Corrientes.....	68
5.1. Redes de recuperación de calor .....	68
5.2. Intercambiadores Compabloc Multi-corriente.....	69
5.3 Metodología Compabloc Multi - corriente.....	70
5.4 Reducción del número de equipos con Compabloc Multi-corriente .....	71
5.5 Caso de estudio Campabloc Multi – corriente .....	72
5.5.1 Diseño número 1 de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo .....	74
5.5.2 Diseño número 2 de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo .....	76
5.6 Estudio Económico .....	78
5.6.1 Estudio Economico del tamaño del equipo.....	78
5.6.2 Estudio Economico por recuperación de Energia .....	81
<b>CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....</b>	<b>83</b>
Conclusiones .....	83
Trabajos futuros.....	84
<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>85</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Relaciones de efectividad para intercambiadores de calor [Fuente: Bergman (2011)].	12
Tabla 2.2. Datos geométricos de intercambiadores Compabloc [Fuente: Alfa Laval (2020)].	19
Tabla 2.3. Datos de operación en cambiadores Compobloc [Fuente: Alfa Laval (2020)].	19
Tabla 2.4. Aplicaciones de intercambiadores de calor complobac [Fuente: Alfa Laval et al, 2020].	<b>Error! Marcador no definido.</b> 23
Tabla 4.1: Estimación de los parámetros de correlacion 2.1 y 2.2 (Fuente: Arsenyeva, 2011).	44
Tabla 4.2. Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 1 [Fuentes: Sinnott, R. (2005)].	45
Tabla 4.3. Características de diseño de los diferentes tipos de corrugaciones H, L y M (Fuente: Elaboración propia).	48
Tabla 4.4. Resultados del diseño de Compabloc, caso 1 y comparación de cambiadores de tubo y carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).	57
Tabla 4.5. Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 2 [Fuentes: Sinnott, R. (2005)].	58
Tabla 4.6. Resultados del diseño de Compabloc, caso 2 y comparación de cambiadores de tubo y carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).	59
Tabla 4.7. Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 3 [Fuentes: Sinnott, R. (2005)].	60
Tabla 4.8. Resultados del diseño de Compabloc, caso 3 y comparación de cambiadores de tubo y carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).	61
Tabla 4.9. Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 4 [Fuentes: Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012)].	62
Tabla 4.10. Resultados del diseño de Compabloc, caso 4 y comparación de cambiadores de tubo y carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).	63
Tabla 4.11. Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 5 [Fuentes: Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012)].	64
Tabla 4.12. Resultados del diseño de Compabloc, caso 5 enfrentamiento de agua destilada y comparación con cambiadores de tubo y carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).	65
Tabla 4.13. Comparación del área de Compabloc vs Tubo y Carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020)	66

Tabla 4.14. Comparación de la caída de presión del fluido caliente Compabloc vs Tubo y Carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Tabla 4.15. Comparación de la caída de presión del fluido caliente Compabloc vs Tubo y Carcasa (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Tabla 5.1 Condiciones de operación para el diseño del tren de precalentamiento de crudo (Fuente: Elaboración propia: 2020). .....	73
Tabla 5.2 Propiedades físicas de las corrientes involucradas en el tren de precalentamiento del crudo (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	73
Tabla 5.3 Superficie de la red de intercambiadores de carcasa y tubos (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	73
Tabla 5.4 Diseño nuevo número 1 Compabloc multi-corriente (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	75
Tabla 5.5 Diseño nuevo número 2 Compabloc multi-corriente (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	77
Tabla 5.6 Costo total de la red del diseño 2 Compabloc vs T&S (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	79
Tabla 5.7 Costo total de la red del diseño 1 Compabloc vs T&S (Fuente: Elaboración propia: 2020).....	80
Tabla 5.8 Compración de area vs recuperación de calor (Fuente: Elaboración propia: 2020). .....	80

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Clasificación de los intercambiadores de platos [Fuente: Elaboración propia (2020)].	8
Figura 2.2. Patrones de placas: <b>a)</b> washboard; <b>b)</b> zigzag; <b>c)</b> chevron; <b>d)</b> protuberancias y depresiones; <b>e)</b> washboard con corrugaciones secundarias; <b>f)</b> washboard diagonal [19]. [Fuente: Vladimir, J. A. (2015)]	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 2.3. Intercambiador de plato y marco [Fuente: Alfa Laval (2020)]	13
Figura 2.4. intercambiadores de plato soldado. [Fuente: Solucion(2020)].	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 2.5. Intercambiadores de plato y carcasa [Fuente; (Arsenyeva, O.P et al, 2011).	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 2.6. Intercambiador Compabloc [Fuente: Solucion. (2020)].	16
Figura 2.7 Partes de un Compabloc [Fuente: AlfaLaval (2020)].	17
Figura 2.8 Arreglo de flujo de intercambiadores Compocblac [Fuente: Elaboración propia (2020)].	20
Figura 2.9 Unidad de extracción y fraccionamiento de aromáticos en Japón [Fuente: Alfa Laval (2020)]	26
Figura 2.10 Compabloc ubicado en la parte alta de la torre de destilación [Fuente: Alfa Laval (2020)].	28
Figura 2.11 Trece Compabloc usado en planta de ácido nítrico Monomeros Colombia [Fuente: Alfa Laval (2020)].	29
Figura 2.12. Unidad de craqueo catalítico en la refinería de Replan [Fuente: Alfa Laval (2020)]	30
Figura 2.13. Planta de LANXESS en Alemania [Fuente: Alfa Laval (2020)]	31
Figura 3.1 Arreglos de flujo en un intercambiador tipo Compabloc [Fuente: Elaboración propia (2020)].	36
Figura 3.2 Diagrama de flujo de proceso de diseño de intercambiadores de calor de tipo Comablo con ecuaciones [Fuente: Elaboración propia (2020)].	40
Figura 3.3 Diagrama de flujo del proceso de diseño de intercambiadores de calor de tipo compabloc [Fuente: Elaboración propia (2020)].	41
Figura 4.1 corrugaciones geométricas: a) corrugación tipo L; b) corrugación tipo M; c) corrugación tipo H [Fuente: Arsenyeva. O.P. (2011)].	43
Figura 4.2. Selección de la placa que arroja mejores resultados en el diseño del caso de estudio 1: a) Área vs tipo de placa, b) coeficiente global vs tipo de placa, c) caída de presión	

fluido caliente vs tipo de placa, y d) caída de presión fluido frío vs tipo de placa [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	47
Figura 4.3 Variación del área (A) y coeficiente global de transferencia de calor (U) con la longitud del plato (L) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	49
Figura 4.4 Variación de la caída de presión del lado caliente y frío con la longitud con la longitud del plato (L) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	50
Figura 4.5 Variación de la velocidad del fluido caliente y fluido frío con la longitud del plato (L) Fuente: Elaboración propia (2020)].....	50
Figura 4.6 Variación del área (A) y coeficiente global de transferencia de calor (U) con el espaciamiento entre platos (b) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	51
Figura 4.7 Variación de la caída de presión del fluido caliente y frío con el espaciamiento entre platos (b). [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	52
Figura 4.8 Variación de la velocidad del fluido caliente y frío con el espaciamiento entre dos platos (b) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	53
Figura 4.9 Variación del área (A) y coeficiente global de transferencia de calor (U) con el número de pasos (N) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	54
Figura 4.10 Variación de la caída de presión de fluido caliente y frío con el número de pasos (N) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	54
Figura 4.11 Variación del factor de corrección de la diferencia media logarítmica con el número de pasos (N) [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	55
Figura 5.1 Representación de un Diagrama de rejilla o Grid [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	69
Figura 5.2 Cambiador Compabloc con tres corrientes de proceso, una corriente caliente H1 intercambiando calor con dos corrientes frías C1 y C2 [Fuente: Martínez Rodríguez G (2020)] .....	69
Figura 5.3 Cambiador Compabloc multi-corriente con 5 corrientes de proceso [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	70
Figura 5.4 Algoritmo de Compabloc multi-corriente [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	71
Figura 5.5 Uso de la tecnología Compabloc para reducir el número de intercambiadores de calor en un red de recuperación de calor: a) Posible combinación de unidades, b) representación de la red a través de unidades compactas [Fuente: Martínez Rodríguez G (2020)].....	72
Figura 5.6 Esquema de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo [Fuente: Panjeshahi, M. H., & Tahouni, N. (2008)].....	74

Figura 5.7 Implementación de intercambiadores multi-corrientes para reducir el número de unidades de 11 a 6 Cambiadores en el tren de precalentamiento de crudo [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	74
Figura 5.8 Estructura gráfica del diseño número uno de reducción de once a seis equipos [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	76
Figura 5.9 Implementación de intercambiadores multi-corrientes para reducir el número de unidades de 11 a 2 cambiadores Compabloc multi-corriente en el tren de precalentamiento de crudo [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	76
Figura 5.10 Estructura gráfica del diseño número dos reducción de once a dos equipos [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	77
Figura 5.11 Comparación de costos entre unidades individuales de intercambiadores Compabloc y S&T [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	79
Figura 5.12 Análisis de focalización para la situación de la tecnología Compabloc por las unidades de carcasa y tubos en el tren de precalentamiento [Fuente: Elaboración propia (2020)].....	81

## NOMENCLATURA

Símbolo	Definición	Unidades
<b>A</b>	Área de transferencia de calor	$[m^2]$
<b>a</b>	Coefficiente de correlación de Nusselt	
<b><math>A_c</math></b>	Área de flujo libre	$[m^2]$
<b><math>A_p</math></b>	Área de un plato térmico	$[m^2]$
<b><math>A_{ter}</math></b>	Área seccional térmica	$[m^2]$
<b>b</b>	Espacio entre platos	$[m]$
<b>B</b>	Coefficiente de correlación del factor de fricción	
<b>C</b>	Relación de caudal másico de capacidad calorífica	
<b><math>C_{max}</math></b>	Caudal másico de capacidad calorífica máxima	$\left[\frac{W}{^\circ C}\right]$
<b><math>C_{min}</math></b>	Caudal másico de capacidad calorífica mínima	$\left[\frac{W}{^\circ C}\right]$
<b><math>C_p</math></b>	Capacidad calorífica	$\left[\frac{J}{Kg \ ^\circ C}\right]$
<b><math>d_h</math></b>	Diámetro hidráulico	$[m]$
<b>F</b>	Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica.	
<b>f</b>	Factor de fricción.	
<b>G</b>	Flux másico.	$\left[\frac{Kg}{m^2 s}\right]$
<b>h</b>	Coefficiente de transferencia de calor	$\left[\frac{W}{m^2 \ ^\circ C}\right]$
<b><math>K_f</math></b>	Conductividad de los fluidos	$\left[\frac{W}{m^2 \ ^\circ C}\right]$
<b><math>K_m</math></b>	Conductividad del material	$\left[\frac{W}{m^2 \ ^\circ C}\right]$

<b>L</b>	Longitud del plato	$[m]$
$\dot{m}$	Flujo másico	$\left[\frac{Kg}{s}\right]$
<b>M</b>	Coeficiente de correlación del factor de fricción	
<b>n</b>	Coeficiente de correlación de Nusselt	
<b>N</b>	Numero de pasos	
<b><math>NTU_{CC}</math></b>	Número de unidades de transferencia para un arreglo de flujo contracorriente.	
<b><math>N_{CT}</math></b>	Número de canales térmicos.	
<b><math>N_{CTPC}</math></b>	Número de canales térmicos por paso por corriente.	
<b><math>N_P</math></b>	Numero de platos.	
<b><math>NTU_{OTRO}</math></b>	Número de unidades de transferencia para un arreglo de flujo cruzado.	
<b><math>N_U</math></b>	Numero de nusselt	
<b><math>P_r</math></b>	Numero de prandtl.	
<b>Q</b>	Carga térmica.	$[KW]$
<b><math>R_e</math></b>	Numero de Reynolds.	
<b><math>R_h, R_c</math></b>	Resistencia de ensuciamiento.	$\left[\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}\right]$
<b>T</b>	Temperatura	$[^\circ C]$
<b>t</b>	Espesor del plato.	$[m]$
<b>U</b>	Coeficiente global de transferencia de calor.	$\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right]$
<b>V</b>	Velocidad de los fluidos.	$\left[\frac{m}{s}\right]$
<b><math>\mu</math></b>	Viscosidad.	$\left[\frac{Kg}{m \text{ } s}\right]$
<b><math>\rho</math></b>	Densidad.	$\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
<b><math>\epsilon_g</math></b>	Efectividad Global	
<b><math>\epsilon_p</math></b>	Efectividad por paso por flujo cruzado.	
<b><math>\Delta P</math></b>	Caída de Presión	$[P_a]$

# **CAPITULO I**

# **INTRODUCCIÓN**

## 1.0. INTRODUCCIÓN.

La tecnología de intercambiadores de calor de tipo plato soldado, WPHE por sus siglas en inglés (Welded Plate Heat Exchangers) tienen características de construcción que los hacen altamente efectivos para llevar a cabo la función de transferir una determinada carga térmica en dimensiones relativamente pequeñas. Adicional a esto, Las mismas características de construcción le permiten incorporar en una misma estructura tres o más fluidos de trabajo, logrando así aplicaciones multi-corriente.

Los aspectos importantes en el dimensionamiento de este tipo de equipos son: (1) la geometría de las placas térmicas y su caracterización termohidráulica, y (2) el dimensionamiento del equipo para satisfacer una carga térmica bajo las limitaciones impuestas por la caída de presión [14]. La técnica de diseño se basada en el uso de la caída de presión disponible de una sola corriente, establece el área libre de flujo. Los demás parámetros geométricos los define la carga térmica que se desea transmitir.

La principal característica de estos equipos es el alto desempeño termo-hidráulico de las placas, el cual se basa en dos enfoques principales: el primero es mediante la selección adecuada del patrón de corrugación del plato y el segundo ajustando el número de pasos de las corrientes que participan en el intercambio de calor [10]. gracias a estas características se puede obtener un alto nivel de turbulencia favoreciendo la transferencia de calor con un incremento en la caída de presión.

El desempeño termohidráulico puede determinarse de manera experimental [11],[6] mientras que el segundo aspecto, que está relacionado con el diseño es la lo que se busca desarrollar en este trabajo. Por un lado, implica el desarrollo de una metodología alternativa para la cual es necesario contar con la información termohidráulica de las placas. Dado que esta información no está disponible para la mayoría de los platos comerciales, la metodología que se propone en este trabajo es general [14] y parte del uso de aquellas pocas correlaciones que se han publicado. En el presente trabajo se utilizan una serie de placas comerciales de geometría específica y de diferente tipo de corrugación H, L y M [2].

Las placas corrugadas promueven una alta turbulencia, esto ofrece una alta eficiencia de transferencia de calor; adicional a esto, la turbulencia generada ayuda a minimizar

el ensuciamiento, La ventaja de estos equipos es que gracias a sus características de diseño, tienen la capacidad de llevar a cabo la transferencia de calor en un menor volumen, ahorrar costos en consumo energético por caída de presión y mantenimientos preventivos para la limpieza de la unidades.

Otra particularidad en el diseño que presenta en este tipo de unidades es el cálculo del factor de corrección F, parámetro que corrige la temperatura media logarítmica, el cual puede obtenerse a partir de la relación  $NTU_{Contracorriente}/NTU_{Otro}$  [8]. En este trabajo se desarrolla una metodología simplificada que facilita el cálculo del factor de corrección y se aplica al diseño de intercambiadores de calor Compabloc para una sola fase.

Los intercambiadores de calor de tipo compabloc mejoran son una marca registrada Compabloc, equipo diseñado y producido únicamente por la compañía Alpha Laval. Este equipo está formado por un conjunto de placas corrugadas de geometría cuadrada netamente soldadas que forman canales entre ellas para permitir el intercambio de calor entre fluidos mediante un arreglo de flujo cruzado entre placas, mientras que la disposición de flujo global es contracorriente. Cada paso está separado por deflectores adyacentes que obliga al fluido a girar entre el paquete de platos y el panel. Estos equipos son adecuados para soportar sistemas agresivos de altas presiones y elevadas temperaturas.

La principal desventaja de los intercambiadores Compabloc radica en que es una marca comercial de propiedad industrial, por esta razón los métodos de diseño no están disponibles en la literatura abierta, por eso el principal objetivo de este proyecto es trabajar en el desarrollo de una metodología de diseño

Un intercambiador de calor de multicorriente es un dispositivo de transferencia de calor que aprovecha las características de construcción de la tecnología, tiene la flexibilidad de acomodar más de tres flujos diferentes dentro del mismo estructura [14]. En principio, el uso de intercambiadores de calor de flujo múltiple podría reducir la complejidad de las redes de recuperación de calor existentes permitiendo ganar espacio y orden dentro de una planta de producción [15]. En este trabajo se desarrolla una metodología de flujo multi-corriente donde se aplica el diseño de intercambiadores de calor compabloc; donde el enfoque principal es aprovechar estas características y reemplazar varios equipos convencionales en una sola unidad compacta Compabloc.

Comparar costos para la inversión de esta tecnología respecto a cambiadores convencionales resulta algo complicado puesto que en la literatura no existe ninguna correlación que nos permita estimar cuanto puede llegar a costar una unidad de este tipo. En este trabajo se desarrollaron cuatro curvas de Costo vs Área de cuatro materiales diferentes, todo esto gracias a la colaboración de la compañía Alpha Laval México que nos suministró los datos necesarios, permitiéndonos comparar precio con equipos convencionales y elegir la mejor opción para ser aplicados a los distintos sectores industriales.

## **1.1. HIPÓTESIS**

En el diseño de intercambiadores de calor de tipo compabloc para aplicaciones en una sola fase, las variables más importantes son el ancho de la placa y el número de pasos totales en la unidad. Es a partir del manejo de estas variables que es posible implementar una metodología para el dimensionamiento de equipos multi corriente que permite reducir el número de equipos en una red de recuperación de calor convencional.

## **1.2. OBJETIVOS**

Establecer una metodología de diseño para intercambiadores de placa soldada de tipo Compabloc a través del desarrollo de las expresiones que vinculen la geometría representada por el área libre de flujo, la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor.

### **1.2.1. Objetivos Específicos.**

1. Desarrollar una metodología de diseño para intercambiadores de calor de tipo Compabloc.
2. Extender la metodología a aplicaciones multi corriente.
3. Demostrar la aplicación de la metodología en diferentes casos de estudio

4. Analizar la factibilidad económica de los intercambiadores compabloc respecto a los convencionales y la adaptación de la aplicación multi-corriente en redes de recuperación de calor.

### **1.3. JUSTIFICACIÓN.**

Dado que los intercambiadores de calor de tipo Compabloc son de propiedad industrial, y no existe información detallada en la literatura, en este trabajo se desarrollan metodologías de diseño para el desarrollo de aplicaciones novedosas resolviendo los siguientes retos:

1. Recuperar energía dentro de un proceso con equipos más pequeños debido a que los intercambiadores de placa de tipo compabloc requieren entre un 20 % a 40 % menos espacio que un cambiador tradicional de tubo y carcasa, en otras palabras tienen una gran reducción en el área de instalación.
2. Aplicación de este tipo de equipos para reducción del número de unidades dentro de una red de recuperación de calor, a través del uso de intercambiadores Compabloc multi-corriente. De esta forma reemplazar varias unidades tradicionales de tubo y carcasa por una sola unidad compacta compabloc multicorriente, generando una ganancia de espacio y orden en las plantas de producción para implementar buenas prácticas en la seguridad industrial.
3. Generar un panorama de inversión, para que las grandes industrias puedan optar por una decisión correcta de factibilidad a la hora de implementar sus tecnologías de recuperación de calor.

### **1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS.**

El presente trabajo de tesis está organizado en seis capítulos para una mejor comprensión de su contenido. En cada uno de ellos se abordarán conceptos fundamentales que contribuirán al desarrollo, análisis, evaluación y obtención de los resultados.

En el **CAPÍTULO I** se introduce al lector al trabajo que va a leer. Se plantea una justificación, una hipótesis, los objetivos generales y particulares. Se hace un planteamiento muy general de qué se hizo, cómo se hizo y qué se encontró.

En el **CAPÍTULO II** se realiza una Revisión bibliográfica continua y exhaustiva para conocer a detalle el concepto de cambiadores Compabloc para profundizar en la línea de investigación y poner en contexto las aportaciones que nos permitirán entender el proyecto.

En el **CAPÍTULO III** se realiza una descripción detallada de la metodología planteada de intercambiadores de calor de tipo Compabloc donde se explica a detalle cada una de las ecuaciones que permite llevar a cabo el diseño propuesto.

En el **CAPÍTULO IV** se realiza la validación de la metodología de diseño donde en primer lugar se plantea un caso estudio base para seleccionar el mejor plato térmico de cuatro opciones posibles, adicional a eso se realiza un estudio grafico de variables geométricas y de operación para ver el comportamiento de las variables de diseño y por último se diseñan cinco casos estudios Compabloc de dos corrientes para tener un enfoque detallado de los parámetros de diseño y comparar con intercambiadores convencionales de tubo y carcasa.

En el **CAPÍTULO V** se introduce el concepto de cambiadores compabloc multicorrientes tecnología que puedes operar tres o más corrientes en una sola unidad compacta adicional a esto se implementa en redes de recuperación de calor para reducir el número de equipos.se evalúa esta aplicación en una caso estudio de un tren de precalentamiento de crudo con su respectivo estudio económico.

En el **CAPITULO VI** se establecen las respectivas conclusiones del trabajo realizado y se plantea propuestas para trabajos futuros.

**CAPITULO II**  
**FUNDAMENTOS TEÓRICOS**  
**DE INTERCAMBIADORES DE PLATOS**  
**SOLDADOS (COMPABLOC).**

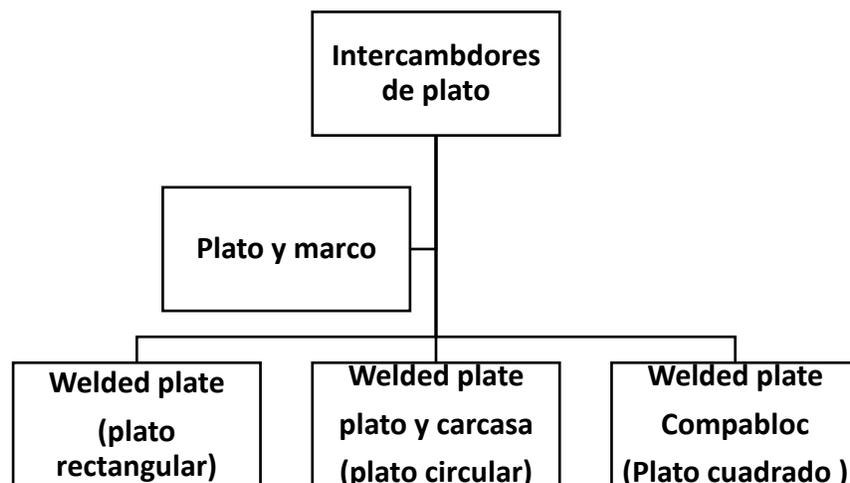
## 2.0. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLATO

Un cambiador de calor de platos es un equipo que consta de una estructura compacta que mantiene en posición un conjunto de placas paralelas que forman un número determinado de canales por donde circulan los fluidos que participan en el intercambio de calor. El núcleo de cada unidad contiene placas corrugadas hechas con diferentes materiales dependiendo de las condiciones de cada aplicación [18].

Dentro de este grupo de intercambiadores de calor existen dos clasificaciones importantes como son los intercambiadores de plato y marco y los cambiadores de plato soldado o welded plate (Figura 2.1).

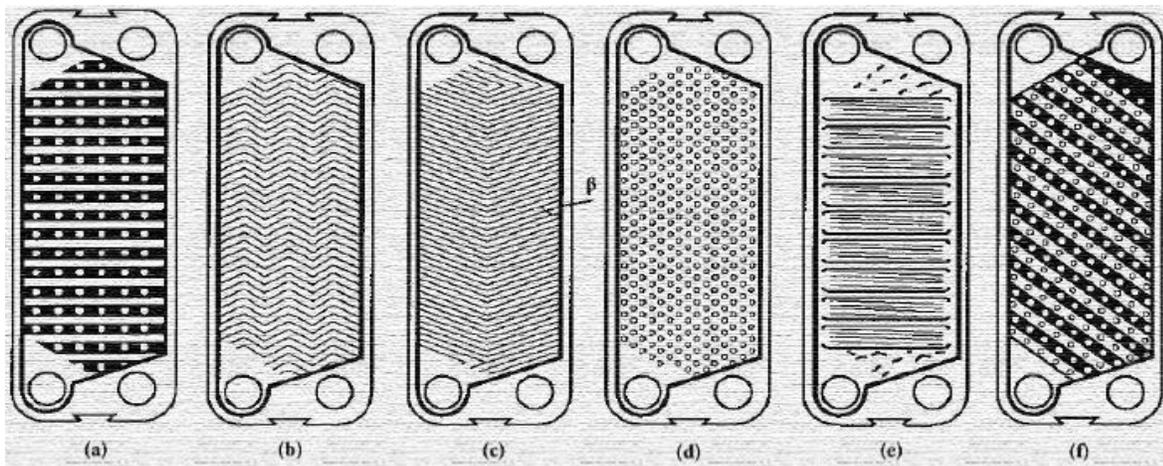
Este trabajo se enfoca en el intercambiador de calor welded plate más conocido por su marca comercial Compabloc de la compañía Alfa Laval.



**Figura 2.1.** Clasificación de los Intercambiadores de platos.

## 2.2. TIPOS DE PLATOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

La parte más importante y costosa de un Plate Heat Exchanger son sus placas térmicas, las cuales están hechas de metales, aleaciones de metales o incluso materiales especiales como el grafito según la aplicación industrial. Las placas pueden ser planas, pero en la mayoría de las aplicaciones tienen corrugaciones que ejercen una fuerte influencia en el rendimiento termo-hidráulico, lo cual impone movimientos de alta turbulencia a los fluidos de operación para favorecer la transferencia de calor manteniendo la caída de presión en valores aceptables. Existen muchos tipos de corrugaciones, la mejor será aquella que aumente la transferencia de calor y mantenga la caída de presión de los fluidos dentro de los valores permisibles de la capacidad de la bomba. En la Figura 2.2 se presentan algunas de ellas [19].



**Figurara 2.2.** Patrones de placas: **a)** washboard; **b)** zigzag; **c)** chevron; **d)** protuberancias y depresiones; **e)** washboard con corrugaciones secundarias; **f)** washboard diagonal [19].

### 2.3. CARACTERÍSTICAS TERMO-HIDRÁULICA DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLATO.

En el diseño de intercambiadores de calor de platos, el aspecto de mayor importancia es el relacionado con el cálculo de los coeficientes individuales de calor y los factores de fricción de los diferentes tipos de superficies corrugadas que se pueden emplear. Por lo general, esta Información está disponible en forma de correlaciones empíricas o semi empíricas [14].

Las características térmicas se presentan en función del número adimensional de Nusselt (Nu), y éste a su vez, está en función del número de Reynolds. Las características de fricción se reportan en términos del factor de fricción contra el número de Reynolds. La información disponible en la literatura abierta de este tipo de parámetros es muy escasa debido a que tanto métodos de diseño como características termohidráulicas son de propiedad industrial [14].

En la metodología de diseño de intercambiadores compabloc de este trabajo se aplicarán cuatro tipos de platos: M3, M6, M6M y M10B. Estos tipos de platos cuentan cada uno con tres tipos de corrugaciones: H, L y M en cada superficie. Con esto, se podrá definir una metodología de selección de superficie para fines de diseño. A continuación, en la Tabla 4.1, se establecen las correlaciones de Nusselt y el factor de fricción con las respectivas constantes y rangos de Reynolds para cada tipo de plato.

$$Nu = A R_e^n P_r^{0.4} \quad (2.1)$$

Nu = Numero de Nusselt.

Re = Numero de Reynolds.

Pr = Numero de Prandtl.

A y n son valores obtenidos de las correlaciones experimentales ver tabla 1.

$$f = B R_e^{-M} \quad (2.2)$$

f = factor de fricción

Re = número de Reynolds

B y M son valores obtenidos de correlaciones experimentales, ver tabla. 1

#### **2.4. MÉTODO $\varepsilon$ -NTU (Método de diseño para intercambiadores de platos).**

La metodología  $\varepsilon$ -NTU se aplica para diseñar intercambiadores de calor. Es un método muy sencillo que se puede aplicar cuando se desconoce más de una de las temperaturas de los fluidos, mientras que la metodología de diseño clásica (LMTD) requiere un procedimiento iterativo engorroso [5].

Para cualquier intercambiador de calor está demostrado que:

$$\varepsilon = f(NTU, Cr) \quad (2.3)$$

Este método es de mucha importancia debido a que se utiliza para diseñar cualquier tipo de intercambiadores de platos. A continuación en la Tabla 2.2 se establecen las relaciones de la efectividad en función de NTU y Cr para todos los tipos de arreglo de flujo que existen [12].

**Tabla 2.1**

*Relaciones de efectividad para intercambiadores de calor*

Arreglo de flujo	Relación
Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + Cr)]}{1 + Cr}$ $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1 + Cr)]}$
Contracorriente	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$
<b>Tubo y carcasa</b>	
Un paso carcasa (2,4,... Pasos por los tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp[-(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$
n pasos por la carcasa (2n, 4n,...pasos por los tubos)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - Cr \right]$
<b>Arreglo de flujo cruzado</b>	
Ambos fluidos sin Mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{Cr} \right) (NTU^{0.22}) \{ \exp[-Cr(NTU^{0.78})] - 1 \} \right]$
<i>Cmax</i> (mezclado), <i>Cmin</i> (sin mezclar)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{Cr} \right) (1 - \exp\{-Cr[1 - \exp(NTU)]\})$
<i>Cmin</i> (mezclado), <i>Cmax</i> (sin mezclar)	$\varepsilon = 1 - \exp(1 - Cr^{-1}\{1 - \exp[-Cr(NTU)]\})$
Todos cambiadores (Cr = 0)	$\varepsilon = 1 - \exp(1 - NTU)$

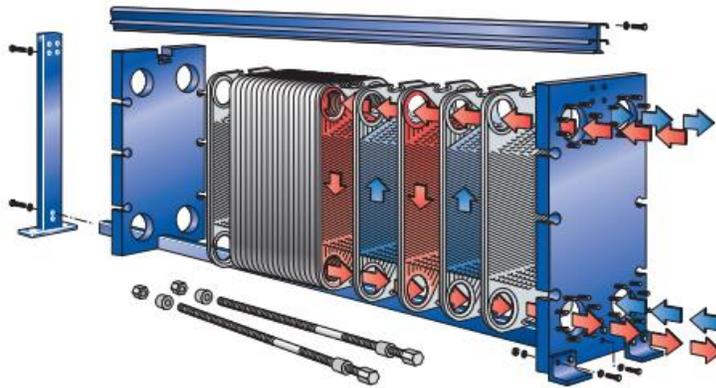
**Nota.** Fuente: [5].

## 2.5. Intercambiadores de plato y marco

Un intercambiador de calor de plato y marco está conformado en una serie de platos corrugados de geometría rectangular. Estas se encuentran unidas o juntas en un marco desmontable donde las placas son sujetadas por unos pernos de aprietes para formar canales y permitir que los fluidos intercambien calor a través

de un arreglo de flujo contracorriente entre canales y un arreglo global general contracorriente (Figura 2.3).

Estos equipos llaman mucho la atención en la industria de los alimentos esto se debe a que sus placas están juntas y pueden ser desmontadas de una manera muy fácil para su limpieza y mantenimiento. Adicional a esto, presenta una gran ventaja debido a su estructura, pues los platos se pueden quitar o agregar si el proceso lo requiere para cumplir con las cargas térmicas. Su principal desventaja es que sus platos no están soldados, lo que no le permite soportar sistemas agresivos de altas presiones y temperaturas [19].



**Figura 2.3.** Intercambiador de plato y marco [25].

## **2.6. Intercambiadores WELDED PLATE o PLATO SOLDADO**

Los Welded Plate son intercambiadores de calor que están formados por un conjunto de platos corrugados totalmente soldados entre sí, formando una estructura compacta y resistente capaz de soportar medios corrosivos, altas presiones y temperaturas. Adicional a esto. Tienen excelente eficiencia térmica y sus precios son muy competitivos en el mercado ya que pueden recuperar calor con volumen de equipos más pequeños [19].

### 2.6.1. Intercambiadores de plato soldado rectangular

Una de las limitaciones del intercambiador de calor de plato y marco es la presencia de las juntas, lo que restringe su uso a fluidos no corrosivos y limita las presiones y temperaturas de operación. Para superar esta limitación, se han creado diseños de intercambiadores de calor de placas soldadas. Al igual que el ICP con juntas, los ICP soldados están contruidos por una serie de placas rectangulares de metal onduladas en relieve, pero sin las juntas, los pernos y el marco. La desventaja de ese tipo de diseño es la pérdida de la flexibilidad para desmontar y ampliar el número de placas. La soldadura se lleva a cabo alrededor de la periferia de las placas, en donde normalmente se coloca la junta. Una vez soldadas las placas del intercambiador, resulta un sistema sellado, compacto y con mayores límites para las temperaturas y presiones de operación y permite el uso de fluidos corrosivos compatibles con el material de la placa (Figura 2.4) [19].



**Figura 2.4.** Intercambiadores de plato soldado [26].

### 2.6.2. Intercambiadores de plato y carcasa.

El intercambiador de carcasa y plato es un equipo que está compuesto por un paquete de platos corrugados de geometría redonda totalmente soldados en la circunferencia entre sí. Éstas forman un sistema compacto que está cubierto por una carcasa cilíndrica donde las placas circulares forman canales permitiendo que los fluidos de trabajo intercambian calor alternativamente. La carcasa tiene unos directores de flujo que evita cualquier derivación de líquido con el paquete de placas [2].

La dirección de los flujos se puede configurar como contracorriente o flujo cruzado. El calor se transfiere a través de las placas corrugadas ocasionando que los fluidos generen una gran turbulencia lo que da como resultado una eficiente transferencia de calor. El paquete de platos soldados y la carcasa se pueden separar permitiendo mayor facilidad para la inspección y limpieza del equipo. Esto se logra mediante una construcción de la carcasa con bridas y pernos de aprietes (Figura 2.5).

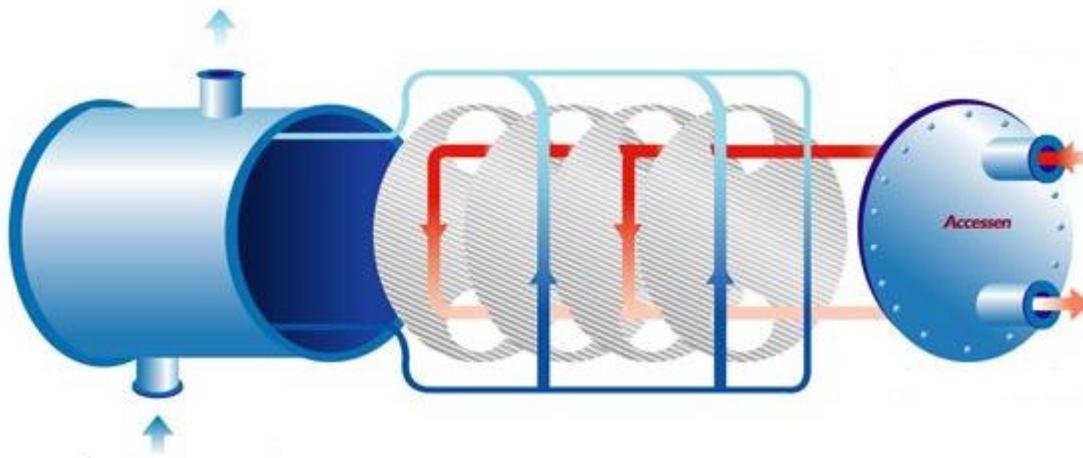


Figura 2.5. Intercambiador de plato y carcasa [2].

### 2.6.3. Intercambiador de calor Compabloc

Compabloc es un diseño innovador de intercambiador de calor de placas que combina una amplia gama de ventajas tecnológicas en una unidad compacta. Está formado por un paquete de placas totalmente soldadas que elimina todas las juntas entre placas y permite operar en un amplio rango de medios agresivos de altas presiones y temperaturas. Los patrones de placa corrugada generan una alta turbulencia que dan como resultado coeficientes de transferencia de calor globales de tres a cinco veces mayores que los de un intercambiador de calor de tubos y carcasa. Además minimizan las incrustaciones, esto hace que sea económicamente viable el uso de metales exóticos resistentes a la corrosión. Compabloc es perfecto para la recuperación de calor en entornos operativos corrosivos y para el manejo de fluidos agresivos de alta temperatura de todo tipo. La compacidad de esta unidad totalmente soldada significa que se puede instalar prácticamente en cualquier lugar: como condensador o hervidor en una amplia variedad de aplicaciones industriales para el intercambio de calor (Figura 2.6) [24].



**Figura 2.6.** Intercambiador Compabloc [24].

### 2.6.3.1. Partes de un Compabloc

La estructura física de intercambiador de calor de placas soldadas de tipo compabloc estas conformado por las siguientes partes como se ilustra en la Figura 2.7:

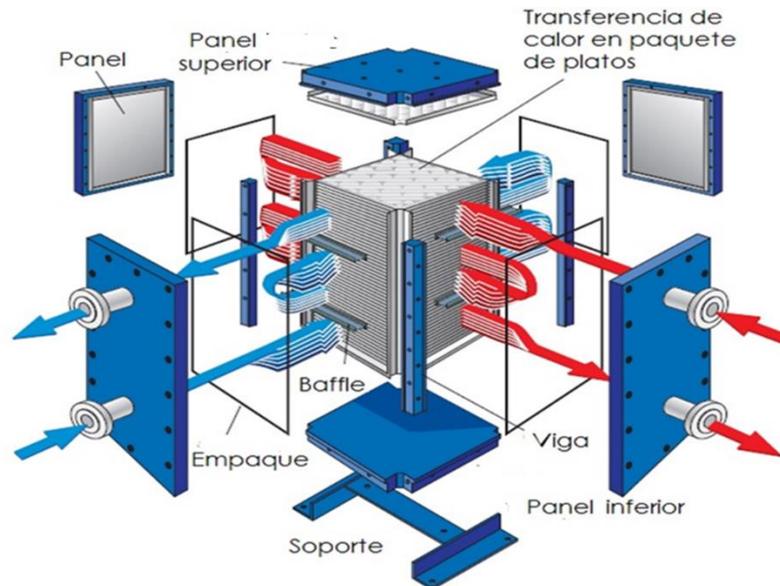


Figura 2.7. Partes de un Compabloc [24].

**Paquete de platos:** Conjunto de platos corrugados que representan el área total de transferencia de calor.

**Paneles laterales:** recubrimientos rectangulares que sirven para cubrir las placas por los lados laterales.

**Paneles superior e inferior:** Recubrimientos cuadrados que sirven para cubrir los platos por la parte superior e inferior del intercambiador de calor.

**Vigas:** soporte que se adhiere en los cuatro rincones del conjunto de placas para hacerlo más compacto y rígido.

**Baffles:** Los deflectores están diseñados para resistir el vacío total y permitir cambiar el giro del fluido entre el paquete de placas y el panel cuando las corrientes experimentan varios pasos.

**Empaques:** Permiten que los paneles laterales, inferior y superior puedan encajar perfectamente para no generar fugas.

**Conexiones:** Compabloc está formado por cuatro conexiones para permitir adaptar de las corrientes de entrada y salida de los fluidos.

**Soporte:** es una base que da resistencia y estabilidad al intercambiador de calor.

### **2.6.3.2. Función de Compabloc**

En el núcleo de cada Compabloc hay una pila de placas corrugadas hechas de acero inoxidable u otros materiales resistentes a la corrosión. Éstas están soldadas con láser alternativamente para formar canales. Las corrientes frías y calientes fluyen a través de canales de manera alternada donde las placas corrugadas causan una alta turbulencia, lo que da como resultado una eficiencia de transferencia de calor sustancialmente mayor con un área de transferencia de calor entre un 50% y un 80% más pequeña comparables con las de tubo y carcasa. La turbulencia de flujo también reduce la acumulación de ensuciamiento. El diseño único de la placa de Compabloc elimina las zonas muertas en el intercambiador de calor. Los dos flujos de un Compabloc se pueden configurar como paso único o paso múltiple mediante el uso de deflectores. El número de pasadas en el lado caliente y frío se puede elegir de forma independiente, lo que hace posible optimizar la transferencia de calor incluso si los caudales en los diferentes lados difieren mucho. Esta flexibilidad única permite optimizar el trabajo exacto requerido [24].

### **2.6.3.3. Características de diseño de compabloc**

Los intercambiadores de calor Compabloc son hechos para satisfacer las condiciones de operación requeridas por el cliente. Esta flexibilidad de diseño incluye tanto las configuraciones de flujo en el intercambiador de calor como la instalación. Las Tablas 2.2 y 2.3 proporcionan algunas características geométricas y

de operación para una gama estándar de cambiadores Compabloc producidos por la compañía Alfa Laval [24].

#### 2.6.3.4. Datos geométricos de Compabloc.

**Tabla 2.2**

*Datos geométricos de intercambiadores compabloc.*

Variable	Rango o características
Área de transferencia de calor	2 – 840 m <sup>2</sup>
Ancho de los platos	280 – 2190 mm
Altura del intercambiador	540 – 3500 mm
Espesor del plato	1 – 1.3 mm
Ancho del canal	3 – 5 mm
Geometría del plato	Cuadrado

**Nota.** Fuente: [24]

#### 2.6.3.5. Datos de Operación de Compabloc

**Tabla 2.3**

*Datos de operación en cambiadores compabloc.*

Variable	Característica de operación
Temperatura	–100 – 400 °C
Presión	32 – 42 bar
Caudal	6000 $\frac{m^3}{h}$
Diferencia menor de T alcanzable	3 °C
Arreglo de flujo entre platos	Cruzado
Arreglo de flujo Global	Contracorriente
Peso de Compabloc	250 – 50000 Kg

**Nota.** Fuente: [24]

### 2.6.3.6. Tipo de arreglo de flujo de Compabloc

Una de la característica de los de los intercambiadores de plato es que combinan dos arreglos de flujo, uno global que siempre es contracorriente y un arreglo de flujo entre canales que puede ser (contracorriente, paralelo o cruzado). Compabloc no es la excepción, tiene un arreglo de flujo contracorriente general y un arreglo de flujo cruzado entre sus canales como se ilustra en la Figura 2.8 [24].

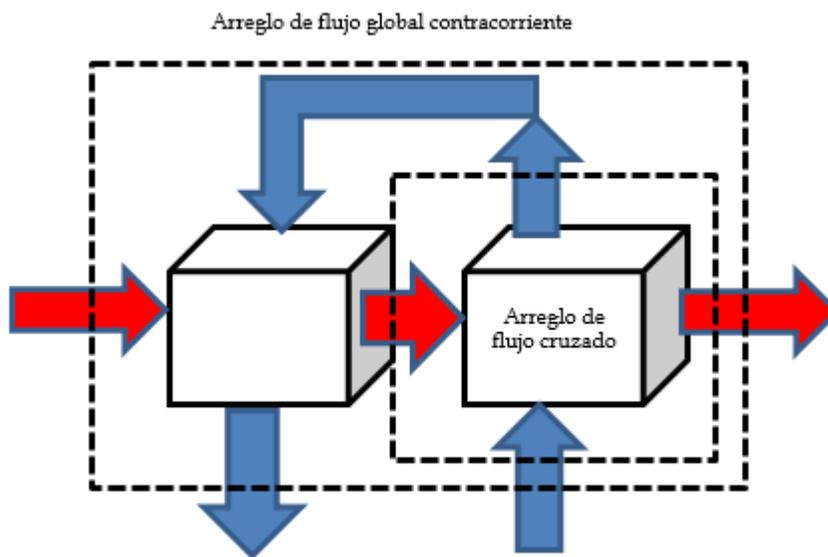


Figura 2.8. Arreglo de flujo de Intercambiadores Compabloc.

### 2.6.3.7. Materiales de Construcción de Compabloc

Los platos del Intercambiador de calor Compabloc pueden ser elaborados en cualquier material o aleación resistente a sistemas agresivos por corrosión, altas presiones y temperatura. Los paneles que cubren al conjunto compacto de placas y las conexiones de los fluidos están elaborados en acero al carbono con recubrimiento del mismo material que elaboran las placas.

Entre otros, lo materiales típico de construcción son: AISI 316L, SMO 254, Titanio, HC 276, aleación C22, aleación B2, incoloy 825, y tantalio [24].

### **2.6.3.8. Ventajas del intercambiador Compabloc**

Compabloc posee una gran gama de ventajas. A continuación se nombra algunas de ellas [26]:

#### **1. Ocupan menor espacio**

Normalmente un intercambiador de calor compabloc requiere entre 20% y 40% menos espacio requerido por un intercambiador de calor de tubos y carcasa, esto se debe a su alta eficiencia lo que provoca que se necesite menos área de transferencia. La compacidad de esta unidad totalmente soldada significa que se puede instalar prácticamente en cualquier lugar.

#### **2. Mayor eficiencia**

Los compabloc tienen mayor eficiencia. Esto se debe a la elevada turbulencia que generan los patrones de corrugación de los platos en los canales. Esto da como resultado coeficientes de transferencia de calor de tres a cinco veces mayores que un intercambiador de calor de tubo y carcasa logrado sin problemas las temperaturas que requiere el proceso.

#### **3. Menor ensuciamiento y costo de mantenimiento.**

La elevada turbulencia disminuye el ensuciamiento en los intercambiadores compabloc, la estructura del equipo elimina zonas muertas que se presentan en los equipos de tubo y carcasa a causa de los baffles, evitando así acumulación de suciedad adicional. El equipo tiene fácil acceso para inspección y limpieza mecánica a presión o circulando fluidos cáusticos.

#### **4. Menor costos operativos**

La elevada eficiencia energética, superior al 95% y los altos coeficientes de intercambio térmico de los I. de placas, permiten conseguir la temperatura objetivo con menor área de transferencia e intercambiadores de calor más pequeños, y a veces menos intercambiadores de calor. Esto, y menos requisitos de espacio, flujos reducidos y bombas más pequeñas significan:

- Inversión de capital más bajo
- Costes de instalación reducidos

- Reducción de consumo energético por bombeo
- Reducción significativa de los costes de servicios y mantenimiento

### **5. Varias corrientes en un solo equipo**

La flexibilidad y características de construcción del intercambiador compabloc lo hacen adecuado para llevar a cabo en los procesos más de dos corrientes dentro de la misma unidad compacta dándole la capacidad para aplicaciones de flujo múltiple. Ventaja importante ya que puede simplificar la redes de recuperación de calor reemplazando varios equipos convencionales de tubo y carcasa en un solo equipo.

#### **2.6.3.9. Desventajas de Compabloc**

1. No es recomendable operar fluidos con sólidos suspendidos demasiado grandes pues esto puede ocasionar taponamientos masivos debido al restringido tamaño de los canales que existe de un plato a otro.
2. La información de los diseños es de propiedad industrial. Esto trae como consecuencia que un equipo tan eficiente y económico no esté dentro de los principales simuladores de diseño y a la hora de hacer estudios para construir plantas industriales no se pueden hacer cálculos para estimar inversiones.

#### **2.6.3.10. Aplicaciones**

Compabloc tiene una gran gamma de aplicación ya que es un equipo muy eficiente a la hora de transferir calor y cumplir con las cargas térmicas del proceso. Su mayor especialidad es operar fluidos corrosivos que generan taponamientos, ya que está elaborado con materiales y aleaciones especiales que a su vez son muy costosos, pero esto se compensa con el tamaño pequeño de los equipos. Además

es muy bueno para operar fluidos que generan mucha suciedad ya que la turbulencia funciona como un servicio de autolimpieza. Entre las aplicaciones más destacadas se tienen las que se presentan en la Tabla 2.4. [27] [28], [29],[30],[31].

**Tabla 2.4**

*Aplicaciones de intercambiadores de calor compabloc.*

Sector	Aplicación
Petroquímica Primaria	Trenes de calentamiento de crudo
Petroquímica secundaria	Plantas de aromáticos Plantas de naftas, queroseno, diésel, Plantas de fertilizantes Plantas de colorantes Plantas de ácido corrosivos
Energías	Termoeléctricas
Otros	Procesos industriales con agua de mar

**Nota.** Fuente: [27],[28],[29],[30],[31].

## 2.7. ANTECEDENTES.

(Kays & London, 1984), determinaron una expresión para calcular el factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura, el cual puede obtenerse a partir de la relación  $NTU_{\text{contracorriente}} / NTU_{\text{otro}}$ , parámetro importante y necesario para calcular el área superficial de transferencia de calor [8].

Existen diversos estudios relacionados con los intercambiadores de calor compactos. Uno de esos estudios fue llevado a cabo por Picón-Núñez et al. (2006) quienes desarrollaron una metodología de diseño para los intercambiadores de calor de plato y marco en arreglos complejos. La metodología fue validada con un caso de estudio reportado en la literatura. Se observa que los altos coeficientes

de transferencia de calor y las bajas tendencias de ensuciamiento son características típicas de la geometría compleja del PHE (plate heat exchanger) debido a los altos niveles de turbulencia, efectos que en principio son similares a los observados en intercambiadores de tubo y carcasa con promotores de turbulencia [14].

Andersson et al. (2009), desarrollaron un estudio de un modelo de ensuciamiento por reacción química en un intercambiador compabloc. Los datos analizados fueron de un equipo colocado en la sección más caliente de un tren de precalentamiento de crudo ya que en esta parte se podía esperar el mayor ensuciamiento. El objetivo era seguir un modelo desarrollado para el ensuciamiento por reacción basado en la ecuación de Ebert-Panchal la cual asume que la tasa global de ensuciamiento se descompone en dos términos: depósito y supresión: La deposición es un mecanismo que se da cuando una reacción química ocurre en un "volumen" asociado con el espesor de la capa límite de transferencia de calor y a una velocidad caracterizada por la Ecuación de Arrhenius. El término de supresión simplemente se considera una función lineal del esfuerzo cortante. El objetivo de este trabajo fue demostrar que el modelo se podía ajustar a cambiadores de tubo y carcasa y Compabloc pero no fue posible llegar a una conclusión clara ya que las unidades estaban en diferentes refinerías operando por diferentes empresas y casi con certeza procesando diferentes materias primas. Algo que dejó este estudio es que los intercambiadores Compabloc han ganado aceptación en trenes de precalentamiento en muchas refinerías en todo el mundo [1].

Arsenyeva et al. (2011), presentan un método de diseño y optimización de PHE que proporciona mejores soluciones que los métodos publicados existentes. Está basado en un modelo matemático que tiene en cuenta las características principales y la determinación del rendimiento térmico e hidráulico. Obtiene como solución un área de transferencia de calor mínima para procesos y condiciones diferentes; esto es sólo posible para una amplia gama de varios tipos de platos de distintos tamaños. Las variables de optimización son: tipo de placa, número de

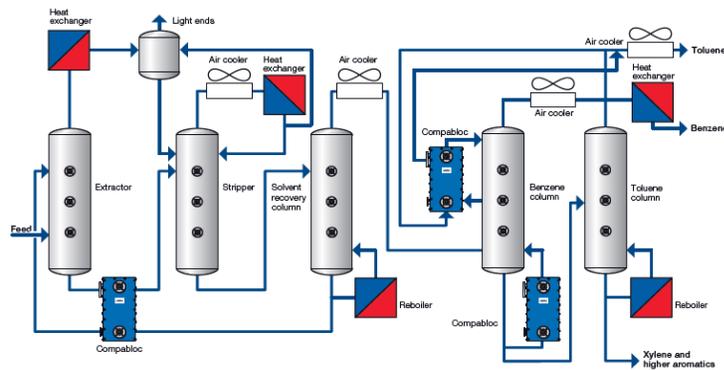
pasadas para cada corriente de intercambio de calor, número de placas con diferentes patrones de ondulación en un PHE. El procedimiento propuesto está desarrollado para un conjunto de placas con diferentes características geométricas y formas de corrugaciones [2].

Arsenyeva et al.(2016), realizaron una comparación de dos metodologías de diseño de intercambiadores de plato soldado: Compabloc (plato cuadrado) y un cambiador de plato y carcasa (plato circular) para la aplicación de trenes de precalentamiento de petróleo crudo. Demostraron que los PHE soldados de tipo Compabloc y tipo Plate-and-Shell pueden ser diseñados e introducidos en la industria de hidrocarburos en lugar de los intercambiadores de tubo y carcasa, ya que se permite disminuir el área de superficie de transferencia de calor y mitigar el ensuciamiento. También concluyen que en algunos casos de aplicación compabloc tiene menores áreas que un cambiador de plato y carcasa [4].

Martínez-rodíguez et al. (2020) establecieron una metodología de diseño para el dimensionamiento de intercambiadores de calor compabloc. La metodología se deriva del principio de diseño de maximización de la caída de presión. Donde el enfoque lleva al diseñador a encontrar la dimensión de la placa que absorbe la mayor caída de presión sin superar el límite establecido del sistema hidráulico. El diseño presentado en este trabajo se aplica a los sistemas convencionales de dos corrientes. Adicional a esto el investigador desarrollo una ventaja aprovechando las características de construcción de intercambiador compabloc dándole la flexibilidad de manejar más de dos corrientes en una sola unidad compacta esto serian un gran avance ya que podría reducir la complejidad de las redes de recuperación de calor [10].

## 2.8. EXPERIENCIAS INDUSTRIALES.

1. En el año 2017 una petrolera japonesa comenzó a explorar opciones para aumentar la capacidad de producción de tolueno y benceno, pronto se dieron cuenta que aplicar cambiadores de tubo y carcasa sería muy costoso y tendrían problemas de espacio para aplicar esta tecnología. La compañía tenía inicialmente cuatro intercambiadores de tubo y carcasa en serie proporcionando un área de transferencia de calor de  $1,200 m^2$ . Para aumentar la capacidad y al mismo tiempo aumentar los niveles de recuperación de calor habrían requerido cuatro unidades más grandes de tubo y carcasa ocupando un área de instalación de más de  $5,000 m^2$ . Estos eran sistemas imposibles de implementar ya que obligaba a buscar una nueva ubicación. Alfa Laval ofreció una solución económica implementando su intercambiador de calor compabloc minimizando espacio de instalación y logrando mayor recuperación de calor. La solución consistía en instalar tres cambiadores compactos en paralelo requiriendo  $950 m^2$  en la misma plataforma del sistema antiguo. Compabloc logró recuperar 2.1 MW de calor en comparación con la instalación anterior ahorrando costos en servicios de calor de aproximadamente 550,000 USD anuales. La compañía japonesa concluye que compabloc es perfecto para situaciones en las que se dispone de un espacio de instalación mínimo y se desea una alta recuperación de calor (Figura 2.9) [27].



**Figura 2.9.** Unidad de extracción y fraccionamiento de aromáticos en Japón [27].

2. Nynas Petroleum es uno de los principales productores de betún en el norte de Europa. Este derivado de petróleo se utiliza para el asfalto de las carreteras, alquitrán, techos y tuberías. Originalmente los intercambiadores de calor en la refinería de Gothenburg (Suecia) eran de tubo y carcasa, pero estos eran grandes, pesados y exigentes en servicios. A la fecha se han reemplazado algunos y hoy día han instalado once equipos compabloc, ocho de ellos están operando en procesos de refrigeración de queroseno y gasóleo en las torres de destilación atmosférica. Los otros tres se utilizan para calentar el circuito de agua que mantiene el crudo y el betún en los tanques de almacenamiento y las tuberías para su respectivo bombeo. Debido a los altos índices de corrosión en la refinería, los equipos compabloc están elaborados en materiales especiales como en el caso de los condensadores, donde están hechos de titanio, mientras que los calentadores están elaborados en acero inoxidable AISI 316L. Estos equipos son muy fáciles de instalar, pues todos los enfriadores compabloc asociados a la torre de destilación están instalados en un nivel alto donde el espacio es muy limitado donde uno de los cambiadores de tubo y carcasa fue eliminado y dio potencialmente espacio para instalar tres compabloc horizontales o seis verticales. Estos cambiadores representaron un gran ahorro en costos de servicio y tiempo de inactividad. Cuando los intercambiadores de tubo y carcasa estaban en funcionamiento tenían que limpiarse e inspeccionarse una vez al año; esto tomaba hasta una semana. Actualmente, diez de los once compabloc se limpian sólo una vez cada tres años mediante un diluido caustico tibio que se hace pasar por el cambiador. Este procedimiento no requiere que el equipo sea desmontado, por lo que se ha simplificado enormemente la limpieza que ahora toma menos de un día. Las autoridades locales no requieren de una inspección anual ya que todas las superficies mojadas son de materiales resistentes a la corrosión. La baja tendencia al ensuciamiento del Compabloc se puede atribuir a los altos esfuerzos cortantes a lo largo de la pared de transferencia de calor lo que provoca que el fluido no se estanque. Sólo uno de los once Compabloc

el que se utiliza para el betún oxidado, está en el mismo ciclo de servicio que el resto de los intercambiadores de tubo y carcasa que todavía están en funcionamiento en la refinería. La limpieza de estos últimos se realiza una vez al año mediante un chorro de agua de alta presión; este procedimiento dura dos días. Con el cambio a Compabloc, el tiempo de inactividad del servicio para todos los intercambiadores excepto una unidad ha disminuido de tres semanas a un día. Esto se traduce en una reducción de costo del servicio de 25,000 euros a menos de 1,000 euros por intercambiador (Figura 2.10) [28].



**Figura 2.10.** Compabloc ubicado en la parte alta de la torre de destilación [28].

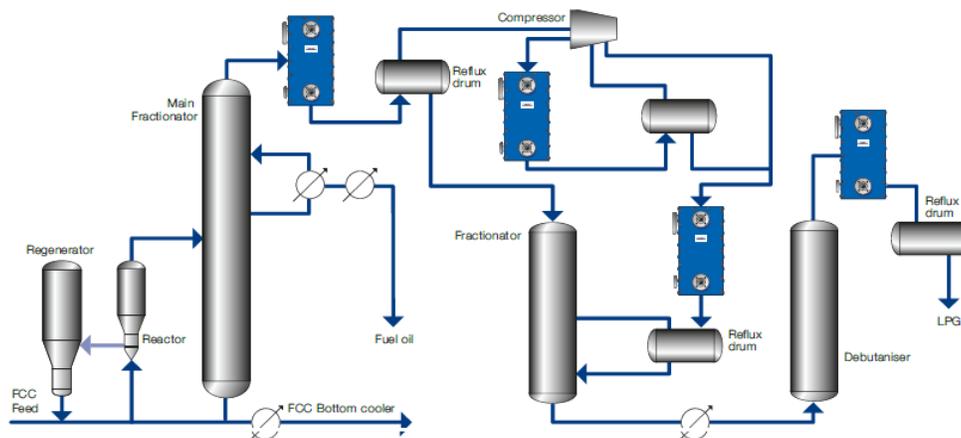
3. Monómeros es una empresa Colombo-Venezolana ubicada en la ciudad de Barranquilla, es una organización líder en agroquímicos y petroquímica. La compañía necesitaba cambiar la cascada de coolers que estaba obsoleta y poco confiable. La empresa compró 13 equipos compabloc para resolver sus requerimientos energéticos en toda la sección de oxi-absorción de la planta de ácido nítrico. Los fertilizantes son el producto más importante de monómeros, por esta razón, el ácido nítrico es el principal compuesto para

producir este producto. Llevar a cabo este proceso es altamente desafiante ya que el  $HNO_3$  es una sustancia altamente corrosiva, los antiguos cambiadores generaban problemas de corrosión provocando taponamientos en los tubos y causando inactividad y pérdidas de dinero en la producción. En ocasiones, la cascada de coolers fallaba generando fugas lo que obligaba a sacar la bomba de servicio; esto afectaba el medio ambiente debido a emisiones de  $NO_x$  lo que significaba un mayor consumo de amoníaco en el reactor de destrucción catalítica para controlar esta problemática ya que las constantes fugas era una amenaza para la seguridad y salud en el trabajo. Compabloc se ajustó perfectamente a la necesidades de la empresa; la alta turbulencia de estos equipos sino también un efecto de autolimpieza mitigando los tiempos de inactividad y minimizando los intervalos de mantenimiento. Gracias a esto la productividad aumentó en promedio 2 toneladas por día y la eficiencia de absorción aumento entre 0.5% y 1% lo que generó ahorro en el consumo de energía. Compabloc eliminó el exceso de uso de amoníaco ya que el diseño es confiable y no permite que las fugas de gases escapen al ambiente; esto género confianza y un ambiente de trabajo seguro en la planta (Figura 2.11) [29].



**Figura 2.11.** Trece Compabloc usado en la planta de ácido nítrico monómero Colombia [29].

4. Replan es una refinería de Petrobras ubicada en Paulinia Sao Paulo, Brasil. A partir del año 2002, la compañía empezó a reemplazar sus condensadores y hervidores de tubo y carcasa por intercambiadores compabloc. Hoy Replan tiene ocho de estas unidades compactas. La compañía necesitaba una solución de cambiador rentable donde el titanio y aleaciones podrían utilizarse para evitar problemas de corrosión a causa de aguas ácidas y corrientes de vapor con altos contenidos de cloruros y sulfuros de hidrogeno. Además una solución que dejaría espacio para renovaciones en varias etapas de proyectos de modernización de la refinería. Aparte de los Compabloc en la columna de extracción de agua ácida, la refinería tiene cuatro equipos más en la unidad de craqueo catalítico y dos en la unidad de fraccionamiento de nafta, como se describe en el siguiente grafico a continuación (Figura 2.12) [30].



**Figura 2.12.** Unidad de craqueo catalítico en la refinería de Replan [30].

5. LANXESS es una empresa química con sede en Leverkusen, Alemania. Se dedica a producción de colorantes base fenol para colorear plásticos y piezas de automóviles. La compañía utiliza aproximadamente 110 intercambiadores de calor; el 75 % son cambiadores compactos. Durante la última década se instalaron seis equipos compabloc; éstos son muy ligeros, flexibles y fáciles de instalar en aplicaciones como condensadores para

corriente de reactores ya que pueden ubicarse de forma suspendida en el techo ahorrando espacio en el piso. Al comparar que un compabloc de volumen de  $3\text{ m}^3$  proporciona un área de transferencia de calor equivalente a  $1,000\text{ m}^2$  de un cambiador de tubo y carcasa, cambiarlos fue un reto interesante ya que el espacio era limitado pero al ser instalados, se pudo ahorrar espacio, inversión en tuberías y trabajos de instalación. Son muy confiables debido a que el material de diseño es especial para reducir la posibilidad de corrosión y fugas, adicional a esto tiene fácil acceso si necesita servicios de reparación (Figura 2.13) [31].



**Figura 2.13.** Planta de LANXESS en Alemania [31].



**CAPITULO III**  
**DESCRIPCIÓN DE LA**  
**METODOLOGÍA**

### 3.0. Metodología de Diseño de Intercambiadores Compabloc

Para comenzar el diseño de este tipo de cambiadores de calor es necesario conocer dos grupos de variables como datos de entrada: el primer grupo está conformado por la información del proceso como: propiedades físicas, flujos másicos, temperaturas y la caída de presión permisible de cada corriente. El segundo conjunto de variables está representado por la geometría del cambiador y está conformado por la longitud del plato, ancho del canal y espesor del plato. Cabe recordar que esta metodología requiere de métodos iterativos para llevar a cabo los cálculos del diseño.

#### 3.1. Ecuaciones de diseño

Las relaciones geométricas básicas para el diseño de intercambiadores tipo Compabloc son las siguientes:

$$d_h = \frac{4(b \cdot L)}{2(b + L)} \quad (3.1)$$

Donde  $d_h$  es el diámetro hidráulico,  $L$  es la longitud de la placa y  $b$  es el espaciamiento entre placas.

$$A_p = L * L \quad (3.2)$$

Donde  $A_p$  es el área del plato de transferencia de calor.

La aplicación de la metodología requiere del manejo adecuado de la caída de presión, donde sólo una de las corrientes que intervienen en el proceso determina la geometría del equipo. Para esto, es necesario conocer la caída de presión permisible de cada uno de los fluidos con el fin de calcular el área seccional libre de flujo hidráulica por paso. La dinámica es iniciar el cálculo con la corriente de menor caída de presión ya que ésta establecerá el área seccional de ambas corrientes.

$$A_c = \left( \frac{2 x m^{2-y} \mu^y L}{d_h^{1+y} \rho \Delta P} \right)^{\frac{1}{(2-y)}} \quad (3.3)$$

Donde  $A_c$  es en área seccional hidráulica por paso,  $m$  es el flujo másico,  $\mu$  es la viscosidad,  $\Delta P$  es la caída de presión permisible y  $X, Y$  los coeficientes del factor de fricción.

Igualando el área seccional hidráulica al área seccional térmica ( cabe aclarar que no son iguales y que se toma el área seccional hidráulica como base para calcular los parámetros térmicos) se tiene que:

$$A_c = A_{ter1} \quad (3.4)$$

Calcular los parámetros térmicos de ambas corrientes como el número de Reynolds (Re), Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) y los coeficientes locales h.

$$Re = \frac{m d_h}{\mu A_{ter1}} \quad (3.5)$$

Donde  $A_{ter1}$  es el área seccional térmica.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K_f} \quad (3.6)$$

Donde  $C_p$  es la capacidad calorífica y  $K_f$  es la conductividad del fluido.

$$Nu = a Re^n Pr^{0.4} \quad (3.7)$$

Donde a y n son coeficientes que se obtienen de las correlaciones termo-hidráulicas.

En este trabajo se utilizara un tipo de plato M6 con tres tipos de corrugaciones diferentes H, L y M [2], donde la mejor correlación para número de nusselt de cada corrugación será aquella que se ajuste de la manera más adecuada a los parámetros de diseño que requiera el proceso.

Para una corrugación de tipo H, el número de Nusselt se puede calcular con la siguiente correlación.

$$Nu = \begin{cases} 0.25 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re < 1250 \\ 0.25 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re \geq 1250 \end{cases} \quad (3.8)$$

Para una corrugación de tipo L el número de Nusselt se puede calcular con la siguiente correlación.

$$Nu = \begin{cases} 0.12 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re < 1500 \\ 0.12 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re \geq 1500 \end{cases} \quad (3.9)$$

Para una corrugación de tipo M, el número de Nusselt se puede calcular con la siguiente correlación.

$$Nu = \begin{cases} 0.165 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re < 930 \\ 0.165 Re^{0.7} Pr^{0.4} & \text{para } Re \geq 930 \end{cases} \quad (3.10)$$

Conocido el número de Nusselt se puede proceder a calcular los coeficientes locales  $h$  con la siguiente expresión.

$$h = \frac{Nu K_f}{d_h} \quad (3.11)$$

El coeficiente global de transferencia de calor para una geometría de platos se obtiene a partir de:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{t}{K_m} + R_h + R_c} \quad (3.12)$$

Donde  $h_1$  y  $h_2$  son los coeficientes individuales de transferencia de calor,  $t$  es el espesor del plato,  $K_m$  es la conductividad del metal y  $R_h, R_c$  representan la resistencia debido al ensuciamiento que genera cada fluido.

La carga térmica ( $Q$ ) se puede calcular con el balance de energía el cual se expresa de la siguiente manera.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.13)$$

La diferencia media efectiva de temperatura puede calcularse a partir de:

$$\Delta T_{ME} = F \cdot \Delta T_{LM} \quad (3.14)$$

Donde  $\Delta T_{ML}$  es la diferencia de temperaturas media logarítmica y se puede obtener a partir de:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.15)$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - t_{c,2} \quad (3.16)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - t_{c,1} \quad (3.17)$$

El término  $F$  representa en factor de corrección de la  $\Delta T_{ML}$ . Para intercambiadores de placas [8] establecieron la siguiente correlación.

$$F = \frac{NTU_{contracorriente}}{NTU_{otro-total}} \quad (3.18)$$

Donde  $NTU_{contracorriente}$  es el número de unidades de transferencia para un arreglo de flujo global contracorriente y  $NTU_{otro}$  es el número de unidades de transferencia de un arreglo de flujo cruzado. Cabe aclarar que los intercambiadores de calor de tipo Compabloc tienen un arreglo de flujo global contracorriente y en la parte interna cada paso intercambia calor con un arreglo de flujo cruzado, por eso a medida que se aumenta el número de pasos, el arreglo general se acerca al comportamiento de un arreglo contracorriente con un valor de  $F = 1$ . En La Figura 3.1 se puede observar los arreglos de flujo que se presentan en un intercambiador de calor de tipo Compabloc.

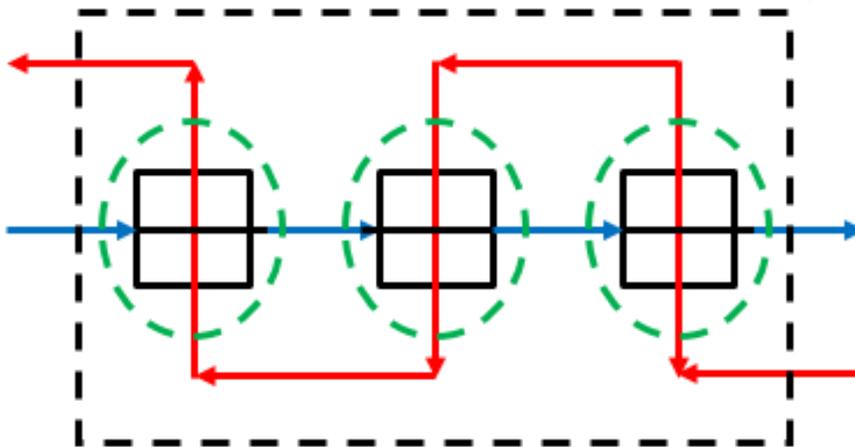


Figura 3.1 Arreglos de flujo en un intercambiador tipo compabloc.

La razón de capacidad calorífica ( $C_h$  y  $C_c$ ) representa la velocidad de transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1 °C conforme fluye por el intercambiador de calor.  $C$  es la relación entre la razón de capacidad calorífica de menor valor  $C_{min}$  y la razón de capacidad calorífica de mayor valor  $C_{max}$ .

$$C_h = m_h C_{ph} \quad \text{si } C_c < C_h \quad C_c = C_{min} \quad C_h = C_{max} \quad (3.19)$$

$$C_c = m_c C_{pc} \quad \text{si } C_h < C_c \quad C_h = C_{min} \quad C_c = C_{max} \quad (3.20)$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.21)$$

La efectividad térmica global  $\varepsilon_g$  se define como la relación entre el cambio de temperatura que experimenta la corriente que tiene el menor producto flujo másico-capacidad térmica y la diferencia de temperatura de las corrientes de entrada. Se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_g = \frac{\Delta T_{corriente\ de\ C_{p\ min}}}{T_{c,\ entrada} - T_{f,\ entrada}} \quad (3.22)$$

Para un arreglo de flujo contracorriente el  $NTU_{contracorriente}$  se puede calcular con la siguiente expresión:

$$NTU_{contracorriente} = \frac{1}{C - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon_g - 1}{\varepsilon_g C - 1} \right) \quad (3.23)$$

Para calcular la efectividad por paso  $\varepsilon_p$  utilizar la relación:

$$\varepsilon_g = \frac{\left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_p \cdot C}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - 1 \right]}{\left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_p \cdot C}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - C \right]} \quad (3.24)$$

Donde n es el número de pasos.

Es importante aclarar que para poder utilizar esta expresión se deben cumplir dos condiciones muy importantes.

El arreglo global de flujos debe ser para un cambiador de calor contracorriente.

La relación  $C = \frac{C_{p\ min}}{C_{p\ max}}$  debe ser igual en el intercambio de calor de todo el arreglo global.

Para calcular el número de unidades de transferencia  $NTU_{otro}$  para un paso, se utiliza la ecuación de efectividad de flujo cruzado de ambos fluidos sin mezclarse.

$$\varepsilon_p = 1 - EXP \left[ \left( \frac{1}{C} \right) (NTU_{otro}^{0.22}) \{ EXP[-C (NTU_{otro}^{0.78})] - 1 \} \right] \quad (3.25)$$

Para conocer el valor de  $NTU_{otro-total}$ , se realiza el producto de  $NTU_{otro}$  por el número de paso  $n$ .

$$NTU_{otro-total} = NTU_{otro} \cdot n \quad (3.26)$$

Conocidos el coeficiente global de transferencia  $U$ , la carga térmica  $Q$  y la diferencia de temperatura media efectiva  $\Delta T_{ME}$  es posible calcular el área total de transferencia de calor  $A$ .

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{ME}} \quad (3.27)$$

El número total de platos térmicos  $N_p$  se puede calcular mediante la relación del área total de transferencia de calor  $A$  sobre el área de un plato  $A_p$

$$N_p = \frac{A}{A_p} \quad (3.28)$$

El número de canales térmicos totales  $N_{CT}$  se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$N_{CT} = N_p + 1 \quad (3.29)$$

El número de canales térmicos por paso de una sola corriente  $N_{CTPC}$  se puede obtener a partir de:

$$N_{CTPC} = \frac{N_{CT}}{2} \quad (3.30)$$

El área seccional térmica por paso  $A_{ter-1}$  se determina mediante la siguiente expresión:

$$A_{ter-1} = b L N_{CTPC} \quad (3.31)$$

En el procedimiento de cálculo, se itera reemplazando la nueva área calculada  $A_{ter-1}$  desde donde inician los cálculos térmicos (ecuación (4)), para obtener un nuevo valor de área seccional térmica  $A_{ter-2}$ , luego si se cumple que  $|A_{ter-1} - A_{ter-2}| < \text{error}$ , quiere decir que las áreas son muy similares con lo que se ha encontrado el valor del área seccional térmica.

Después de haber obtenido el valor del  $A_{ter}$ , mediante la iteración se procede a calcular un nuevo valor de Reynolds utilizando la ecuación número (3.5), la velocidad y flux másico, pero en esta ocasión utilizando la nueva área seccional térmica calculada.

La velocidad de ambos fluidos se puede calcular con la siguiente expresión:

$$V = \frac{m}{A_{ter} \rho} \quad (3.32)$$

Donde  $\rho$  es la densidad de cada fluido.

El flux másico  $G$  de la corriente fría y caliente se puede obtener con la siguiente relación:

$$G = \frac{m}{A_{ter}} \quad (3.33)$$

Se calcula el factor de fricción del plato seleccionado (M6). Cabe aclarar que existen tres tipos de corrugaciones diferentes H, L y M para el mismo plato [2]. En su momento se selecciona la que genere los valores más adecuados para llevar a cabo la transferencia de calor; esto incluye caídas de presión baja y áreas pequeñas.

Para la corrugación H se puede calcular el factor de fricción con la siguiente expresión.

$$f = \begin{cases} 10 Re^{-0.2} & \text{para } Re < 1250 \\ 2.4 Re^{-0.0} & \text{para } Re \geq 1250 \end{cases} \quad (3.34)$$

Para la corrugación L se puede calcular el factor de fricción con la siguiente expresión.

$$f = \begin{cases} 5.1 Re^{-0.3} & \text{para } Re < 1500 \\ 1.7 Re^{-0.15} & \text{para } Re \geq 1500 \end{cases} \quad (3.35)$$

Para la corrugación M se puede calcular el factor de fricción con la siguiente expresión.

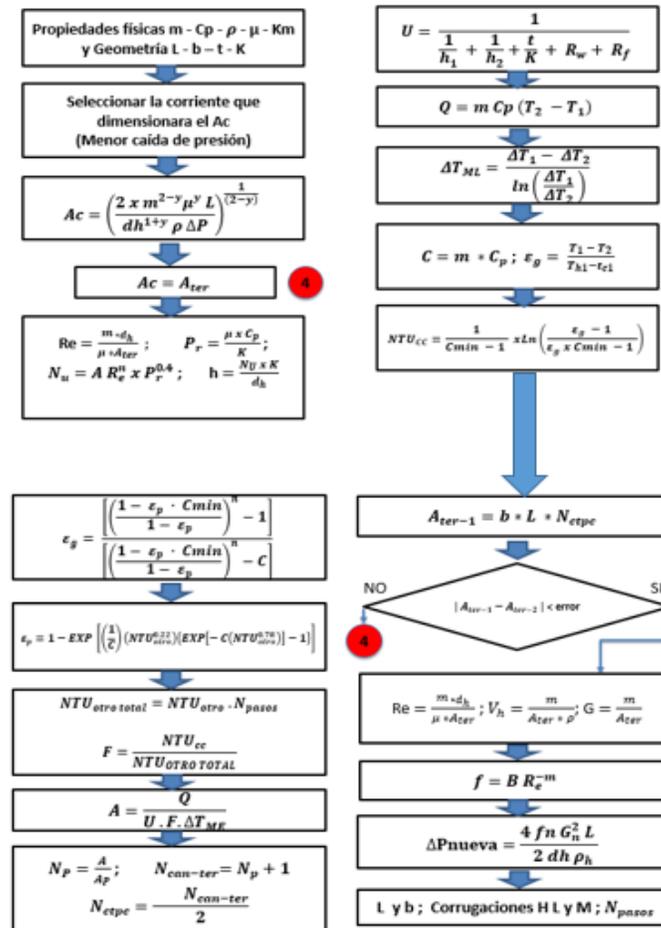
$$f = \begin{cases} 9.3 Re^{-0.3} & \text{para } Re < 930 \\ 2.72 Re^{-0.12} & \text{para } Re \geq 930 \end{cases} \quad (3.36)$$

Conocidos los parámetros anteriores se procede a calcular la caída de presión nueva  $\Delta P_{nueva}$  de cada corriente; esto se realiza a través de:

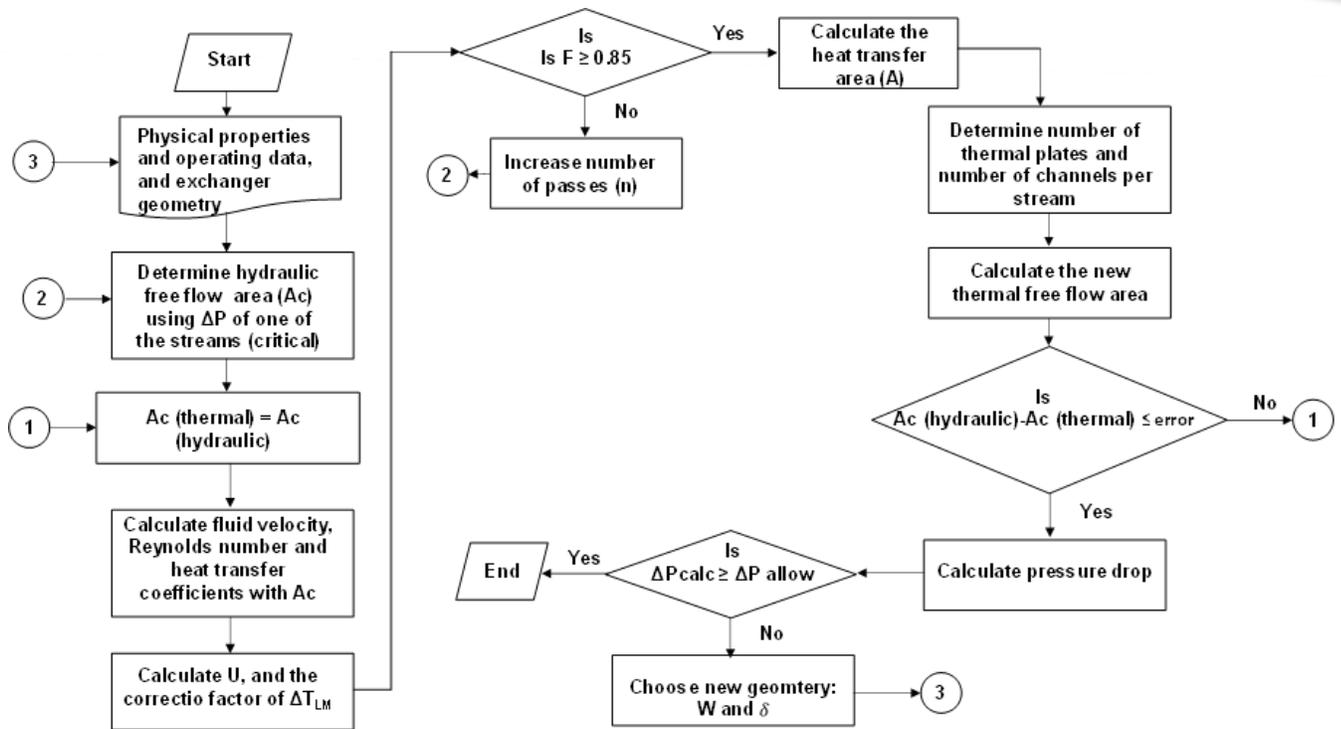
$$\Delta P_{nueva} = \frac{4 f G^2 L}{2 d_h \rho} \quad (3.37)$$

Si la caída de presión nueva calculada es mayor a la caída de presión permisible se debe iterar moviendo las variables de entrada como la longitud del plato L, el espacio entre platos b, el número de pasos n o por último, seleccionar el tipo de corrugación H, L, M que mejor ajuste la caída de presión nueva y los parámetros de diseño del intercambiador de calor de tipo Compabloc.

La metodología general se ilustra en los diagramas de flujo de las Figuras 3.2 y 3.3. En el siguiente capítulo se desarrollan varios casos de estudio donde se aplica la metodología general descrita en esta sección



**Figura 3.2** Diagrama de flujo del proceso de diseño de intercambiadores de calor de tipo Compabloc con ecuaciones.



**Figura 3.3** Diagrama de flujo del proceso de diseño de intercambiadores de calor de tipo Compabloc.



# **CAPITULO IV**

# **VALIDACIÓN DE LA**

# **METODOLOGÍA**

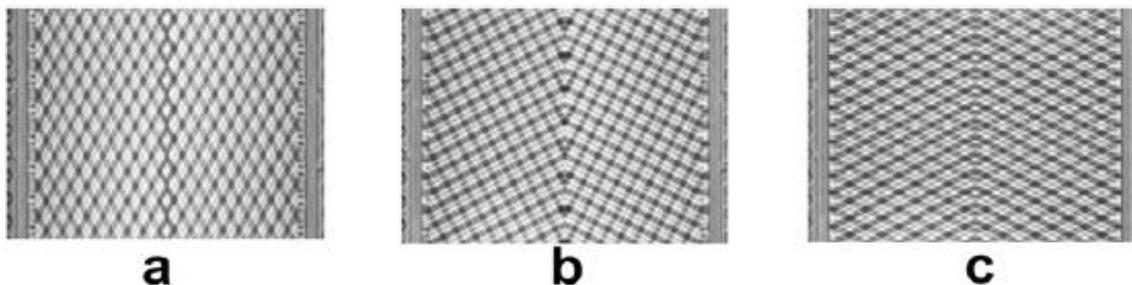
## 4.0. VALIDACIÓN DE LA METODOLOGÍA.

En esta parte se valida la metodología desarrollada en el capítulo 3. En primera instancia se explica el procedimiento de cómo se seleccionó el plato adecuado con sus tres respectivas corrugaciones. Adicional a esto, se establece un caso estudio fijo para elaborar varias gráficas con las variables de diseño y corroborar el comportamiento del algoritmo y por último, se desarrollan cinco casos de estudio diferentes para obtener las magnitudes de diseño de Compabloc y comparar con la tecnología de tubo y carcasa.

### 4.1 Selección del plato

En este trabajo se toman los cuatro tipos de platos reportados por Arsenyeva [2]: M3, M6, M6M Y M10B. Para cada tipo de plato, es posible tener tres tipos de corrugaciones: H, L y M. El objetivo es seleccionar el plato más adecuado para adaptarlo a la metodología de diseño. Es importante recordar que cada plato tiene definidas sus características termo-hidráulicas como se puede observar en la Tabla 4.1.

En el presente trabajo se evaluarán tres tipos de corrugaciones que se ilustran en la Figura 4.1.



**Figura 4.1.** Corrugaciones Geométricas: **a)** corrugación tipo L; **b)** corrugación tipo M; **c)** corrugación tipo H [2].

**Tabla 4.1**

Estimaciones de parámetros para las correlaciones (2.1) y (2.2).

Tipo de plato	Tipo de corrugación	A	n	Re	B	m
M3	H	0.265	0.7	<520	33	0.25
				≥520	10.7	0.07
	L	0.12	0.7	<1000	18.8	0.33
				≥1000	8.8	0.22
	M	0.18	0.7	<1000	44	0.4
				≥1000	5.1	0.1
M6	H	0.25	0.7	<1250	10	0.2
				≥1250	2.4	0.0
	L	0.12	0.7	<1500	5.1	0.3
				≥1500	1.7	0.15
	M	0.165	0.7	<930	9.3	0.3
				≥930	2.72	0.12
M6M	H	0.27	0.7	<1300	11.7	0.13
				≥1300	4.55	0.0
	L	0.11	0.71	<2200	4.23	0.23
				≥2200	1.88	0.12
	M	0.14	0.73	<2100	5.61	0.16
				≥2100	1.41	0.0
M10B	H	0.224	0.713	<2100	12.7	0.17
				≥2000	3.53	0.0
	L	0.126	0.693	<1600	9.18	0.32
				≥1500	2.43	0.14
	M	0.117	0.748	<2150	6.56	0.2
				≥2150	2.09	0.05

**Nota.** Fuente:[2].

Para seleccionar el tipo de plato, se establece un caso de estudio donde se usan las correlaciones termo-hidráulicas para cada plato con sus respectivas corrugaciones y de esa manera desarrollar el diseño. En este trabajo se utilizó el software Matlab y así analizar variables de diseño como el área, coeficiente global de transferencia y la caída de presión de los fluidos, todo esto con objetivo de comparar los parámetros de diseño mencionados en un diagrama de barra para cada plato y sus corrugaciones para seleccionar la mejor alternativa (Figura 4.1 a, b, c y d).

En la Tabla 4.2 se establecen las condiciones de operación y las propiedades físicas del caso de estudio 1. Los datos se utilizan para analizar los diferentes tipos de platos [17].

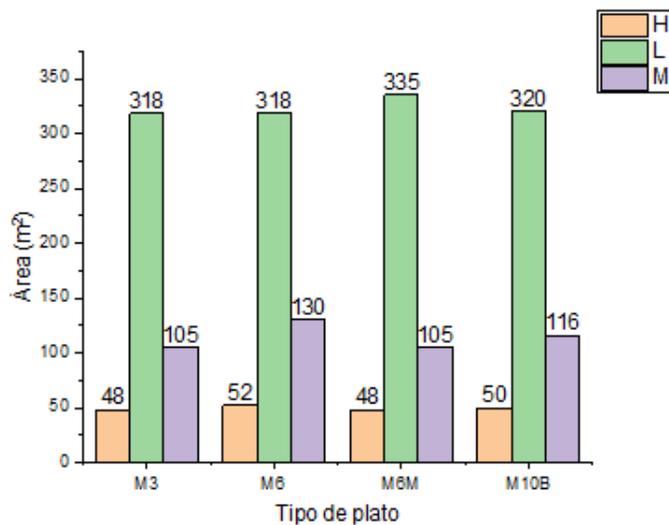
**Tabla 4.2.**

*Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 1.*

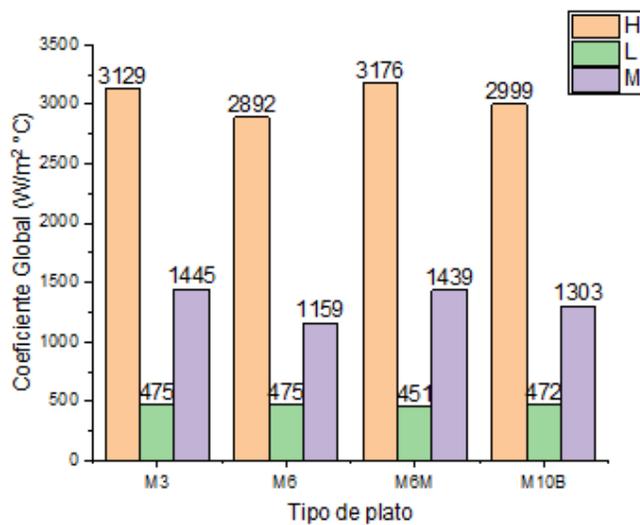
Información del proceso	Fluido caliente	Fluido frío
Flujo másico $\left(\frac{kg}{s}\right)$	27.7	68.9
Caída de presión (Pa)	80,000	90,000
Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	95	25
Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )	40	40
Propiedades Físicas		
$\rho, \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	750	995
$C_p, \left(\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$	2,840	4,200
$K, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.19	0.59
$\mu, \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$	$0.34 \times 10^{-3}$	$0.8 \times 10^{-3}$
$K_m, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	16.5	

## Geometría

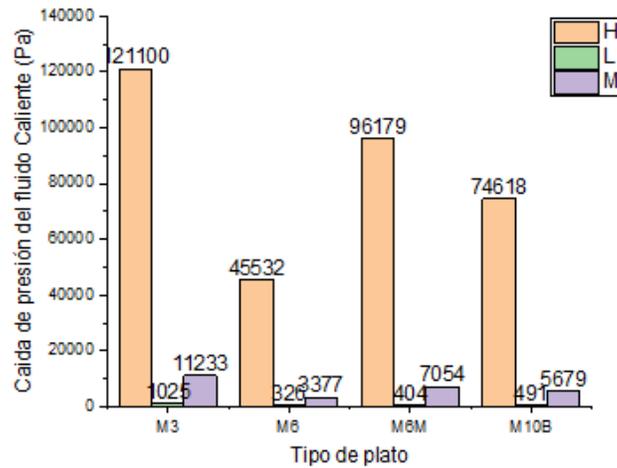
Espacio entre platos $b$ ( $m$ )	0.005
Espesor $t$ ( $m$ )	0.001
Tipo de corrugación del plato ( $H, L, M$ )	M



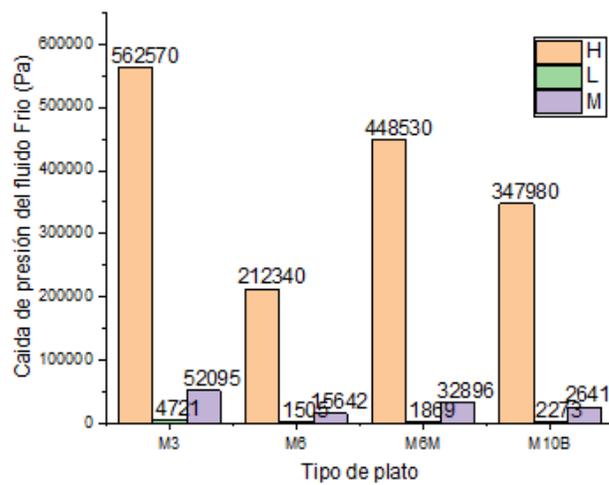
(a)



(b)



(b)



(d)

**Figura 4.2** Selección de la placa que arroja mejores resultados en el diseño del caso de estudio 1: a) Área vs tipo de placa, b) coeficiente global vs tipo de placa, c) caída de presión fluido caliente vs tipo de placa, y d) caída de presión fluido frío vs tipo de placa.

Según lo observado en los cuatro diagramas de barras el mejor plato es el M6. Éste se seleccionó debido a que ese ejemplar que genera caídas de presión más bajas y coeficientes globales de transferencia relativamente más altos para cumplir con la carga térmica.

Respecto al tipo de corrugaciones H, L y M, se puede concluir que cada una puede aportar una característica especial a la hora de obtener los parámetros de diseño de un cambiador de calor de tipo Compabloc. En la Tabla 4.3 se resume dicho comportamiento:

**Tabla 4.3.**

*Características de diseño de los diferentes tipos de corrugaciones H, L y M.*

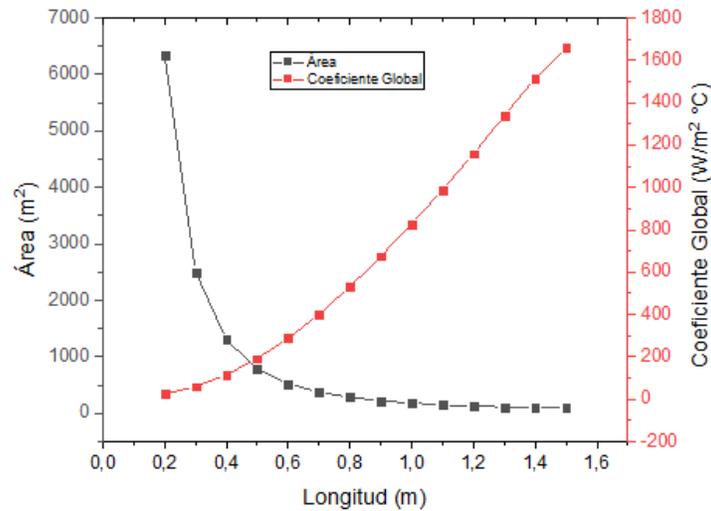
<b>Tipo de corrugación</b>	<b>Área</b>	<b>Coefficiente Global de transferencia</b>	<b>Caída de Presión</b>
H	baja	alto	altas
M	media	medio	medio
L	altas	bajo	bajas

## **4.2 Análisis de sensibilidad del ancho de plato, número de pasos y espaciamiento**

En esta sección se evalúan variables fundamentales como la longitud L, el espaciamiento entre platos b y variables como el número de paso para observar su efecto sobre el diseño y la operación. Esto con el objetivo de darle una idea al diseñador de cómo seleccionar valores recomendados al diseñar intercambiadores de calor de tipo Compabloc.

## 4.2.1 Variación de la longitud L

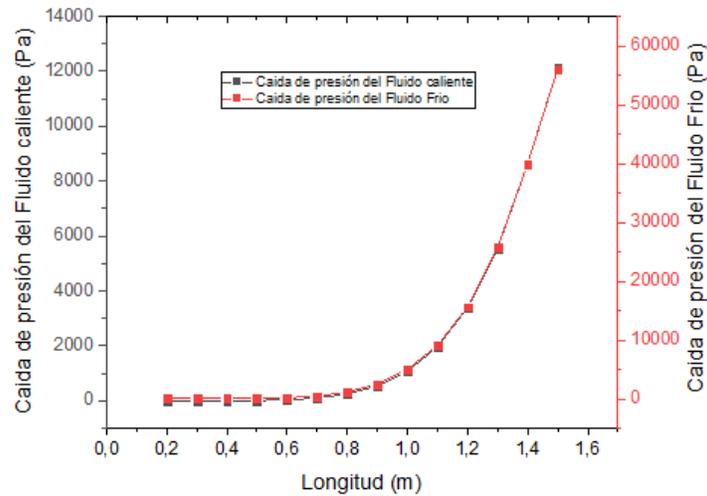
### 4.2.1.1 Gráfica de L vs A-U



**Figura 4.3** Variación del área (A) y coeficiente global de transferencia de calor (U) con la longitud del plato (L).

En la Figura 4.3 se puede observar cómo varía el parámetro de diseño área (A) y el parámetro operativo coeficiente global de transferencia (U) con la selección de la longitud. Se observa que mientras más grande sea la longitud del plato, el área se reduce y esto se comprueba porque el coeficiente global de transferencia de calor aumenta. Esto puede implicar que al aumentar L, se necesitan menos platos térmicos lo que implica que el cambiador tiende a tener una altura pequeña.

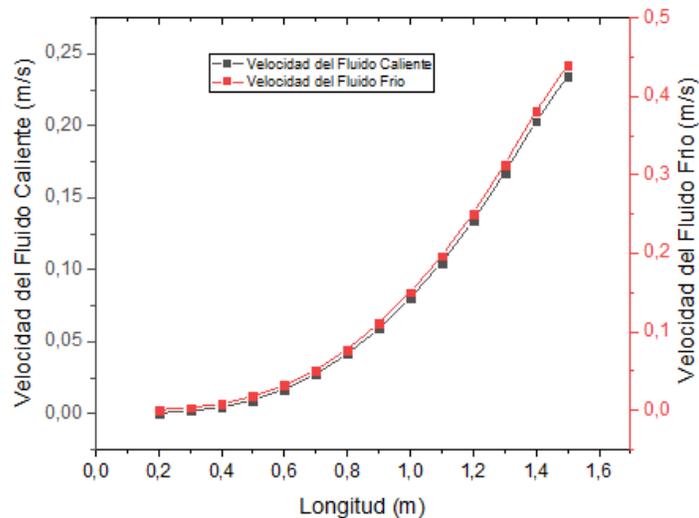
### 4.2.1.2 Gráfica de L vs $\Delta P_h - \Delta P_c$



**Figura 4.4** Variación de la caída de presión del lado caliente y frío con la longitud del plato ( $L$ ).

En la Figura 4.4 se puede observar que entre más grande sea la longitud del plato, la caída de presión en ambos fluidos crece; si el diseñador está limitado en caída de presión, se le recomienda la selección de un plato pequeño.

#### 4.2.1.3 Gráfica de $L$ vs $V_h - V_c$

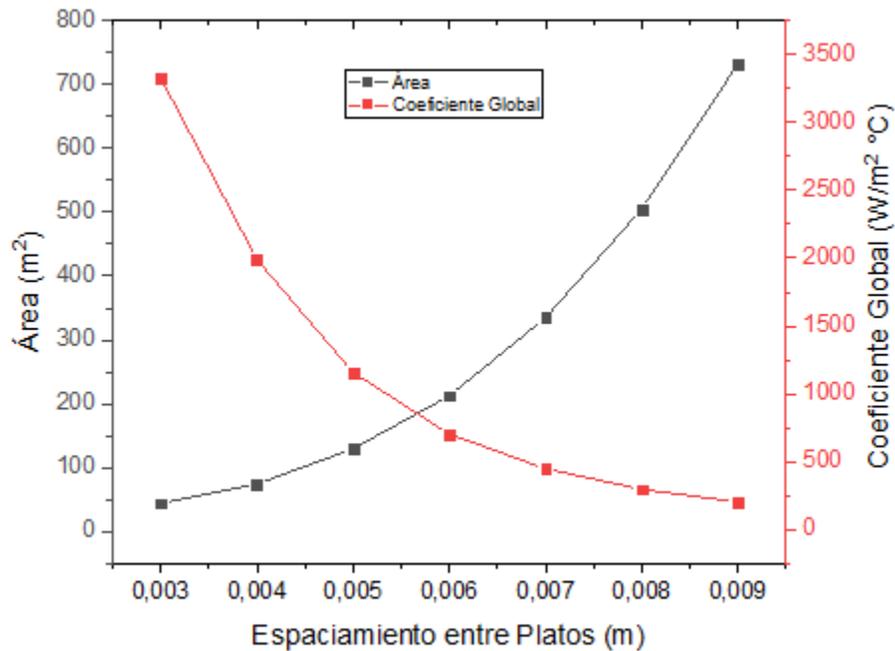


**Figura 4.5** Variación de la velocidad del fluido caliente y fluido frío con la longitud del plato ( $L$ ).

En la Figura 4.5 se puede observar que si selecciona un plato más grande los fluidos son más veloces; esto se debe a que se tiene una menor área seccional libre de flujo, lo que origina mayor caída de presión y mayores coeficientes globales de transferencia de calor.

## 4.2.2 Variación de la longitud $b$

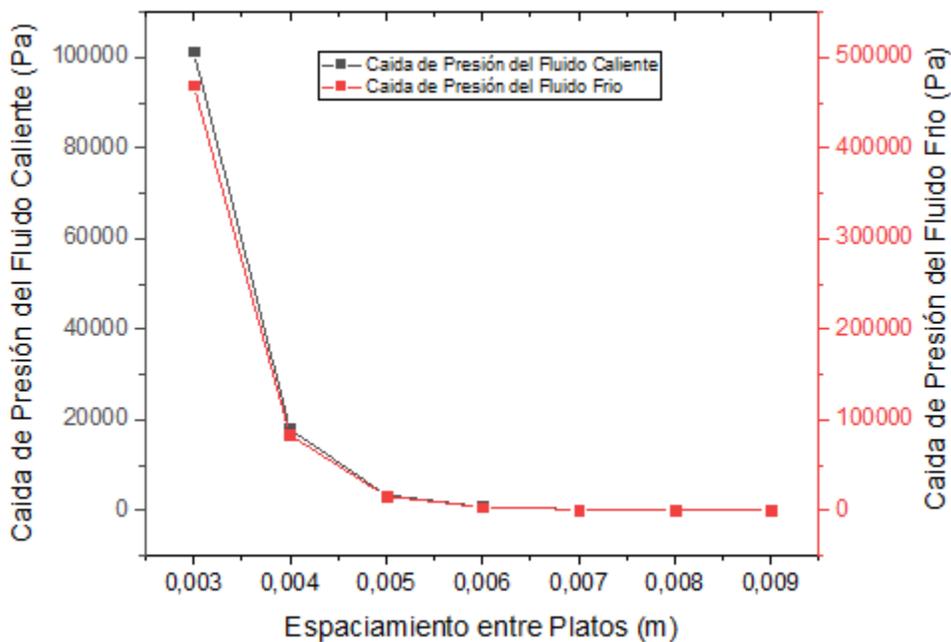
### 4.2.2.1 Gráfica de $b$ vs $A$ - $U$



**Figura 4.6** Variación del área ( $A$ ) y coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) con el espaciamiento entre platos ( $b$ ).

En la Figura 4.6 se puede observar que el espaciamiento entre platos ( $b$ ) tiene un comportamiento inverso a la longitud ( $L$ ). Si se incrementa  $b$ , se requiere más área y, a su vez, disminuye el coeficiente global de transferencia de calor. Esto se debe a que el área seccional libre de flujo crece con el espaciamiento lo que reduce la velocidad del fluido.

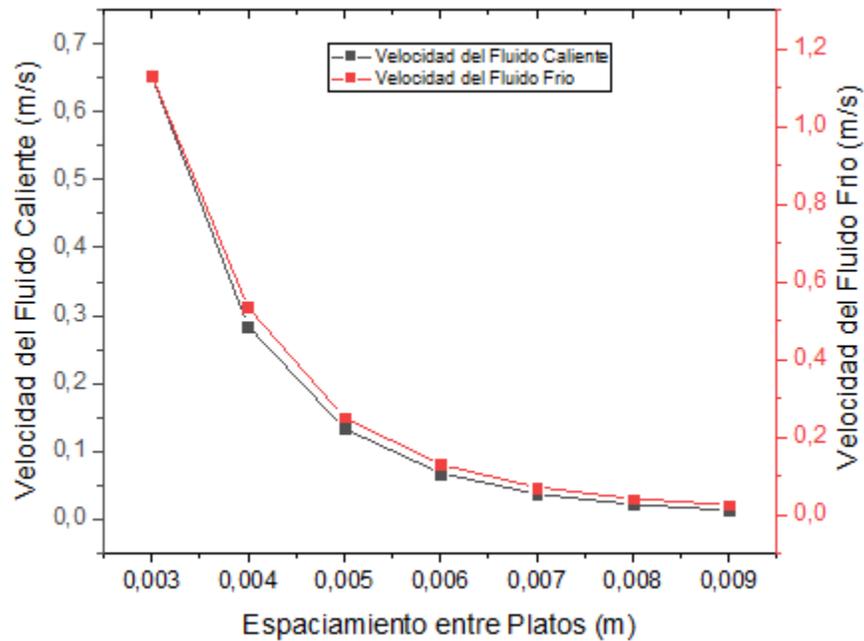
#### 4.2.2.2 Gráfica de $b$ vs $\Delta P_h - \Delta P_c$



**Figura 4.7** Variación de la caída de presión del fluido caliente y frío con el espaciamiento entre platos ( $b$ ).

En la **Figura 4.7** se puede observar que, entre menos espaciamiento, mayor caída de presión y mayor espaciamiento menor caída de presión. Esta variable es muy importante ya que con un manejo adecuado puede aliviar límites permisibles de caída de presión.

#### 4.2.2.3 Gráfica de $b$ vs $V_h-V_c$

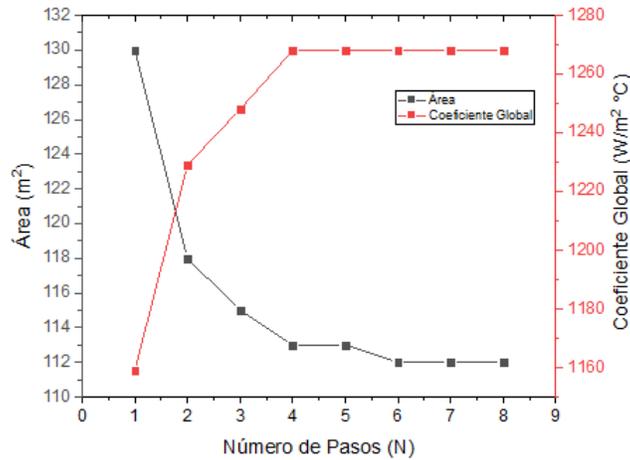


**Figura 4.8** Variación de la velocidad del fluido caliente y frío con el espaciamiento entre platos ( $b$ ).

En la Figura 4.8 se puede observar que entre menos espaciamiento, mayor velocidad y mayor espaciamiento menor velocidad. El aumento de  $b$  provoca un una mayor área seccional, lo que le permite al flujo másico perder fuerza por tener mayor espacio en los canales.

#### 4.2.3 Variación del número de pasos $N$

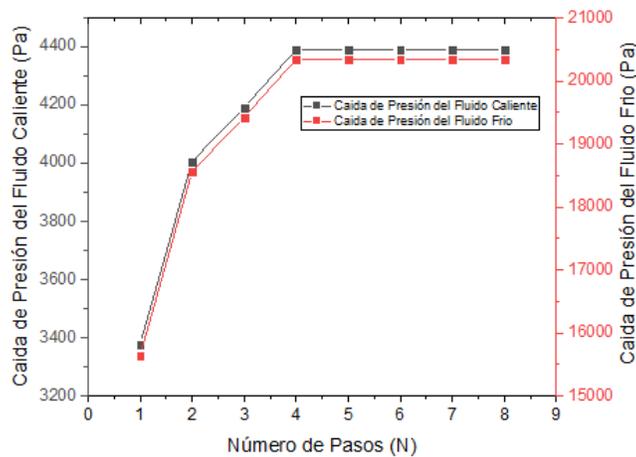
##### 4.2.3.1 Gráfica de $N$ vs $A-U$



**Figura 4.9** Variación del área (A) y coeficiente global de transferencia de calor (U) con el número de pasos (N).

En la Figura 4.9 se puede observar que si aumento el número de pasos (N), el área de transferencia de calor se reduce y el coeficiente global de transferencia aumenta considerablemente. Esto se debe a que un aumento de N provoca un aumento en la velocidad generando mayor turbulencia y esto da como resultado excelente coeficientes de transferencia de calor.

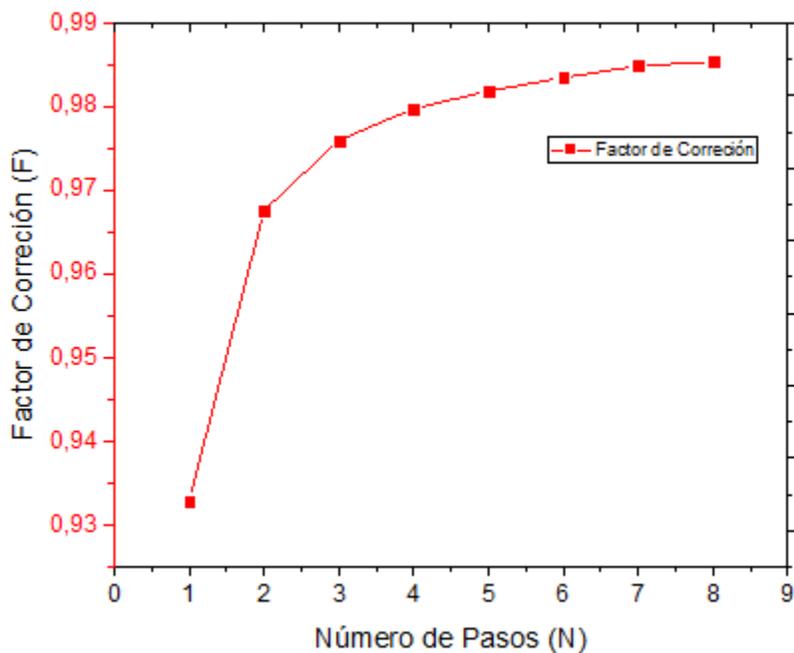
#### 4.2.3.2 Gráfica de N vs $\Delta P_h - \Delta P_c$



**Figura 4.10** Variación de la caída de presión del fluido caliente y frío con el número de pasos (N).

En la Figura 4.10 se puede observar que al aumentar el número de pasos aumenta, la caída de presión de los fluidos aumenta. Esto se da porque el área seccional se reduce provocando que la velocidad de los fluidos aumente dando como resultado caída de presiones altas.

#### 4.2.3.3 Gráfica de N vs F



**Figura 4.11** Variación del factor de corrección de la diferencia media logarítmica con con el número de pasos (N).

En la Figura 4.11 se puede observar que al aumentar el número de pasos el factor de corrección de la temperatura media logarítmica tiende a uno. Esto se debe a que los intercambiadores compabloc tiene dos tipos de arreglo de flujo, en su parte externa tiene un arreglo de flujo contracorriente y en la parte interna cada paso intercambia calor con arreglo de flujo cruzado; entonces, un arreglo contracorriente tiene  $F = 1$  y un arreglo de flujo cruzado tiene  $F < 1$ . Lo que se busca al aumentar el número de pasos o

colocar varios pasos de arreglo de flujo cruzado es mejorar la efectividad y acercar el diseño a un factor de corrección de arreglo contracorriente  $F = 1$ .

Cabe aclarar que la curva de la Figura 4.11 no es universal. Esto significa que no aplica para todos los sistemas, pues depende del caso estudio que se tenga y de la magnitud del valor de los  $C_p$ . Si los  $C_p$  son muy parecidos o muy diferentes las curvas serán muy distintas se podrían obtener curvas a la derecha o curvas a la izquierda.

De manera general en las Figuras 4.10 y 4.11 se puede observar que para un número de pasos de 4, se ha alcanzado un desempeño adecuado. De aquí en adelante el incremento en el número de pasos ya no representa mayor beneficio térmico.

## **4.3 Casos de Estudio Compabloc vs Tubo y Carcasa**

### **4.3.1 Caso de estudio 1**

Se considera un caso estudio reportado en la literatura (Sinnott, 2005). Se desea subenfriar un condensado de metanol de 95 °C a 40 °C con un caudal de  $27.7 \frac{Kg}{s}$ . Se utilizará agua salobre como refrigerante con un aumento de temperatura de 25 °C a 40 °C. El cambiador tiene las siguientes especificaciones: Diámetro interno ID 16 mm; Diámetro externo OD 20 mm; pitch de 25 mm con un arreglo de tubo triangular. Los datos de proceso, propiedades físicas y condiciones de operación se presentan en la Tabla 4.2 presentada anteriormente, y los resultados del respectivo diseño se presentan en la Tabla 4.4.[17]

**Tabla 4.4.***Resultados del diseño de Compabloc caso 1 y comparación con cambiadores de tubo y carcasa.*

<b>Variable de diseño</b>	<b>Compabloc</b>	<b>Tubo Y carcasa</b>
Área de transferencia de calor ( $m^2$ )	115	278
Carga térmica ( $KW$ )	4,340.7	4,340.7
Sistema de paso ( $n$ )	3 x 3	2 x 1
Longitud o Ancho ( $m$ )	1.2	4.83
Alto ( $m$ )	0.5	-
Diámetro de la carcasa ( $m$ )	-	0.826
Numero de Tubos	-	918
Canales térmicos totales ( $N_{CT}$ )	82	-
Coeficiente global ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	1249	600
$\Delta P$ lado caliente ( $Pa$ )	4,192	68,000
$\Delta P$ lado frio ( $Pa$ )	19420	72000
Factor de corrección ( $F$ )	0.9760	0.8500

### 4.3.2 Caso de estudio 2

Se desea enfriar gasóleo de 200 °C a 40 °C. El flujo másico de esta corriente es de  $6.25 \frac{Kg}{s}$ , el gua de refrigeración está disponible de 30 °C a 50 °C y la caída de presión permitida para cada corriente es de 100,000  $Pa$ . El cambiador tiene las siguientes especificaciones geométricas: Diámetro interno ID 16 mm; Diámetro externo OD 20 mm; pitch de 25 mm con un arreglo de tubo triangular(Sinnott, 2005). En la Tabla 4.5 se establecen los datos de entradas como la información del proceso, propiedades físicas y la especificación de la geometría, y en la Tabla 4.6 se presentan los resultados del diseño.[17]

**Tabla 4.5.***Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 2.*

<b>Información del procesos</b>	<b>Fluido caliente</b>	<b>Fluido frío</b>
Flujo másico ( $\frac{kg}{s}$ )	6.25	27.7
Caída de presión (Pa)	100,000	100,000
Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	200	40
Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )	30	50
<b>Propiedades Físicas</b>		
$\rho, \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	850	992.8
$Cp, \left(\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$	2,280	4,180
$K, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.125	0.671
$\mu, \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$	$0.17 \times 10^{-3}$	$670 \times 10^{-6}$
$R_{fi}, \left(\frac{m^2}{W \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.0002	0.00025
$K_m, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$		16.5
<b>Geometría</b>		
Espacio entre platos b ( <b>m</b> )		0.005
Espesor t ( <b>m</b> )		0.001
Tipo de corrugación del plato ( <b>H, L, M</b> )		H

**Tabla 4.6.***Resultados del diseño de Compabloc caso 2 y comparación con cambiadores de tubo y carcasa.*

<b>Variable de diseño</b>	<b>Compabloc</b>	<b>Tubo Y carcasa</b>
Área de transferencia de calor ( $m^2$ )	66	94
Carga térmica ( $KW$ )	2,280	2,280
Sistema de paso ( $n$ )	2 x 2	4 x 2
Longitud o Ancho ( $m$ )	1.2	4
Alto ( $m$ )	0.3	-
Diámetro de la Carcasa	-	0.667
Numero de Tubos	-	376
Canales térmicos totales ( $N_{CT}$ )	48	-
Coeficiente global ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	677	500
$\Delta P$ lado caliente ( $Pa$ )	1,282	25,1481
$\Delta P$ lado frio ( $Pa$ )	21,558	39,660
Factor de corrección ( $F$ )	0.9742	0.9400

### 4.3.3 Caso de estudio 3

Un flujo de  $5.55 \frac{Kg}{s}$  de queroseno con (42 API) sale de la base de una columna de extracción lateral a 200 °C y se enfría 90 °C mediante petróleo crudo ligero con un flujo másico de  $19.4 \frac{Kg}{s}$  (34 API) procedente del almacenamiento a 40 °C. EL crudo se calienta hasta 78 °C y ambas corrientes tienen una caída de presión permisible de 80,000 Pa. El cambiador tiene las siguientes especificaciones geométricas: Diámetro interno ID 14.83 mm, diámetro externo OD 19.05 mm; pitch de 23.81 mm con un arreglo de tubo triangular (Sinnott, 2005). En la Tabla 4.7 se la información de proceso, propiedades físicas y la especificación de la geometría. De la misma manera, en la Tabla 4.8 se detallan los resultados del diseño.[17]

**Tabla 4.7.***Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 3.*

<b>Información del proceso</b>	<b>Fluido caliente</b>	<b>Fluido frío</b>
Flujo másico ( $\frac{kg}{s}$ )	5.55	19.4
Caída de presión (Pa)	80000	80000
Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	200	40
Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )	90	78
<b>Propiedades Físicas</b>		
$\rho, \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	730	820
$C_p, \left(\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$	2470	2050
$K, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.132	0.134
$\mu, \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$	$0.43 \times 10^{-3}$	$3.2 \times 10^{-3}$
$R_{fi}, \left(\frac{m^2}{W \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.0002	0.00035
$K_m, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$		16.5
<b>Geometría</b>		
Espacio entre platos b (m)		0.005
Espesor t (m)		0.001
Tipo de corrugación del plato (H, L, M)		H

**Tabla 4.8.**

*Resultados obtenidos diseño de Compabloc caso 3 y comparación con cambiadores de tubo y carcasa.*

<b>Variable de diseño</b>	<b>Compabloc</b>	<b>Tubo Y carcasa</b>
Área de transferencia de calor ( $m^2$ )	35	70.86
Carga térmica ( $KW$ )	1507.935	1507.935
Sistema de paso ( $n$ )	2 x 2	2 x 1
Longitud o Ancho ( $m$ )	1.4	5
Alto ( $m$ )	0.12	-
Diámetro de la Carcasa	-	0.484
Numero de Tubos	-	240
Canales térmicos totales ( $N_{CT}$ )	20	-
Coeficiente global ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	542	300
$\Delta P$ lado caliente ( $Pa$ )	5807	120000
$\Delta P$ lado frio ( $Pa$ )	63170	140000
Factor de corrección ( $F$ )	0.9665	0.8800

#### 4.3.4 Caso de estudio 4

Se quiere calentar agua cruda de 17 °C a 40 °C con un flujo másico de  $8.33 \frac{Kg}{s}$ . El fluido caliente es agua condensada que entra a 67 °C y sale a 52.2 °C con un flujo másico de  $13.88 \frac{Kg}{s}$ . El cambiador tiene las siguientes especificaciones geométricas: Diámetro interno ID 16 mm; diámetro externo OD 19 mm; pitch de 25.4 mm con un arreglo de tubo cuadrado (Kakac et al., 2020). En la Tabla 4.9 se establece la información del proceso, propiedades físicas y la especificación de la geometría. En la Tabla 4.10 se presentan los resultados del diseño.[7]

**Tabla 4.9.***Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 4.*

<b>Información del proceso</b>	<b>Fluido caliente</b>	<b>Fluido frío</b>
Flujo másico ( $\frac{kg}{s}$ )	13.88	8.33
Caída de presión (Pa)	34,474	28,000
Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	67	17
Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )	53.2	40
<b>Propiedades Físicas</b>		
$\rho, \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	983.2	996.8
$C_p, \left(\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$	4,184	4,179
$K, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.652	0.610
$\mu, \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$	$4.67 \times 10^{-4}$	$8.2 \times 10^{-4}$
$R_{fi}, \left(\frac{m^2}{W \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.000176	0.000176
$K_m, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$		16.5
<b>Geometría</b>		
Espacio entre platos b ( <b>m</b> )		0.005
Espesor t ( <b>m</b> )		0.001
Tipo de corrugación del plato ( <b>H, L, M</b> )		M

**Tabla 4.10**

*Resultados obtenidos diseño de Compabloc caso 4 y comparación con cambiadores de tubo y carcasa.*

<b>Variable de diseño</b>	<b>Compabloc</b>	<b>Tubo Y carcasa</b>
Área de transferencia de calor ( $m^2$ )	25	28.08
Carga térmica ( $KW$ )	801.6	801.6
Sistema de paso ( $n$ )	1 x 1	2 x 1
Longitud o Ancho ( $m$ )	0.8	3.54
Alto ( $m$ )	0.3	-
Diámetro de la Carcasa (m)	-	0.39
Numero de Tubos	-	124
Canales térmicos totales ( $N_{CT}$ )	42	-
Coeficiente global ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	1048	958
$\Delta P$ lado caliente ( $Pa$ )	4571	25511
$\Delta P$ lado frio ( $Pa$ )	1846	2117
Factor de corrección ( $F$ )	0.9384	0.9500

### 4.3.5 Caso de estudio 5

Se desea enfriar un flujo másico de  $22.22 \frac{Kg}{s}$  de agua destilada que entra a un cambiador de calor a  $35 \text{ }^\circ C$  y sale a  $25 \text{ }^\circ C$ . Intercambia calor con agua cruda con un caudal  $38.88 \frac{Kg}{s}$  procedente de un suministro con una temperatura de  $20 \text{ }^\circ C$  hasta  $25 \text{ }^\circ C$ . El cambiador tiene las siguientes especificaciones geométricas: Diámetro interno ID 22.9 mm; diámetro externo OD 25.4 mm; pitch de 31.75 mm con un arreglo de tubo cuadrado (Kakac et al., 2020). En la Tabla 4.11 se detallan las condiciones de operación, las propiedades físicas y la especificación de la geometría. La Tabla 4.12 los resultados del ejercicio de diseño.[7]

**Tabla 4.11.***Condiciones de operación, geometría y propiedades físicas para el caso de estudio 5.*

<b>Información del proceso</b>	<b>Fluido caliente</b>	<b>Fluido frío</b>
Flujo másico ( $\frac{kg}{s}$ )	22.22	38.88
Caída de presión (Pa)	80,000	80,000
Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )	35	20
Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )	25	25
<b>Propiedades Físicas</b>		
$\rho, \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	995.7	997
$C_p, \left(\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$	4,178.5	4,179
$K, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	0.614	0.6065
$\mu, \left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$	$7.97 \times 10^{-4}$	$9.5 \times 10^{-4}$
$K_m, \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)$	16.5	
<b>Geometría</b>		
Espacio entre platos b ( <b>m</b> )	0.005	
Espesor t ( <b>m</b> )	0.001	
Tipo de corrugación del plato ( <b>H, L, M</b> )	H	

**Tabla 4.12**

*Resultados obtenidos diseño de Compabloc caso 5 enfriamiento de agua destilada y comparación con cambiadores de tubo y carcasa*

<b>Variable de diseño</b>	<b>Compabloc</b>	<b>Tubo Y carcasa</b>
Área de transferencia de calor ( $m^2$ )	42	67
Carga térmica ( $KW$ )	928.5	928.5
Sistema de paso ( $n$ )	1 x 1	1 x 1
Longitud o Ancho ( $m$ )	1	9.28
Alto ( $m$ )	0.3	-
Diámetro de la Carcasa ( $m$ )	-	0.3048
Numero de Tubos	-	81
Canales térmicos totales ( $N_{CT}$ )	44	-
Coeficiente global ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	3,378	1,920
$\Delta P$ lado caliente ( $Pa$ )	19,769	52,300
$\Delta P$ lado frio ( $Pa$ )	6044	9300
Factor de corrección ( $F$ )	0.8926	1

#### **4.4 Discusión de Resultados**

Según los resultados que se presentan en la Tabla 4.13, los intercambiadores de calor de tipo Compabloc requieren entre 11% y 59% menos área de transferencia de calor para cumplir con la carga térmica, comparados con un intercambiador de calor de tubos y carcasa. Esto es de suma importancia ya Compabloc, en principio, puede reducir el área de instalación. Por otro lado, según los resultados obtenidos en la Tabla 4.14 y 4.15 se puede observar que Compabloc genera menores caídas de presión que un cambiador de tubo y carcasa. Esto es de suma importancia porque permite ahorrar costos energéticos por bombeo.

**Tabla 4.13.***Comparación del área de Compabloc vs Tubo y Carcasa.*

	<b>Área (<math>m^2</math>)</b>				
	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>	<b>Caso 5</b>
<b>Tubo y Carcasa</b>	278	94	70.86	28.08	67
<b>Compabloc</b>	115	66	35	25	42
<b>% de Diferencia</b>	58.6	29.8	50.6	11	37.3

**Tabla 4.14.***Comparación de la caída de presión del fluido caliente Compabloc vs Tubo y Carcasa.*

	<b>Caída de presión del fluido caliente (<math>Pa</math>)</b>				
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
<b>Tubo y Carcasa</b>	68,000	25,1481	120,000	25,511	52,300
<b>Compabloc</b>	4,192	1,282	5,807	4,571	19,769
<b>% de Diferencia</b>	93.8	99.4	95.1	82.08	62.2

**Tabla 4.15.***Comparación de la caída de presión del fluido frío Compabloc vs Tubo y Carcasa.*

	<b>Caída de presión del fluido Frío (<math>Pa</math>)</b>				
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
<b>Tubo y Carcasa</b>	72,000	39,660	140,000	2,117	9,300
<b>Compabloc</b>	19,420	21,558	63,170	1,846	6,044
<b>% de Diferencia</b>	73.02	45.6	54.87	12.8	35.01

**CAPITULO V**  
**COMPABLOC**  
**MULTI-CORRIENTE**

## **5.0. Intercambiadores Compabloc Multi-Corrientes**

En este capítulo se introduce el concepto de cambiadores compabloc multi-corriente. Las características de construcción de esta tecnología le permiten operar tres o más corrientes en una sola unidad compacta. Este concepto se extrapola a redes de recuperación de calor para reducir el número de equipos. Se presentan los aspectos generales del diseño de este tipo de equipos y posteriormente se aplica en la reducción del número de equipos en redes de recuperación de calor.

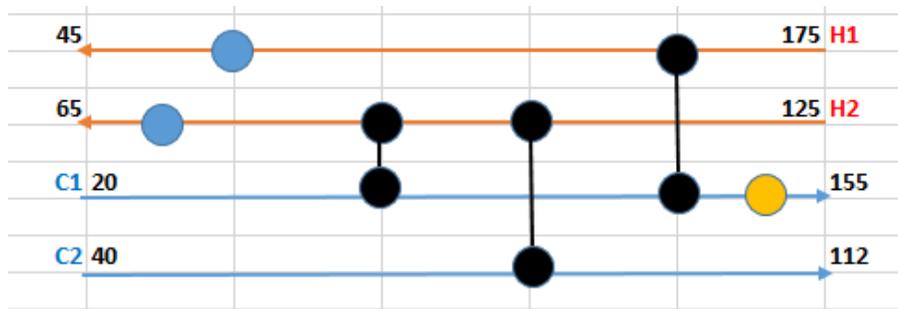
### **5.1. Redes de Recuperación de calor.**

Una red de recuperación de calor es un sistema integrado por intercambiadores de calor cuya función es recuperar energía térmica dentro del proceso, entregar energía térmica al proceso a partir de servicios externos de calentamiento y remover energía térmica residual a través de servicios de enfriamiento.

Se pueden presentar dos escenarios en redes de recuperación de calor:

1. Durante el diseño de un proceso nuevo se busca enlazar las corrientes frías y calientes con el mínimo número de intercambiadores de calor y a maximizar la recuperación de calor. Esto tare como resultado la reducción de los servicios de calentamiento y enfriamiento. Simultáneamente esto minimizara los costos totales de operación.
2. Cuando se parte de un proceso ya diseñado (retrofit), se habla de la representación de la red existente. En estos casos, las modificaciones buscarían aumentar la recuperación de calor o simplemente reducir el número de equipos.

La red de recuperación de calor de un proceso se representa por medio de un diagrama de grid o rejillas. Este diagrama contiene las corrientes calientes (que van de derecha a izquierda) y las corrientes frías (que van de izquierda a derecha) El diagrama también representa los intercambiadores de calor que intercambian energía entre las corrientes (Figura 5.1).



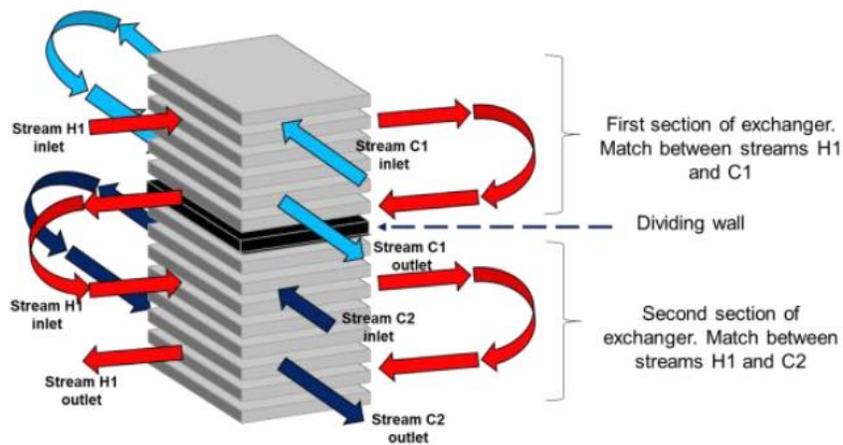
**Figura 5.1** Representación de una red de recuperación de calor a través de un diagrama de rejilla o Grid.

## 5.2. Intercambiadores Compabloc MULTI-CORRIENTE.

Un intercambiador de calor múlti-corriente es un dispositivo de transferencia de calor que aprovecha las características de construcción de la tecnología Compabloc y tiene la flexibilidad de acomodar más de tres flujos diferentes dentro de la misma estructura.

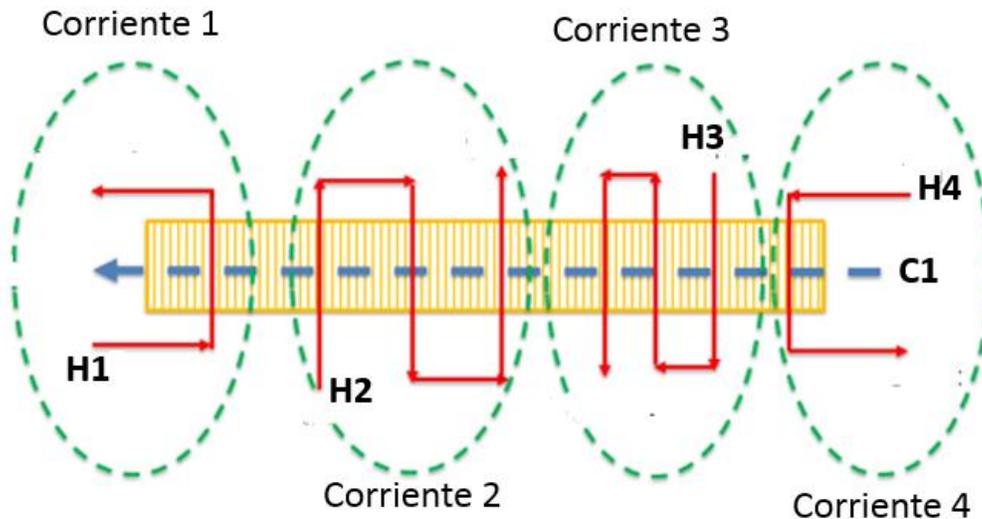
En el contexto de este trabajo, un intercambiador de calor de múltiple corriente tiene las siguientes características: a) es un conjunto de varios intercambiadores de calor que tienen el mismo ancho de placa donde una corriente intercambia calor a través de varias secciones o bloques, b) es un montaje de varios intercambiadores de calor que tienen el mismo ancho de placa y donde ninguna corriente intercambia calor en más de un bloque. Para los fines de este trabajo, es importante resaltar que sólo se analizan procesos de transferencia de calor en una sola fase.

La Figura 5.2 muestra un diagrama básico donde una sola corriente caliente H1 intercambia calor con dos corrientes frías C1 y C2.



**Figura 5.2** Cambiador Compabloc con tres corrientes de proceso, una corriente caliente H1 intercambiando calor con dos corrientes frías C1 y C2. [10].

La Figura 5.3 representa un intercambiador Compabloc donde una sola corriente C1 intercambia calor con cuatro corrientes calientes H1, H2, H3 y H4.



**Figura 5.3** Cambiador Compabloc multi-corriente con 5 corrientes de proceso.

### 5.3. Metodología Compabloc MULTI-CORRIENTE.

La metodología para el diseño de intercambiadores Compabloc se presenta a continuación:

1. Identificar las oportunidades para integrar en un solo Compabloc varios intercambiadores.
2. Conocer la caída de presión permisible de cada una de las corrientes que participaran en el intercambio de calor.
3. Conocer las propiedades físicas de cada corriente y definir la geometría que incluye: longitud de plato (L); espaciamento entre platos (b); espesor del plato ( $\tau$ ) y tipo de corrugación.
4. Calcular la carga térmica de cada una de las corrientes que intervienen en el proceso.
5. Seleccionar la corriente de referencia sobre la cual se va a basar el diseño.
6. Encontrar la longitud del plato definido para la corriente de referencia y diseñar todos los diferentes bloques utilizando esa longitud de plato.
7. Calcular los balances de energía de cada bloque.
8. Aplicar la metodología de diseño de intercambiadores Compabloc y encontrar el número de pasos adecuado para cada bloque.

9. Si se sobrepasa la caída de presión permisible, ir al punto 6 y cambiar la longitud o el espaciamiento para cumplir con la carga térmica y lograr entrar en el intervalo de la caída de presión permitida.
10. Fin del diseño.

La Figura 5.4 muestra un diagrama de flujo para la implementación de la metodología de diseño.

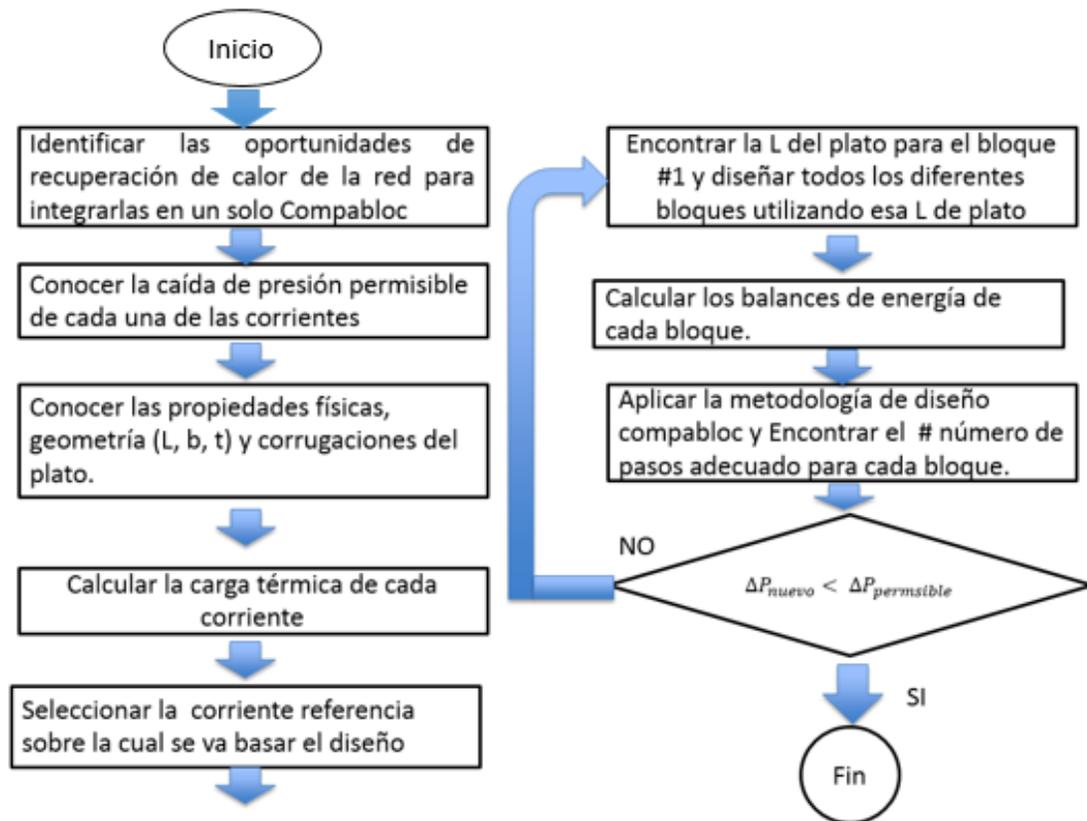
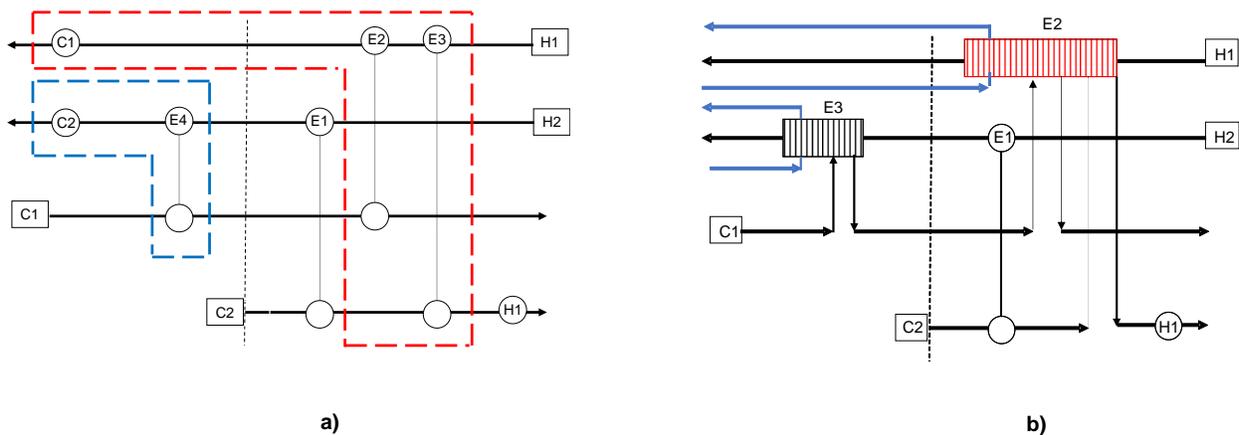


Figura 5.4 Algoritmo de Compabloc multi-corriente.

## 5.4. Reducción del número de equipos con Compabloc MULTI-CORRIENTE.

En principio, el uso de intercambiadores de calor Compabloc de múltiple corriente podría reducir la complejidad de las redes de recuperación de calor existentes ya que se pueden reemplazar varias unidades convencionales de tubo y carcasa en una sola unidad Compacta. Esto traería como resultado ahorro en el espacio de instalación, espacios cómodos para mantenimiento y buenas prácticas de seguridad industrial para la distribución de espacio en el diseño y retrofit de plantas de producción [10].

Para explorar el potencial de reducción del número de unidades en las redes de recuperación de calor, se considera la estructura de la Figura 5.5 (a). La red consta de 4 intercambiadores de calor de proceso-proceso (E1, E2, E3 y E4), dos enfriadores (C1 y C2) y un calentador (H1). La Figura 5.5 (b) muestra una posible opción de múltiples fluidos, donde la carga de calor del intercambiador E4 y el enfriador C2 se fusionan en una sola estructura. Lo mismo se aplica al caso del trabajo térmico de los intercambiadores E2, E3 y enfriador C1.



**Figura 5.5** Uso de la tecnología Compabloc para reducir el número de intercambiadores de calor en una red de recuperación de calor: a) Posible combinación de unidades, b) representación de la red a través de unidades compactas [10].

## 5.5. Caso de estudio Compabloc Multi-Corriente

En esta sección, se analizan las opciones para reducir el número de unidades en una red existente de recuperación de calor de petróleo crudo. Los datos operativos y las propiedades físicas de las corrientes se muestran en las Tablas 5.1 y 5.2 [13]. La Figura 5.6 muestra la red de recuperación de calor del proceso donde sin considerar el calentador H1 (un calentador encendido), la red contiene un total de 11 unidades. El tamaño de los intercambiadores de calor de proceso a proceso que se informa en [13] se da en la Tabla 5.3. No se proporciona el área de superficie de los enfriadores, pero fueron dimensionados para los propósitos de este trabajo. Para un  $\Delta T_{\min}$  de  $58^\circ\text{C}$ , la superficie total de la red es de  $9,350.9\text{ m}^2$  ( $6,960\text{ m}^2$  de proceso a proceso y  $2,390.96\text{ m}^2$  de área de refrigeración).

**Tabla 5.1***Condiciones de operación para el diseño del tren de precalentamiento de crudo*

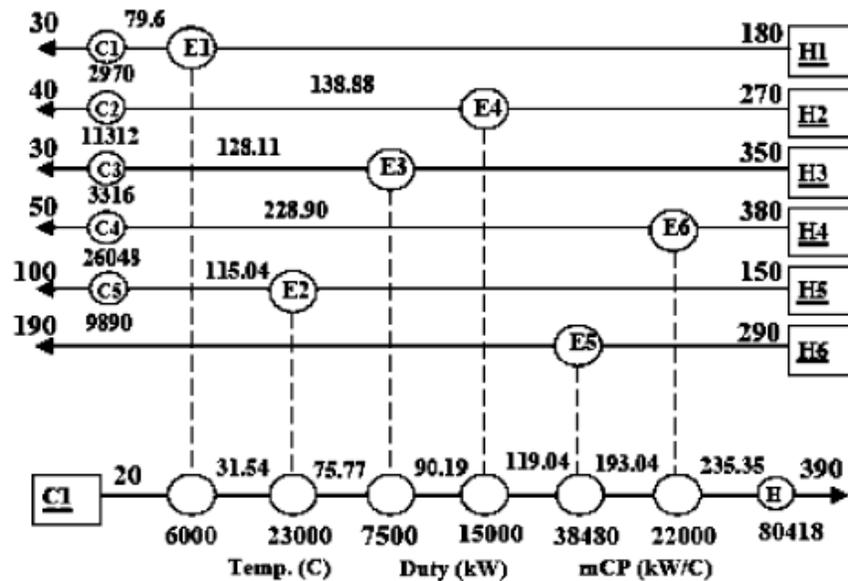
No de Corrientes.	Nombre de las Corrientes	T Entrada (°C)	T Salida (°C)	Flujo másico (kg/s)	HTC (W/m <sup>2</sup> °C)	ΔP (kPa)
1	Kerosene	180	30	23	492.2	45.63
2	LGO	270	40	44	477.8	59.88
3	HGO	350	30	13	439.8	29.47
4	ATB	380	50	56	470.7	85.96
5	Naphtha	150	100	253	561.5	65.36
6	BPA	290	190	148	432.6	74.76
7	Crudo	20	390	200	343.0	172.44

**Tabla 5.2***Propiedades físicas de las corrientes involucradas en el tren de precalentamiento del crudo.*

No de Corrientes	Nombre de las Corrientes	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Capacidad Calorífica (J/kg°C)	Viscosidad (Kg/m s)	Conductividad Térmica (W/m°C)
1	Kerosene	700	2600	0.3	0.12
2	LGO	700	2600	0.4	0.12
3	HGO	750	2600	0.5	0.12
4	ATB	750	2600	0.5	0.12
5	Naphtha	630	2600	0.2	0.12
6	BPA	750	2600	0.4	0.12
7	Crudo	800	2600	1.0	0.12

**Tabla 5.3***Superficie de la red de intercambiadores de calor de carcasa y tubos*

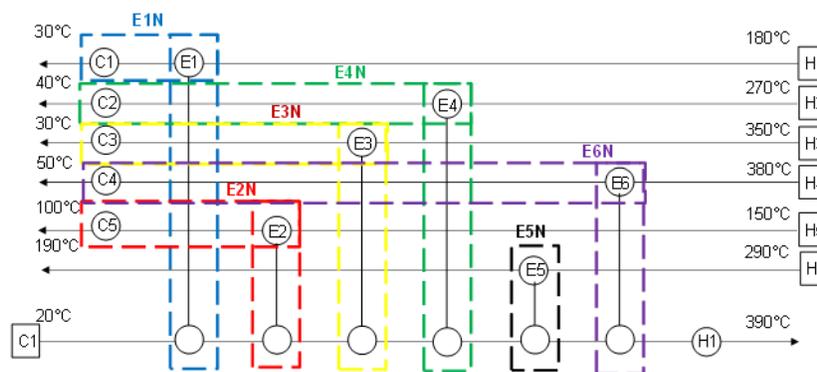
<b>Intercambiadores de calor de proceso a proceso</b>						
	E1	E2	E3	E4	E5	E6
<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	280	1480	280	800	2760	1360
<b>Refrigeradores</b>						
	C1	C2	C3	C4	C5	
<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>	388.4	660.3	284.7	734.1	323.4	



**Figura 5.6** Esquema de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo [13].

### 5.5.1. Diseño número 1 de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo.

Una primera opción para reducir el número de unidades es integrar en una sola unidad un intercambiador de calor de proceso a proceso y el enfriador asociado. Esto se ilustra en la Figura 5.7, donde un total de 11 unidades se ha reducido a 6 sin considerar el calentador H1 (calentador encendido).



**Figura 5.7** Implementación de intercambiadores multi-corrientes para reducir el número de unidades de 11 a 6 Cambiadores en el tren de precalentamiento de crudo.

Los seis nuevos intercambiadores de calor, E1N, E2N, E3N, E4N, E5N y E6N, están diseñados como Compabloc multi-corriente utilizando la información proporcionada en las Tablas

5.1 y 5.2. Los resultados del diseño se presentan en la Tabla 5.4. La superficie total de los nuevos intercambiadores es de 3,598 m<sup>2</sup>. Esto indica que, para la misma recuperación de calor, se puede lograr una reducción de la superficie del 61.5% comparado con la tecnología tubo y carcasa. La Figura 5.8 muestra una representación gráfica de la red propuesta.

<b>Tabla 5.4</b>						
<i>Diseño nuevo número 1 Compabloc multi-corriente</i>						
	E1N		E2N		E3N	
	H1-C1	H1-CW	H5-C1	H5-CW	H3-C1	H3-CW
Surface area (m <sup>2</sup> )	127	201	394	88	188	165
Heat load (kW)	6,000	2,970	23,000	9,890	7,500	3,316
Overall HTC (W/m <sup>2</sup> °C)	489	787	794	1,696	310	697
$\Delta T_{LM}$ (°C)	96	19	73	66	128	29
$\Delta P$ hot (Pa)	835	1,674	13,707	48,599	268	1,381
$\Delta P$ cold (Pa)	47,842	5,556	8,417	3,865	43,783	5,535
Height (m)	0.5	0.8	2.5	0.7	0.8	0.65
Plate width (m)	1.4	1.4	1	1	1.2	1.2
Thermal channels	66	104	396	90	132	116
No. of Passes	2x2	2x2	1x1	1x1	2x2	4x4
Corrugation type	L	H	M	L	L	H
Correction Factor (F)	0.9908	0.9527	0.9312	0.9636	0.9924	0.9698

<b>Tabla 5.4</b>					
<i>Continuación del diseño número 1</i>					
	E4N		E5N	E6N	
	H2-C1	H2-CW	H6-C1	H4-C1	H4-CW
Surface area (m <sup>2</sup> )	447	356	656	426	550
Heat load (kW)	15,000	11,312	38,480	22,000	26,048
Overall HTC (W/m <sup>2</sup> °C)	378	778	795	715	613
$\Delta T_{LM}$ (°C)	89	41	74	72	77
$\Delta P$ hot (kPa)	843	2,208	9,129	2,416	679
$\Delta P$ cold (kPa)	13,937	5,788	15,630	28,885	5,881
Height (m)	1.2	1.2	2.2	2	3.7
Plate width (m)	1.5	1.5	1.4	1	1
Thermal channels	200	160	336	428	552
No. of Passes	3x3	4x4	1x1	1x1	3x3
Corrugation type	L	H	H	H	H
Correction Factor (F)	0.9829	0.9717	0.8859	0.9236	0.9808

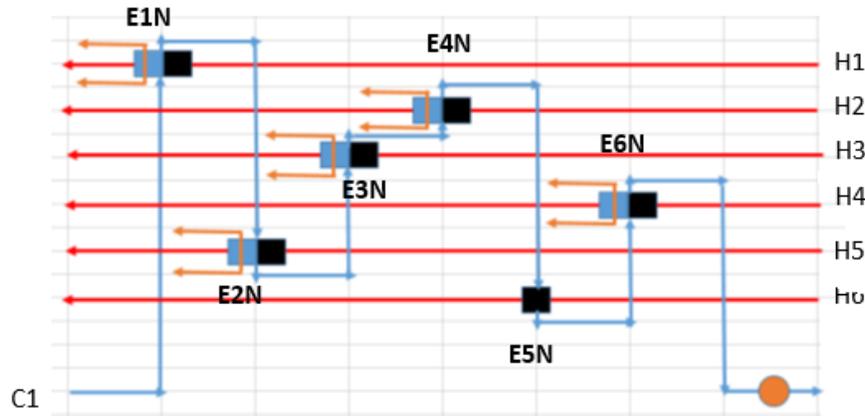
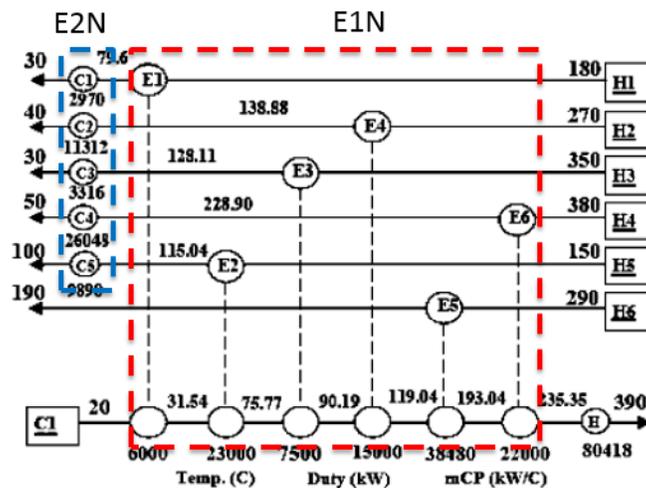


Figura 5.8 Estructura gráfica del diseño número uno de reducción de once a seis equipos

### 5.5.2 Diseño número 2 de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo.

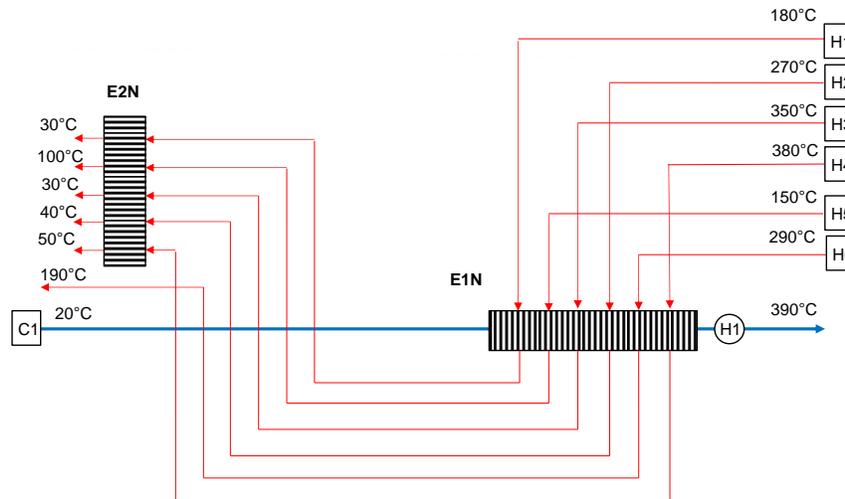
Existen diferentes opciones para reducir el número de unidades en una red de recuperación de calor. Suponiendo que no haya restricciones en el número de intercambiadores de calor que se pueden acomodar en una sola estructura, el número de unidades podría, en principio, reducirse a dos. En la Figura 5.9 se muestra una estructura propuesta. La Tabla 5.5 contiene los resultados del diseño de los dos intercambiadores de calor E1N y los de E2N. La superficie total de los nuevos intercambiadores para el diseño número dos es de 3,795 m<sup>2</sup>. Esto indica que, para la misma recuperación de calor, se puede lograr una reducción de la superficie del 59.4% comparado con la tecnología tubo y carcasa. La Figura 5.10 muestra cómo el sistema multicorriente de sólo dos unidades propuesto.



**Figura 5.9** Implementación de intercambiadores multi-corrientes para reducir el número de unidades de 11 a 2 Cambiadores Comapbloc multi-corriente en el tren de precalentamiento de crudo.

<b>Tabla 5.5</b>						
<i>Diseño nuevo número 2 Comapbloc multi-corriente</i>						
	E1N					
	H4-C1	H6-C1	H2-C1	H3-C1	H5-C1	H1-C1
Surface area (m <sup>2</sup> )	595	631	447	190	506	128
Heat load (kW)	22,000	38,480	15,000	7,500	23,000	6000
Overall HTC (W/m <sup>2</sup> °C)	513	826	378	306	597	488
$\Delta T_{LM}$ (°C)	72	74	89	128	97	97
$\Delta P$ hot (Pa)	2,173	10,925	843	306	9,921	877
$\Delta P$ cold (Pa)	24,241	18,704	13,937	49,918	6,438	50,327
Height (m)	1.4	1.9	1.9	0.6	1.6	0.47
Plate width (m)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Thermal channels	266	282	200	86	226	58
No. of Passes	1x1	1x1	3x3	2x2	4x4	1x1
Corrugation type	M	H	L	L	L	L
Correction Factor (F)	0.9236	0.8859	0.9829	0.9924	0.9661	0.9844

<b>Tabla 5.5</b>					
<i>Continuación del diseño número 2</i>					
	E2N				
	H1-CW	H2-CW	H3-CW	H4-CW	H5-CW
Surface area (m <sup>2</sup> )	178	328	158	550	84
Heat load (kW)	2,970	11,312	3,316	26,048	9,890
Overall HTC (W/m <sup>2</sup> °C)	873	844	726	613	1,767
$\Delta T_{LM}$ (°C)	19	41	29	77	66
$\Delta P$ hot (Pa)	1,697	1,960	1,326	679	55,189
$\Delta P$ cold (Pa)	5,629	5,136	5,311	5,880	4,389
Height (m)	1	1.9	0.8	3.7	0.68
Plate width (m)	1	1	1	1	1
Thermal channels	180	330	160	552	86
No. of Passes	3x3	4x4	4x4	3x3	1x1
Corrugation type	H	H	H	H	L
Correction Factor (F)	0.9675	0.9717	0.9698	0.9808	0.9636



**Figura 5.10** Estructura gráfica del diseño número dos reducción de once a dos equipos

Como cualquier otro tipo de intercambiador de calor multi-corriente, los problemas operativos son cruciales. En el caso de los trenes de precalentamiento de petróleo crudo, cualquier perturbación se puede manejar fácilmente ya que un calentador y un sistema de enfriadores están ubicados en el extremo más alejado de las corrientes. En consecuencia, los problemas de operatividad no son un impedimento importante para el uso de este tipo de configuraciones de intercambiador.

## 5.6 Estudio Económico.

### 5.6.1 Estudio Económico del tamaño del equipo.

Desde un punto de vista teórico, el diseño de redes de recuperación de calor mediante unidades multi-corriente puede ser de interés ya que el número de unidades se puede reducir con los correspondientes costos de instalación. Otro aspecto significativo es que se reduce el área de superficie de transferencia de calor requerida, lo que puede tener implicaciones en los costos. Al final del día, la viabilidad del diseño vendrá determinada por otro aspecto como las capacidades de fabricación de los equipos. Tema que aquí no se discute.

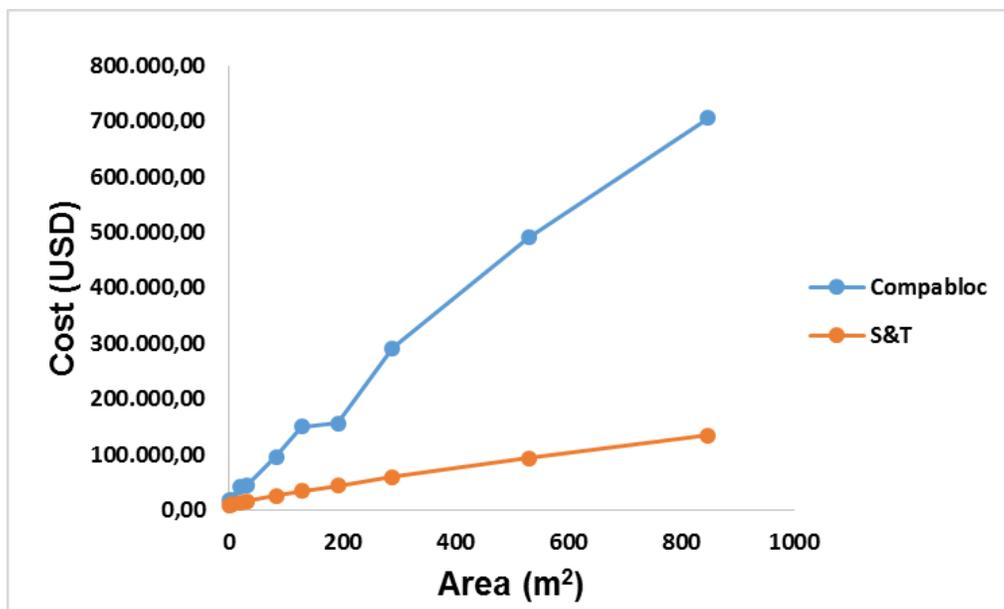
Por lo general, la tecnología de intercambiadores Compabloc tiende a ser más costosa que los intercambiadores convencionales de tubo y carcasa. Para fines de comparación se realizó una cotización con los fabricantes de Compabloc (Alfa Laval) para diferentes áreas de superficie en el material de acero inoxidable SS316. Los datos se presentan gráficamente en la Figura 5.11. Una expresión que se ajusta a estos datos es [20]:

$$C_{Compabloc} = 14,000 + 2000 A^{0.87} \quad (5.1)$$

Para un intercambiador de calor de tubo y carcasa, se utiliza la ecuación de costos indicada en [20]:

$$C_{S\&T} = 8,500 + 409 A^{0.875} \quad (5.1)$$

La Figura 5.11 muestra la comparación de costos entre unidades individuales para las dos tecnologías. Como puede verse, la diferencia de costo aumenta con el tamaño de la unidad.



**Figura 5.11** Comparación de costos entre unidades individuales de intercambiadores Compabloc y S&T.

**Tabla 5.6**  
Costo total de la red del diseño 2 Compabloc vs T&S

E1N	Área [m²]	Costo de Compabloc (USD)	Costo T&S (USD)
H1-C1	128	150239,3834	65122,17992
H5-C1	506	464444,1441	251553,7404
H3-C1	190	206108,0787	65122,17992
H2-C1	447	418387,3306	150381,9167
H6-C1	631	559827,6579	427794,1033
H4-C1	595	532632,5329	234219,9019

	<b>Total</b>	<b>2331639,128</b>	<b>1194194,022</b>
<b>E2N</b>			
<b>H1-CW</b>	178	195507,8438	83895,0140
<b>H5-CW</b>	84	108439,3468	128449,086
<b>H3-CW</b>	158	177629,5218	65952,9511
<b>H2-CW</b>	328	322915,884	140100,9817
<b>H4-CW</b>	550	498334,6448	72731,1683
	<b>Total</b>	<b>1302827,241</b>	<b>491129,2013</b>
<b>Costo total de la red en T&amp;S (USD)</b>			<b>1685323,223</b>
<b>Costo total de la red en Compabloc (USD)</b>		<b>3634466,369</b>	

**Tabla 5.7**

*Costo total de la red del diseño 1 Compabloc vs T&S*

		<b>Área</b>	<b>Costo Compabloc (USD)</b>	<b>Cambia dor T&amp;S</b>	<b>Área</b>	<b>Costo T&amp;S (USD)</b>
<b>E1N</b>	<b>H1-C1</b>	127	149312,9097	<b>E1</b>	280	65122,1799
	<b>H1-CW</b>	201	215748,6167	<b>C1</b>	388,4	83895,0140
	<b>Total</b>		<b>365061,5264</b>	<b>Total</b>		<b>149017,194</b>
<b>E2N</b>	<b>H5-C1</b>	394	376336,1861	<b>E2</b>	1480	251553,7404
	<b>H5-CW</b>	88	112339,9358	<b>C5</b>	323,4	72731,1683
	<b>Total</b>		<b>488676,1219</b>	<b>Total</b>		<b>324284,9088</b>
<b>E3N</b>	<b>H3-C1</b>	188	204347,5646	<b>E3</b>	280	65122,1799
	<b>H3-CW</b>	165	183918,6415	<b>C3</b>	284,7	65952,9511
	<b>Total</b>		<b>388266,206</b>	<b>Total</b>		<b>131075,1311</b>
<b>E4N</b>	<b>H2-C1</b>	447	418387,3306	<b>E4</b>	800	150381,9167
	<b>H2-CW</b>	356	345735,1523	<b>C2</b>	660,3	128449,086
	<b>Total</b>		<b>764122,4829</b>	<b>Total</b>		<b>278831,0027</b>
<b>E5N</b>	<b>H5-C1</b>	656	578594,1006	<b>E5</b>	2760	427794,1033
	<b>Total</b>		<b>578594,1006</b>	<b>Total</b>		<b>427794,1033</b>
<b>E6N</b>	<b>H4-C1</b>	426	401807,6277	<b>E6</b>	1360	234219,9019
	<b>H4-CW</b>	550	498334,6448	<b>C4</b>	734,1	140100,9817
	<b>Total</b>		<b>900142,2725</b>	<b>Total</b>		<b>374320,8836</b>
<b>Total</b>			<b>3484862,71</b>			<b>1685323,223</b>

En la Tabla 5.6 y 5.7 se resumen el costo de los cambiadores Compabloc Comparado con la tecnología de Tubo y carcasa de cada uno de los diseños propuestos en la figura 5.7 y 5.9 de la red de recuperación de calor del tren de precalentamiento de crudo. Se puede apreciar que los intercambiadores Compabloc son más costosos que Tubo y carcasa Comparados área a área.

**Tabla 5.8***Comparación de Área vs recuperación de Calor*

	Diseño 1 de la Red	Diseño 2 de la Red	Diseño T&S
A [m <sup>2</sup> ]	3598	3795	9350,9
Q [KW]	165516	165516	165516
Costo de la Red [USD]	3634466,369	3484862,71	1685323,223

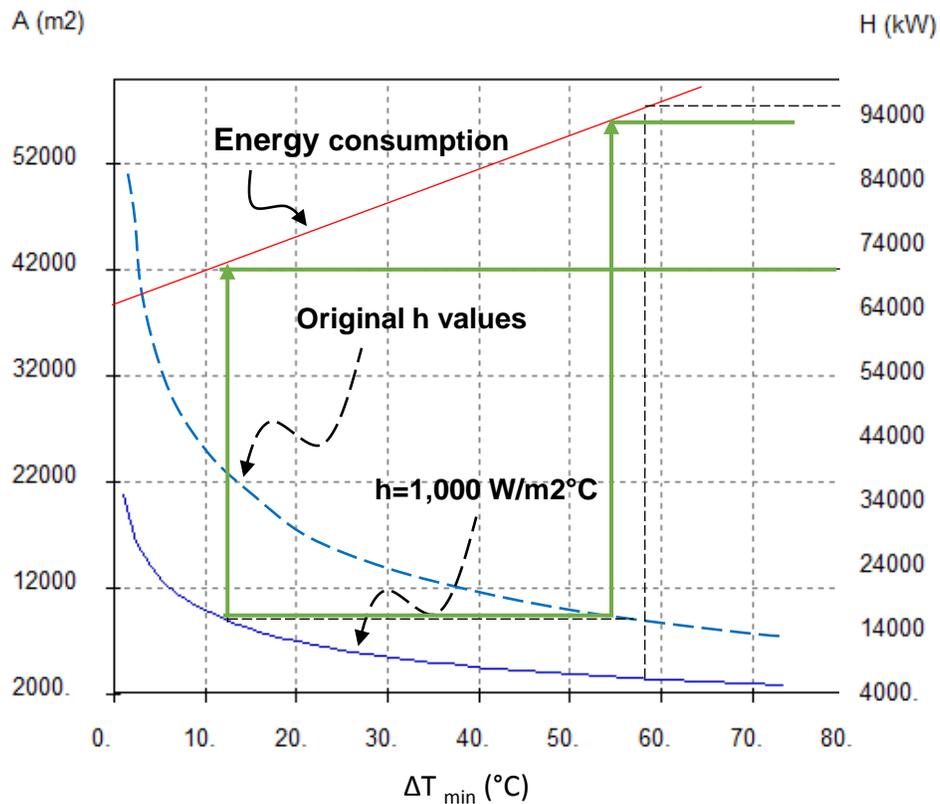
En la Tabla 5.8 se puede observar que el mejor diseño propuesto es el número uno ya que requiere 197 m<sup>2</sup> menos que el diseño número dos. También se puede decir que los intercambiadores Compabloc requieren menor área de transferencia de calor para recuperar la misma carga térmica que los equipos de tubo y carcasa.

### 5.6.2 Estudio Económico por Recuperación de Energía.

Aplicando un enfoque de determinación de objetivos convencional (targeting) [21] y tomando el costo de calentamiento externo como 95.7 USD / kW año, los costos energéticos anuales del tren de precalentamiento crudo de la Figura 5.6 para un  $\Delta T_{\min}$  de 58 °, es 9,138,010.2 USD / año. Considerando la sustitución de la red de intercambiadores de calor de carcasa y tubos cuya superficie total (9,350.96 m<sup>2</sup>) que incluye intercambiadores proceso-proceso y el área de los enfriadores, por 3,598 m<sup>2</sup> de tecnología Compabloc, para la misma recuperación de calor, y si se mantiene que el costo de una sola estructura es independiente de la cantidad de unidades que integra manejadas, el costo de cada red se estima en \$ 1,685,323.22 USD (tubo y coraza) y \$ 3,484,862.71 USD (Compabloc). Esto significa que a expensas de mayores costos de capital, la estructura de la red se puede reducir de 11 a seis unidades. Un proyecto de renovación de este tipo no parece atractivo a menos que se logre algún ahorro de energía.

Una opción de alternativa que vale la pena analizar, es estimar cuánta recuperación de energía se puede lograr si se mantiene la misma área de superficie de proceso- proceso, pero reemplazándola con tecnología Compabloc. En tal escenario, los costos de capital estimados serían de \$ 7,671,220.52 USD. Para realizar una proyección de la reducción del consumo energético mediante Compabloc, se realiza un estudio de targeting. Se supone que el coeficiente de transferencia de calor de todas las corrientes presenta un valor conservador de  $1,000 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ . La Figura 5.12 muestra los resultados de la en una gráfica donde el eje "y" izquierdo muestra los requisitos de Área y el eje "y" derecho el consumo mínimo de energía, ambas variables en función de  $\Delta T_{\min}$ . La línea recta representa la variación del consumo mínimo de energía con  $\Delta T_{\min}$ . La Figura 5.12 muestra dos curvas de Área vs.  $\Delta T_{\min}$ . La curva punteada es la que resulta del uso de intercambiadores de tubo y carcasa convencionales (los valores de los coeficientes de transferencia de calor son los de la Tabla 5.1). De esta gráfica se observa que para una superficie de 9,350.96 m<sup>2</sup>, el consumo mínimo de energía es de 95,486 kW y el  $\Delta T_{\min}$  es de 58 ° C. La segunda curva continua representa los objetivos de área frente a  $\Delta T_{\min}$  que resultan del uso de Compabloc. De esta curva se observa que, si se usara la misma superficie total, el el

delta T mínimo de temperatura podría reducirse a 12 ° C y el consumo de energía a 71,566 kW. Esto representa una reducción del consumo energético del 25% y un ahorro aproximado de 2,289,144 USD / año y una recuperación de la inversión de 3,4 años para un equipo de tiempo de vida de 25 a 30 años.



**Figura 5.12** Análisis de consumo de energía, requerimientos de área y de costos para la sustitución de la tecnología Compabloc por las unidades de tubo y coraza en el tren de precalentamiento de crudo.

# **CAPITULO VI**

# **CONCLUSIONES**

## 6.0. CONCLUSIONES.

El diseño de Intercambiadores de calor de tipo compabloc tiene la capacidad de recuperar energía en unidades más pequeñas, requiere entre 11% a 58% menos area de transferencia de calor que los cambiadores convencionales de tubo y carcasa.

Las características termo-hidráulicas y variables como la longitud del plato, el espacio entre platos y el número de pasos no sólo generan altos coeficientes de transferencia de calor sino que también le permiten al diseño Compabloc obtener valores de caída de presión entre 12.2% a 99.4% menores a los intercambiadores de calor de tubo y carcasa.

Al aumentar el número de pasos, el factor de corrección F tiende a uno. Con esta estrategia de diseño se elimina la limitación de baja efectividad térmica que normalmente se encuentran en las disposiciones de flujo cruzado. Esto se debe a que al colocar múltiples pasos hay un acercamiento al arreglo de flujo global.

Con cuatro pasos, el desempeño del intercambiador de calor compabloc es suficiente. Aumentar más el número de pasos, no tiene sentido porque las variables de diseño se mantienen a excepción del factor de corrección que busca el valor de un arreglo contracorriente.

En aplicaciones donde el espacio y el peso son de suma importancia, Compabloc proporciona la flexibilidad de diseño para acomodar más de tres flujos diferentes en la misma estructura. Tal característica permite la reducción del número de unidades convencionales generando ahorros en los costes de instalación.

Los intercambiadores de calor de tipo Compabloc son sustancialmente más caros que los intercambiadores de calor de tubos y carcasa; sin embargo, para la misma carga térmica, requieren una superficie menor gracias a su alto rendimiento. Si se usa la misma cantidad de área, el aumento en el costo se puede compensar puesto que es posible recuperar más energía térmica, ahorrando inversión en servicios externos. Es por esta razón que los intercambiadores Compabloc son una opción atractiva en proyectos de recuperación de calor.

## **7.0. TRABAJO FUTUROS.**

Desde el punto de vista económico, es necesario complementar la información económica para ampliar el uso de otro tipo de materiales de construcción en intercambiadores compabloc. Esta información abrirá las puertas para implementar estudios de optimización para el diseño de intercambiadores compabloc para ser utilizados tanto en el diseño como en la readecuación de redes industriales de recuperación de calor.

Los aspectos operativos como el ensuciamiento y el control son fundamentales considerando la aplicación práctica. Para el caso de ensuciamiento, es necesario desarrollar los modelos adecuados que se ajusten a las condiciones de los esfuerzos cortantes que se dan en este tipo de equipos.

# REFERENCIAS

## 8.0. REFERENCIAS.

- [1] Andersson, E., Quah, J., & Polley, G. (2009). Experience in the Application of Compabloc TM in Refinery Pre-Heat Trains and First Analysis of Data From an Operational Unit. *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning VIII, 2009*, 39–43.
- [2] Arsenyeva, O. P., Tovazhnyansky, L. L., Kapustenko, P. O., & Khavin, G. L. (2011). Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries. *Energy*, 36(8), 4588–4598.
- [2] Arsenyeva, O. P., Tovazhnyansky, L. L., Kapustenko, P. O., Khavin, G. L., & Yuzbashyan, A. (2015). Shell-and-Plate Heat Exchangers for efficient heat recovery under the industrial application. *Chemical Engineering Transactions*, 45, 1231–1236. <https://doi.org/10.3303/CET1545206>
- [4] Arsenyeva, O. P., Tovazhnyansky, L. L., Kapustenko, P. O., Khavin, G. L., Yuzbashyan, A. P., & Arsenyev, P. Y. (2016). Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Applied Thermal Engineering*, 105, 763–773. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.064>
- [5] Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- [6] Focke, W. W., Zachariades, J., & Olivier, I. (1985). The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(8), 1469–1479.
- [7] Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2020). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press.
- [8] Kays, W. M., & London, A. L. (1984). *Compact heat exchangers*.
- [9] Khavin, G. (2019). Simulation and design of welded plate heat exchangers with channels of different corrugation height. In *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer International Publishing. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4\\_47](https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_47)
- [10] Martínez-rodíguez, G., Rumbo-arias, J. E., & Picón-núñez, M. (2020). *Extending the*

*Use of Welded Plate Heat Exchangers to Multi- Stream Applications*. 81(2011), 481–486. <https://doi.org/10.3303/CET2081081>

- [11] Muley, A., & Manglik, R. M. (1999). *Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates*.
- [12] Navarro, H. A., & Cabezas-Gómez, L. C. (2007). Effectiveness-ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24(4), 509–521. <https://doi.org/10.1590/S0104-66322007000400005>
- [13] Panjeshahi, M. H., & Tahouni, N. (2008). Pressure drop optimisation in debottlenecking of heat exchanger networks. *Energy*, 33(6), 942–951. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.013>
- [14] Picón-Núñez, M., Martínez-Rodríguez, G., & Lopez-Robles, J. L. (2006). Alternative design approach for multipass and multi-stream plate heat exchangers for use in heat recovery systems. *Heat Transfer Engineering*, 27(6), 12–21.
- [15] Polley, G., & Haslego, C. (2002). Using plate exchangers in heat recovery networks. *Chemical Engineering Progress*, 98(10), 48–51.
- [16] Serth, R. W., & Lestina, T. (2014). *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb*. Academic press.
- [17] Sinnott, R. (2005). *Chemical Engineering Design: Chemical Engineering Volume 6*. Elsevier.
- [18] Tamakloe, E. K., Polley, G. T., & Picón-Núñez, M. (2013). Design of Compabloc exchangers to mitigate refinery fouling. *Applied Thermal Engineering*, 60(1–2), 441–448. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.015>
- [19] VLADIMIR, J. A. (2015). *METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- [20] Zulkafli, N. I., Noryani, M., & Dayanasari, A. H. (2014). MINLP model for simultaneous scheduling and retrofit of refinery preheat train. *International Journal of Energy and Environment*, 5(2), 197–206.
- [21] <https://atsystem.ae/all-welded-plate-and-shell-heat-exchanger/>

[22] [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/compabloc/compabloc\\_compact\\_performance\\_ppm00033en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/compabloc/compabloc_compact_performance_ppm00033en.pdf)

[23] [https://sgp.no/wp-content/uploads/2014/12/Produktark-Compabloc\\_ENG.pdf](https://sgp.no/wp-content/uploads/2014/12/Produktark-Compabloc_ENG.pdf)

[24] <https://www.alfalaval.mx/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-soldados-de-placas-y-bloques/compabloc/>

[25] <http://t-solucion.com/wp-content/uploads/Ventajas-del-Intercambiador-de-placas8.pdf>

[26] <https://t-solucion.com/intercambiadores-de-placas-soldados-desmontables/>

[27] <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/increase-efficiency/lower-costs-more-heat-recovery-ppi00230en.pdf>

[28] [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/media/stories/customer\\_story\\_nynas\\_refinery\\_ppi00023en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/media/stories/customer_story_nynas_refinery_ppi00023en.pdf)

[29] [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/a-resounding-yes-for-alfalavals-compabloc\\_case-story\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/a-resounding-yes-for-alfalavals-compabloc_case-story_en.pdf)

[30][https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/compablocs-improve-performance-and-eliminate-corrosion-at-brazilian-oil-refinery\\_case-story\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/welded-plate-and-block-heat-exchangers/compablocs-improve-performance-and-eliminate-corrosion-at-brazilian-oil-refinery_case-story_en.pdf)

[31]<https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/media/stories/lanxess-keeps-choosing-alfa-laval-heat-exchangers.pdf>