

Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Diseño avanzado de una solución de intercambio de calor usando los métodos de Bell-Delaware y Kern

Autor: Ruben Sánchez Caballero

Tutores: José Sánchez Ramos

Servando Álvarez Domínguez

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2024



Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Diseño avanzado de una solución de intercambio de calor usando los métodos de Bell-Delaware y Kern

Autor:

Rubén Sánchez Caballero

Tutor:

José Sánchez Ramos

Profesor titular

Servando Álvarez Domínguez

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2024

Trabajo Fin de Máster: Diseño avanzado de una solución de intercambio de calor usando los métodos de Bell-Delaware y Kern

Autor: Rubén Sánchez Caballero

Tutores: José Sánchez Ramos
Servando Álvarez Domínguez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2024

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Este Trabajo Fin de Máster pone fin a mi etapa académica que comenzó en Castellón, siguió en San Sebastián y finalizó en Sevilla. Ha sido un camino lleno de experiencias, aprendizajes y desafíos inolvidables que me han permitido crecer tanto a nivel personal como profesional.

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia todo el apoyo brindado durante todos estos años de carrera y máster, que sin ellos no podría haber sido posible llegar hasta donde he llegado. Gracias por creer en mí.

A mis amigos que me han acompañado en estas tres etapas, gracias por todos los momentos brindados en estos años, dejando una huella imborrable en mi vida.

A mi tutor José Sánchez Ramos, por la ayuda y apoyo que me ha proporcionado durante el trabajo y por su trato.

A la empresa BP ENERGIA ESPAÑA, S.A.U por la gran experiencia que se obtiene al trabajar en una empresa de ese nivel y por la gran ayuda recibida.

Y por último, a todos los profesores que he tenido a lo largo de esta dura etapa, que me han proporcionado las herramientas necesarias para conocer este campo tan amplio y emocionante como es la ingeniería.

Rubén Sánchez Caballero
Máster en Ingeniería Industrial
Sevilla, 2024

Resumen

Este Trabajo Fin de Máster se centra en el diseño de un intercambiador de calor que haga uso de dos corrientes a diferentes temperaturas para lograr un ahorro energético significativo en la instalación. El proyecto implica enfriar una corriente caliente de makanato a través de una corriente fría de fuel oil. Este proceso permite una reducción considerable en el consumo de energía de los equipos que tratan a ambas corrientes al final del proceso, obteniendo una menor emisión de gases invernadero a la atmósfera.

Inicialmente se hace una breve introducción sobre la necesidad de las empresas de maximizar la eficiencia energética en sus instalaciones debido a la actual crisis energética, indicando técnicas para lograr dicho objetivo.

Una vez introducido el contexto del proyecto se explican los diferentes métodos empleados para el diseño del intercambiador, detallando los pasos a seguir para llegar a la solución del diseño. Con esto se pretende facilitar la comprensión de ambos métodos y facilitar su seguimiento mediante pasos.

Posteriormente, se muestra los resultados adquiridos mediante ambos métodos, donde se comparan con los obtenidos por el fabricante a través del software HTRI.

Para concluir, se presenta dos diseños alternativos por modelo elaborados a través del método de Bell-Delaware, destacando sus ventajas y limitaciones respectivas en comparación al diseño óptimo del fabricante.

Abstract

This Master's Thesis focuses on the design of a heat exchanger that takes advantage of two streams at different temperatures to achieve significant energy savings in the installation. The project involves cooling a hot stream of 'makanate' through a cold stream of fuel oil. This process allows a considerable reduction in the energy consumption of the equipment that treats both streams at the end of the process, obtaining a lower emission of greenhouse gases into the atmosphere.

Initially, a brief introduction is given on the need for companies to maximise energy efficiency in their installations due to the current energy crisis, indicating techniques to achieve this objective.

Once the context of the project has been introduced, the different methods used in the project for the design of the heat exchanger are explained and the steps to be followed to arrive at the design solution are detailed. This is intended to facilitate the understanding of both methods and to make it easier to follow them through steps.

Afterwards, the results obtained by both methods are presented, where they are compared with those obtained by the manufacturer through the HTRI software.

To conclude, two alternative designs per model elaborated through the Bell-Delaware method are presented, highlighting their respective advantages and limitations compared to the manufacturer's optimal design.

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Abstract	XI
Índice	XIII
Índice de Tablas	XVI
Índice de Figuras	XIX
Notación	XXII
1 Introducción	1
1.1 <i>Objetivo</i>	4
2 Intercambiador de calor makanato-fuel oil	11
2.1 <i>Descripción</i>	11
2.2 <i>Trabajo previo</i>	18
2.3 <i>Criterios de selección</i>	20
2.3.1 Disposición de los fluidos	20
2.3.2 Caída de presión y temperatura de funcionamiento	21
2.3.3 Coste económico	21
2.3.4 Caudal másico de los fluidos	22
2.3.5 Ensuciamiento de los fluidos	22
2.3.6 Requisitos de mantenimiento	22
2.3.7 Material de fabricación	22
2.4 <i>Método Bell-Delaware</i>	23
2.4.1 Parámetros iniciales	24
2.4.2 Parámetros principales de Bell-Delaware	36
2.4.3 Factores de corrección	38
2.4.4 Caída de presión en la carcasa	47
2.5 <i>Método de Kern</i>	48
2.5.1 Parámetros iniciales	48
2.5.2 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la carcasa	49
2.5.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de los tubos	51
2.5.4 Caída de presión en la carcasa	53
2.5.5 Caída de presión en los tubos	53
2.6 <i>Parámetros finales</i>	54
3 Resultados	56
3.1 <i>Parámetros iniciales</i>	56
3.2 <i>Resultados método Bell-Delaware</i>	57
3.3 <i>Resultados método de Kern</i>	59
3.4 <i>Comparativa de diseños</i>	61
3.4.1 Primer diseño	61
3.4.2 Diseños alternativos al primer modelo	63
3.4.3 Segundo diseño	69
3.4.4 Diseños alternativos al segundo modelo	71

4	Conclusiones	78
5	Anexos	79
5.1	<i>Anexo A. Especificaciones del diseño final del intercambiador</i>	79
5.2	<i>Anexo B. Tablas de resultados de los diseños realizados</i>	82
5.2.1	Primer diseño Bell-Delaware	82
5.2.2	Primer diseño Kern	84
5.2.3	Diseño alternativo pérdida de carga permitida primer modelo	85
5.2.4	Diseño alternativo pérdida de carga mínima primer modelo	87
5.2.5	Segundo diseño Bell-Delaware	89
5.2.6	Segundo diseño Kern	91
5.2.7	Diseño alternativo pérdida de carga permitida segundo modelo	92
5.2.8	Diseño alternativo pérdida de carga mínima segundo modelo	94
	Referencias	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Propiedades de la corriente de makanato.	13
Tabla 2-2. Propiedades de la corriente de fuel oil.	13
Tabla 2-3. Comparativa de diseños.	18
Tabla 2-4. Nomenclatura tuberías empresa BP.	20
Tabla 2-5. Caída de presión admisible y temperatura de funcionamiento de los fluidos.	21
Tabla 2-6. Propiedades mecánicas aceros al carbono empleados.	23
Tabla 3-1. Potencias térmicas de ambos modelos de intercambiador.	56
Tabla 3-2. Propiedades a temperatura media del makanato.	56
Tabla 3-3. Propiedades a temperatura media del fuel oil.	57
Tabla 3-4. Parámetros iniciales para ambos métodos.	57
Tabla 3-5. Parámetros iniciales Bell-Delaware.	57
Tabla 3-6. Parámetros adicionales Bell-Delaware.	58
Tabla 3-7. Áreas de fuga de flujo del intercambiador.	58
Tabla 3-8. Factores de corrección junto a sus parámetros auxiliares.	58
Tabla 3-9. Coeficiente de convección ideal y final del fluido que circula por el interior de la carcasa.	59
Tabla 3-10. Perdidas de carga en la carcasa y factores de corrección.	59
Tabla 3-11. Parámetros empleados para calcular el coeficiente de convección de los tubos.	60
Tabla 3-12. Parámetros empleados para calcular el coeficiente de convección de la carcasa.	60
Tabla 3-13. Pérdida de carga en tubos y carcasa mediante Kern.	61
Tabla 3-14. Parámetros dimensionales referentes al primer diseño.	61
Tabla 3-15. Parámetros de operación del primer diseño.	62
Tabla 3-16. Parámetros operacionales según el diámetro para menor carga en el primer diseño.	63
Tabla 3-17. Parámetros operacionales del intercambiador en función del corte del baffle.	64
Tabla 3-18. Parámetros operacionales según el espaciado del baffle para menor carga en el primer diseño.	65
Tabla 3-19. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para menor carga en el primer diseño.	66
Tabla 3-20. Parámetros operacionales según el espaciado del baffle para máxima carga admisible en el primer diseño.	67
Tabla 3-21. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el diseño.	68
Tabla 3-22. Parámetros dimensionales referentes al segundo diseño.	70
Tabla 3-23. Parámetros de operación del segundo diseño.	70
Tabla 3-24. Parámetros operacionales según el diámetro para menor carga en el segundo diseño.	71

Tabla 3-25. Parámetros operacionales según el corte del baffle para menor carga en el segundo diseño.	72
Tabla 3-26. Parámetros operacionales según el espaciado entre baffles centrales para menor carga en el segundo diseño.	73
Tabla 3-27. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para menor carga en el segundo diseño.	74
Tabla 3-28. Parámetros según los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el segundo diseño.	75
Tabla 3-29. Parámetros finales del modelo con máxima carga admisible del segundo diseño.	76
Tabla 5-1. Resultado completo primer diseño Bell-Delaware.	82
Tabla 5-2. Resultado completo primer diseño Bell-Delaware.	84
Tabla 5-3. Resultado completo diseño pérdida de carga permitida primer modelo.	85
Tabla 5-4. Resultado completo diseño pérdida de carga mínima primer modelo.	87
Tabla 5-5. Resultado completo segundo diseño Bell-Delaware.	89
Tabla 5-6. Resultado completo segundo diseño Kern.	91
Tabla 5-7. Resultado completo diseño pérdida de carga permitida segundo modelo.	92
Tabla 5-8. Resultado completo diseño pérdida de carga mínima segundo modelo.	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Destino de la energía consumida en 2019.	2
Figura 1-2. Diagrama de proceso en diseños con enfoque Pinch y en diseños tradicionales.	3
Figura 1-3. Intercambiador de placas.	4
Figura 2-1. Ubicación de la refinería BP España.	11
Figura 2-2. Ubicación de la instalación del intercambiador a diseñar.	12
Figura 2-3. Vista general de las unidades de trabajo.	12
Figura 2-4. Intercambiador de horquilla utilizado en el proyecto.	14
Figura 2-5. Ubicación del intercambiador diseñado	15
Figura 2-6. Hoja de especificaciones del primer diseño del fabricante.	16
Figura 2-7. Hoja de especificaciones del segundo diseño del fabricante.	17
Figura 2-8. P&ID línea de makanato.	19
Figura 2-9. P&ID línea de makanato.	19
Figura 2-10. Efecto de la instalación de baffles en la carcasa.	21
Figura 2-11. Intercambiador utilizado en industria alimenticia de acero inoxidable.	23
Figura 2-12. Distribución de los flujos de la carcasa.	24
Figura 2-13. Catálogo de tubos normalizados para intercambiadores.	25
Figura 2-14. Dimensiones de carcasa para placa tubular fija.	26
Figura 2-15. Dimensiones de carcasa para placa tubular con cabeza flotante.	26
Figura 2-16. Disposición de los tubos.	27
Figura 2-17. Longitudes de los tubos de un intercambiador.	28
Figura 2-18. Representación de la distribución de baffles.	29
Figura 2-19. Máxima distancia sin soporte en función del diámetro del tubo.	30
Figura 2-20. Límites mínimos y máximos del espacio entre baffles centrales.	30
Figura 2-21. Distancia entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del baffle.	31
Figura 2-22. Geometría de los baffles.	32
Figura 2-23. Holgura entre el diámetro interior de la carcasa y el haz de tubos.	32
Figura 2-24. Factor de corrección en configuraciones con múltiples pasos por tubos.	34
Figura 2-25. Número de pasos máximo en función del diámetro en la carcasa.	34
Figura 2-26. Valores típicos de resistencias de suciedad en distintas condiciones de fluido.	35
Figura 2-27. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 30°.	39
Figura 2-28. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 45°.	40
Figura 2-29. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 90°.	40
Figura 2-30. Coeficientes de correlación para el cálculo de j_i .	41

Figura 2-31. Factor de corrección por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle.	42
Figura 2-32. Factor de corrección por los efectos de desviación de flujo en el haz de tubos.	43
Figura 2-33. Factor de corrección de caída de presión R_b .	44
Figura 2-34. Factor de corrección por gradiente adverso de temperatura en flujo laminar ($Re < 100$).	45
Figura 2-35. Factor de corrección para el espaciado de baffles en la entrada y en la salida.	46
Figura 2-36. Disposición de tubos en cuadrado y triángulo.	50
Figura 2-37. Factor de corrección para un paso por carcasa y 2, 4, 6 etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por tubo.	54
Figura 2-38. Factor de corrección para un paso por carcasa y 2, 4, 6 etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por tubo.	55
Figura 3-1. Gráfica comparativa de diámetros para menor carga en el primer diseño.	64
Figura 3-2. Gráfica comparativa en función del corte de baffle para menor carga en el primer diseño.	65
Figura 3-3. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para menor carga.	66
Figura 3-4. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para menor carga en el primer diseño.	67
Figura 3-5. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para máxima carga admisible en el primer diseño.	68
Figura 3-6. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el primer diseño.	69
Figura 3-7. Gráfica comparativa de diámetros para menor carga en el segundo diseño.	72
Figura 3-8. Gráfica comparativa en función del corte de baffle para menor carga en el segundo diseño.	73
Figura 3-9. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para menor carga en el segundo diseño.	74
Figura 3-10. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para menor carga en el segundo diseño.	75
Figura 3-11. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el segundo diseño.	76
Figura 5-1. Hoja de especificaciones I complementaria del diseño final.	79
Figura 5-2. Hoja de especificaciones II complementaria del diseño final.	80
Figura 5-3. Hoja de especificaciones III complementaria del diseño final.	81

A	Área de intercambio de calor, m ²
A_1	Área proyectada de la disposición de los tubos perteneciente a un tubo, m ²
A_t	Área de un tubo, m ²
$a_{1,2,3,4}$	Coefficientes de correlación
$a_{1,2,3,4}$	Coefficientes de correlación
$b_{1,2,3,4}$	Coefficientes de correlación
B_c	Corte del baffle, %
CL	Constante de distribución de los tubos
C_p	Calor específico, J/kg·K
CTP	Constante para suponer espacio entre carcasa y círculo exterior del tubo.
D_e	Diámetro equivalente de la carcasa, m
D_i	Diámetro interior del tubo, m
D_o	Diámetro exterior del tubo, m
D_{ctl}	Diámetro límite central de los tubos, m
D_{otl}	Diámetro exterior límite de los tubos, m
D_s	Diámetro de la carcasa, m
D_w	Diámetro equivalente de la ventana del baffle, m
F	Factor de corrección de la temperatura logarítmica media
f	Factor de fricción
F_{bsp}	Ratio entre el bypass y el área de flujo cruzado
F_c	Fracción de tubos en flujo perpendicular
F_w	Fracción de tubos en una ventana del baffle
G_s	Velocidad másica, kg/m ²
h_s	Coefficiente de convección de la carcasa, W/m ² K
h_{id}	Coefficiente de convección ideal de la carcasa, w/m ² K
J_b	Factor de corrección por los efectos de desviación de flujo en el haz de tubos
J_c	Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle
j_i	Factor ideal de Colburn
J_l	Factor de corrección por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle
J_r	Factor de corrección para flujo laminar por gradiente adverso de temperatura
J_s	Factor de corrección por el espaciado de baffles en la entrada y salida
K_w	Conductividad térmica del material del tubo, W/m·K
DTLM	Diferencia de temperatura media logarítmica, °C
L_{bb}	Holgura entre el diámetro interior de la carcasa y el haz de tubos, m.
L_{bc}	Distancia entre baffles centrales, m
L_{bi}	Distancia entre baffle de entrada, m

L_{bo}	Distancia entre baffle de salida, m
L_t	Longitud total de los tubos, m
L_{ta}	Longitud efectiva del tubo para transferencia de calor, m
L_{tb}	Distancia entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del baffle, m
L_{ti}	Longitud de tubo del baffle, m
L_{to}	Longitud nominal total del tubo, m
L_{tp}	Espaciado de tubos, m
L_{ts}	Espesor de la placa tubular, m
L_{sb}	Holgura entre el diámetro exterior de la carcasa y el diámetro exterior del baffle, m
L_{wp}	Distancia efectiva de la ventana, m
\dot{m}	Caudal másico, kg/s
\dot{m}_w	Caudal másico en la ventana de los baffles, kg/s
N_b	Número de baffles
N_{ss}	Pares de tiras de sellado en un corte de baffle
N_t	Número total de tubos
N_{tp}	Número de pasos por carcasa
N_{tcc}	Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado
Nu	Número de Nusselt
P	Coefficiente de efectividad
Pr	Número de Prandtl
Q	Potencia térmica, W
R	Relación de capacidades térmicas
R_b	Factor de corrección para la caída de presión por efectos de desviación de flujo en el haz de tubos
Re	Número de Reynolds
$R_{f,o}$	Factor de ensuciamiento de la carcasa, $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
$R_{f,i}$	Factor de ensuciamiento de los tubos, $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
R_l	Factor de corrección en caída de presión para efecto de fuga en baffles
r_{ss}, r_{lm}	Parámetros correlaciones
S_b	Área de reflujo en el banco de tubos, m^2
S_c	Área de corte, m^2
S_m	Área de flujo cruzado, m^2
S_{sb}	Área de fuga entre la carcasa y el baffle, m^2
S_{tb}	Área de fuga entre el tubo y el baffle, m^2
S_w	Área de flujo de la ventana, m^2
S_{wg}	Área entre el diámetro interno de la carcasa y la arista del corte del baffle, m^2
S_{wt}	Área ocupada por los tubos en la ventana, m^2
$T_{s,AV}$	Temperatura media del fluido que circula por la carcasa, $^\circ\text{C}$
U	Coefficiente global de transmisión de calor, $\text{W/m}^2\text{k}$
μ	Viscosidad dinámica, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
μ_p	Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
$\mu_{s,w}$	Viscosidad dinámica del fluido que circula por carcasa a la temperatura de la pared del tubo, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
v_t	Velocidad del fluido que circula por el tubo, m/s

v_s	Velocidad del fluido que circula por la carcasa, m/s
ρ	Densidad del fluido, kg/m ³
Δp_c	Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pa
Δp_e	Caída de presión en la entrada y salida del intercambiador, Pa
Δp_{total}	Caída de presión en los tubos, Pa
Δp_s	Caída de presión en la carcasa, Pa
Δp_w	Caída de presión en la ventana de los baffles, Pa
ΔT_{LM}	Diferencia de temperatura logarítmica media, °c
θ_{ds}	Ángulo subtendido por el diámetro interno de la carcasa y el corte del baffle, °
θ_{ctl}	Ángulo subtendido por el corte del baffle y el diámetro que atraviesa los centro de los tubos más externos del haz de tubos, °
θ_{tp}	Arreglo de tubos, °
Ψ_c, Ψ_n	Factores de corrección

1 INTRODUCCIÓN

En la población actual nadie quiere malgastar energía, pero para las empresas, reducir la factura energética tiene un doble impacto positivo: financiero y ambiental. Desde la reciente guerra en Ucrania la urgencia financiera de recortar los costes de energía es más clara que nunca. Este ahorro energético también fortalece la competitividad y posición de una determinada empresa en el mercado, dotándola de una imagen y reputación positiva, clave en el mundo actual de los negocios.

Para lograr el objetivo de reducir la factura energética de una planta es necesario lograr la eficiencia energética de todas las instalaciones que dotan los distintos procesos productivos de la empresa. Dicha eficiencia es la capacidad de obtener el máximo rendimiento utilizando la menor cantidad de energía posible para realizar un determinado proceso. Con la reducción del consumo de energía se logra emitir menos gases de efecto invernadero, junto a otros tipos sustancias nocivas que contribuyen a la contaminación ambiental.

La reducción de las emisiones de gases invernadero es necesaria en las empresas de todo el mundo debido al Acuerdo de París, donde los líderes mundiales se juntaron para abordar el cambio climático y sus consecuencias. El acuerdo consiste en una serie de medidas en las que destaca la reducción de gases invernadero, con el fin de limitar el aumento de la temperatura global en este siglo a 2°C [1], intentando llegar a la reducción de 1,5°C. Cada país está obligado a tomar unas medidas a nivel nacional, que serán revisadas cada cinco años, con el objetivo de alcanzar las puntos propuestos en el acuerdo.

España creó la Ley 7/2021 donde se obliga a un determinado tipo de empresas realizar un cálculo de las emisiones que se generan con los distintos procesos productivos junto a un plan de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero donde se especifiquen los objetivos y medidas necesarias, que serán revisadas cada cinco años. Otros objetivos a cumplir que se incluyeron en la ley son la reducción del 23% de los gases de efecto invernadero, una generación de electricidad de al menos un 74% a través de energías renovables y mejorar la eficiencia energética disminuyendo el consumo de energía primaria en, al menos, un 39,5% con respecto a la línea base determinada en la normativa comunitaria [2].

Con esto se puede concluir que la eficiencia energética es obligatoria para una empresa con el fin de cumplir con las regulaciones y reducir los gastos operativos asociados a la electricidad, gases y otros combustibles, proporcionando diversos beneficios ambientales y fomentando un desarrollo más sostenible.

En la actualidad, la mayoría de las instalaciones industriales requieren de la transferencia de energía térmica para elaborar productos y generar electricidad, mejorando la eficiencia energética de ellas. En la gran mayoría de empresas se encuentran intercambiadores de calor con el fin de aprovechar el calor o el frío de una determinada corriente para enfriar o calentar otra. Con esto se logra una eficiencia energética ya que no se necesita alimentar un equipo con gas, electricidad o cualquier tipo de combustible para calentar la corriente ya que se ha aprovechado una corriente a mayor temperatura por la que se ha transferido calor.

Estos equipos han garantizado un gran ahorro a empresas que antiguamente no daban un uso secundario a corrientes que formaban parte de un determinado proceso industrial, estimándose que del 20% al 50% [3] de la energía consumida es desaprovechada y perdida por medio de corrientes de calor residual.

En la Figura 1-1 se puede apreciar el porcentaje de la energía consumida que fue desaprovechada en 2019.



Figura 1-1. Destino de la energía consumida en 2019. [4]

Una de las formas recurrentes para obtener eficiencia energética en una instalación es mediante la incorporación de recuperadores de calor. Estos equipos son utilizados principalmente en instalaciones de climatización de edificios sostenibles y plantas industriales, estimando que se recupera hasta un 92% del calor aire [5], reutilizándose cuando se requiera calentar el aire, evitando el uso de calderas o radiadores. Además, estos equipos pueden ser utilizados en otras aplicaciones como en purgas donde se capta la energía térmica del agua caliente de una caldera para precalentar el agua del circuito que se repone [6] o en calderas o equipos que realizan un proceso de combustión con el fin de recuperar el calor que se desprende.

Con el aumento de los precios de los combustibles y las restricciones normativas, las empresas han impulsado medidas para reducir estos focos de energía desaprovechada de manera que se consiga un menor consumo energético, como es el caso de la utilización del análisis Pinch.

El análisis Pinch es una metodología aplicable en ingeniería de procesos para optimizar el consumo de energía y maximizar la eficiencia de los diferentes sistemas que forman el proceso productivo de una planta. Fue desarrollada por Linnhoff en 1977, con la necesidad de reducir los costes de las plantas químicas debido a la crisis energética originada en 1970.

La metodología Pinch se apoya en la primera ley de la Termodinámica, que indica que la energía no puede ser creada ni destruida, solo convertida de una forma a otra y en la segunda ley que determina la dirección del flujo de calor. El análisis comienza con el estudio de las propiedades y datos térmicos de las diferentes corrientes del proceso con el fin de identificar la variación de temperatura mínima ideal para una buena transferencia de calor. Mediante el empleo de curvas compuestas en función de la entalpía y temperatura de las corrientes que aparecen en el proceso se puede obtener la mínima energía requerida, el área mínima para la transferencia de calor y el número de intercambiadores de calor necesarios.

Con la información adquirida a lo largo del proceso se puede estimar los objetivos y las metas que se quiere llegar respecto al ahorro de gastos en la planta, el funcionamiento práctico de la red de intercambiadores diseñada y la inversión a realizar para su realización. Como se puede apreciar en la Figura 1-2, al contrario que en los procesos tradicionales, el análisis Pinch es iterativo con el fin de obtener el diseño óptimo para la red de intercambiadores.

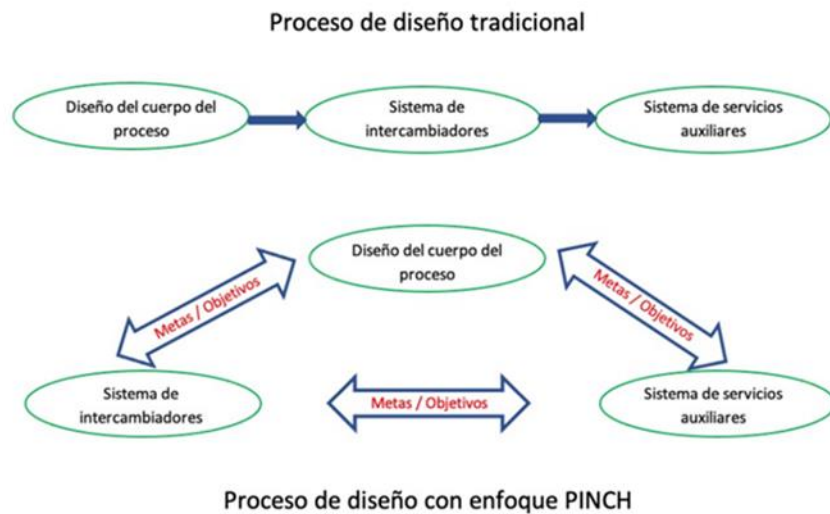


Figura 1-2. Diagrama de proceso en diseños con enfoque Pinch y en diseños tradicionales.^[7]

Otra manera de identificar ineficiencias energéticas en un proceso industrial es a través de auditorías energéticas. En ellas se realiza un procedimiento sistemático con el fin de conocer el perfil de consumo de energía de una instalación industrial o edificación para obtener un ahorro energético. Según el Real Decreto 56/2016 [8] las empresas que dispongan de más de 250 empleados, un balance general con activos superiores a 43 millones de euros y un volumen de negocios superior a 50 millones de euros deberán de ejecutar una auditoría energética cada 4 años o bien aplicar un sistema de gestión energética (ISO 50001) que incluya una auditoría con un mínimo estudio del 85% del consumo total de energía [8].

En el caso de la empresa BP ENERGIA ESPAÑA S.A.U, empresa donde se ha realizado el proyecto, la ineficiencia energética de una parte del proceso de la unidad de Coker se identificó a través de un proyecto de optimización de energía en el año 2021 denominado ‘BP CASTELLÓN-ENERGY OPTIMISATION PROJECT’ en el que se identificó la posibilidad de precalentar una corriente de fuel oil mediante una corriente de makanato a mayor temperatura. El ahorro energético debe de cuantificarse mediante el diseño avanzado de una red de intercambiadores de calor con el fin de analizar si es viable la realización del proyecto con el ahorro obtenido.

Los diseños realizados con un enfoque específico teniendo en cuenta una variedad de factores como las condiciones de operación, propiedades del fluido o limitaciones del proyecto se denominan diseños AD-HOC. Este tipo de diseño implica un análisis minucioso y personalizado de todos los requisitos y condiciones del proceso consiguiendo un mayor rendimiento de la red de los intercambiadores, optimizando la transferencia de calor en función de las condiciones de diseño expuestas. Es común realizar diseños AD-HOC en industrias con procesos complejos o que trabajan con fluidos no comunes, como puede ser una refinería de petróleo, o en redes con gran potencial de optimización de eficiencia energética.

Con la necesidad del ahorro energético cada vez más empresas buscan una solución particular para el diseño del intercambiador con el objetivo de obtener las mínimas pérdidas de energía en la instalación. No siempre se requiere un análisis AD-HOC en la industria ya que conlleva un tiempo prolongado y un coste alto. Hay casos donde la aplicación del intercambiador es típica y no se requiere de un diseño específico como en procesos normalizados con fluidos comúnmente usados como la preservación de alimentos o en la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire.



Figura 1-3. Intercambiador de placas.^[9]

Los diseños estándares son óptimos en situaciones donde se tenga un plazo y presupuesto reducido ya que normalmente suelen tener una disponibilidad inmediata y son más económicos que las soluciones particulares. Adicionalmente los intercambiadores estándares suelen ser compatibles con una gran variedad de componentes y sistemas compatibles presentando información detallada sobre el uso del equipo y las especificaciones que ofrece en su ficha técnica de una manera más detallada que en una solución particular.

Con el contexto del proyecto expuesto se requiere la realización de un diseño AD-HOC de una red de intercambiadores con el fin de optimizar la transferencia de calor de los fluidos que están presentes en la instalación y obtener un ahorro energético que suponga una reducción del consumo de gas natural y reduciendo las emisiones de CO₂.

1.1 Objetivo

El objetivo principal del Trabajo Fin de Máster es diseñar y dimensionar un proyecto básico ampliado, en este caso un intercambiador de calor de tipo horquilla, que se adapte a las dos corrientes presentes, una de fuel oíl y otra de makanato, con el fin de obtener una eficiencia energética en la planta reduciendo el consumo energético de la instalación.

Los objetivos específicos del proyecto son definir, dimensionar y calcular los diferentes parámetros del intercambiador tipo horquilla mediante dos métodos: el Método de Kern y el Método de Bell-Delaware, para finalmente seleccionar los diseños más eficientes y económicos de ambos métodos, comparándolos con los diseños obtenidos por el fabricante a través del software HTRI. De manera adicional, se realizan cuatro diseños alternativos a través de las correlaciones de Bell-Delaware donde se busca presentar diferentes soluciones al diseño óptimo del fabricante.

Con la realización del proyecto se procura aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo del máster y la carrera en las asignaturas Tecnología Energética e Ingeniería Térmica.

2 INTERCAMBIADOR DE CALOR MAKANATO-FUEL OIL

2.1 Descripción

El proyecto se efectúa en la refinería de BP Energía España que se encuentra en el municipio de El Grao de Castellón, en la provincia de Castellón de la Plana. La planta industrial se localiza en el Polígono Industrial El Serrallo, s/n.

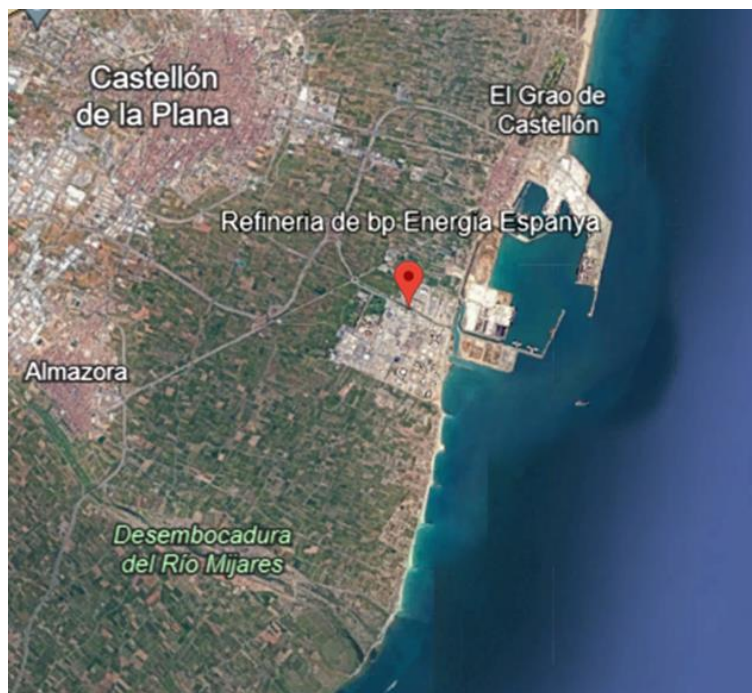


Figura 2-1. Ubicación de la refinería BP España. ^[10]

El sistema de intercambiadores de calor a diseñar se ubica en el interior de la unidad de coker, concretamente al este de la calle que da acceso al interior de la unidad y en el sur de la calle 18 con coordenadas $39^{\circ} 57'00''$ N $0^{\circ} 00'19''$ W.



Figura 2-2. Ubicación de la instalación del intercambiador a diseñar.^[10]

Antes de la implantación de la red de intercambiadores se tienen dos unidades principales por las que circulan dos fluidos, el makanato y fuel oil. La unidad por la que fluye el makanato se denomina makfiner mientras que la unidad por la que circula el fuel oil se denomina unidad de coker. En la Figura 2-3 se puede apreciar una vista general de las distintas áreas presentes en el proyecto, siendo el área roja la unidad makfiner, mientras que el área amarilla es la unidad de coker.



Figura 2-3. Vista general de las unidades de trabajo.

La corriente de makanato es enfriada por ventiladores industriales para reducir el calor disipado a la atmósfera, mientras que la corriente de fuel oil es calentada en una caldera alimentada mediante gas natural. Con la realización del proyecto se pretende diseñar un sistema de intercambiadores en la unidad de coker que aproveche la alta temperatura del makanato para calentar la corriente de fuel oil que está a menor temperatura. En consecuencia, se logra un ahorro energético puesto que la corriente de fuel oil al estar a mayor temperatura, pasará menos tiempo en la caldera. De la misma manera, se va a obtener un ahorro energético en la corriente de makanato ya que se reduce el tiempo de utilización del ventilador, por lo que se adquiere una eficiencia energética por partida doble.

Para materializar el diseño del equipo es necesario conocer las propiedades de ambas corrientes a la temperatura de entrada y salida del intercambiador. En la siguiente tabla se va a mostrar las propiedades del makanato, que circula por el interior de los tubos:

Tabla 2-1. Propiedades de la corriente de makanato.

Propiedades makanato (tubos)		
Caudal másico (kg/h)	25,556	
Temperatura (entrada/salida, °C)	188	161,22
Gravedad específica(kg/m ³)	713,3	734,4
Viscosidad (Pa·s)	0,000397	0,001
Calor específico (J/kg·K)	2539,7	2427,9
Caída presión admitida (kPa)	98,0665	
Velocidad (m/s)	1,8	
Conductividad térmica (W/m·K)	0,101	0,104

Una vez mostradas las propiedades del makanato, se presenta las propiedades del fuel oil que circula por el exterior de los tubos:

Tabla 2-2. Propiedades de la corriente de fuel oil.

Propiedades fuel oil (carcasa)		
Caudal másico (kg/h)	8,889	
Temperatura (entrada/salida, °C)	65	160
Gravedad específica(kg/m ³)	984,3	925,4
Viscosidad (Pa·s)	0,492	0,0213
Calor específico (J/kg·K)	1839,7	2185,9
Caída presión admitida (kPa)	196,133	
Velocidad (m/s)	0,33	
Conductividad térmica (W/m·K)	0,128	0,128

Estas propiedades son enviadas por el equipo de ingeniería de la empresa BP al equipo de ingeniería que va a llevar a cabo el diseño y al fabricante asociado. A lo largo de los distintos métodos aplicados para elaborar el diseño del intercambiador se utilizan las propiedades de ambas corrientes a una temperatura media entre la de entrada y salida de cada corriente.

Es importante saber que el diseño realizado por el fabricante se realiza mediante el software HTRI, obteniendo resultados más realistas y precisos que los calculados a mano. En el proyecto se compararán la solución proporcionada por el software con los obtenidos para buscar relaciones y contrastar los distintos resultados.

Para la realización del diseño, la empresa BP impone una serie de limitaciones y parámetros a seguir. Una de las limitaciones iniciales es el tipo de intercambiador a emplear en la red. Normalmente, para aplicaciones de estos tipos, el intercambiador que se utiliza en la refinería es el de carcasa-tubos y el de tipo horquilla, debido a que son los más eficientes para las condiciones a las que se va a trabajar con los fluidos, ya que trabajan a niveles de presión elevados con exigencias medioambientales muy estrictas.

A pesar de la limitación del tipo del intercambiador, se realiza un análisis del mejor modelo para la instalación, descartando los intercambiadores de placas por la potencia térmica requerida, por lo que para este proyecto se propone que el modelo sea un intercambiador de tipo horquilla. Este tipo de intercambiadores presentan una mayor eficiencia térmica que el intercambiador con múltiples pasos [11], ya que el fluido de la carcasa circula en todo momento a contracorriente del fluido de los tubos. Otra ventaja es que requiere de menos sección que el intercambiador con múltiples pasos por los tubos obteniendo un diseño más compacto y económico. En la Figura 2-4 se muestra el intercambiador ya fabricado que forma parte de la red de intercambiadores diseñada para el proyecto.

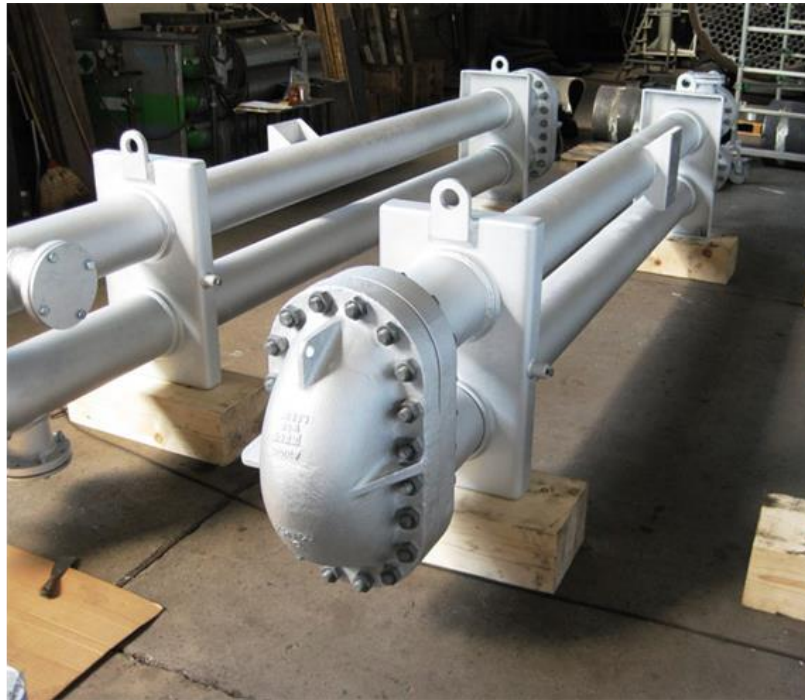


Figura 2-4. Intercambiador de horquilla utilizado en el proyecto.

El diseño del sistema de intercambiadores presenta una limitación de altitud ya que la altura máxima de la zona donde va a ir instalado el equipo alcanza los 3,376 metros. Otra limitación dimensional a tener en cuenta es la superficie total ya que no deberá de superar los 150 m² de espacio disponibles.



Figura 2-5. Ubicación del intercambiador diseñado

Con las condiciones de contorno a seguir y las propiedades de cada fluido enviadas al fabricante asociado a la empresa, se espera que se entregue un informe con el resultado del diseño más eficiente del intercambiador que cumpla con las restricciones de diseño. Adicionalmente, se solicita al fabricante que proporcione recomendaciones sobre posibles mejoras en el diseño para optimizar el rendimiento y alargar la vida útil del equipo.

Como se ha comentado anteriormente, el diseño elaborado por el fabricante se realiza a través del software HTRI, donde se proporcionan las características mecánicas y de diseño del intercambiador que se va a instalar en la unidad de coker. El propósito principal de este proyecto es obtener un diseño con las mismas prestaciones que el modelo de intercambiador calculado por el fabricante para comprobar la precisión de los distintos métodos empleados en el proyecto. Este enfoque no solo permite validar la exactitud de los métodos empleados, sino que también permite identificar cualquier diferencia entre el diseño teórico y el comportamiento real del intercambiador durante su funcionamiento.

La primera solución entregada por el fabricante es la que se presenta en la Figura 2-6, donde se muestra la hoja de especificaciones que el software HTRI proporciona una vez realizados los cálculos y las iteraciones necesarias para obtener el diseño óptimo, teniendo en cuenta las condiciones de contorno y parámetros iniciales impuestos por la empresa. En esta figura, se destacan los parámetros clave del intercambiador de calor como la caída de presión permitida en los tubos y en la carcasa, la caída de presión que se genera dentro del intercambiador, la transferencia de calor entre ambos fluidos, los parámetros dimensionales del equipo y los materiales a emplear en el intercambiador, permitiendo una comparación directa con los objetivos iniciales del proyecto facilitando la identificación de áreas con potencial de mejoras.



Con la hoja de especificaciones enviada por el fabricante, se realiza una serie de simulaciones para comprobar que el intercambiador modelado por el mismo puede trabajar con las condiciones que indica dicha hoja y evitar algún inconveniente futuro.

HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company:				MKH Units	
		BP		Job No.			
		BP User		Reference No.			
Customer				Proposal No.			
Address				Date		Rev	
Plant Location				Item No.			
Service of Unit				Connected In		2 Parallel 1 Series	
Size		254.2 x 6096 mm		Type		Hairpin Horizontal	
Surf/Unit (Gross/Eff)		94.552 / 89.338 m ²		Shell/Unit		2 Surf/Shell (Gross/Eff) 47.276 / 44.669 m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Fuel			Makanato		
Fluid Quantity, Total		32000			92000		
Vapor (In/Out)							
Liquid		32000			92000		
Steam							
Water							
Noncondensables							
Temperature (In/Out)		65.00 160.00			188.00 161.22		
Specific Gravity		0.9843 0.9254			0.7133 0.7344		
Viscosity		492.13 21.326			0.3979 0.5178		
Molecular Weight, Vapor							
Molecular Weight, Noncondensables							
Specific Heat		0.4394 0.5221			0.6066 0.5799		
Thermal Conductivity		0.1101 0.0991			0.0871 0.0899		
Latent Heat							
Inlet Pressure		4.000			12.000		
Velocity		0.33			1.80		
Pressure Drop, Allow/Calc		2.000 0.801			1.000 0.307		
Fouling Resistance (min)		0.001395			0.000600		
Heat Exchanged		1462544 kcal/hr			MTD (Corrected) 53.7 C		
Transfer Rate, Service		305.06 kcal/m ² -hr-C			Clean 332.87 kcal/m ² -hr-C Actual 193.42 kcal/m ² -hr-C		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design/Test Pressure		Shell Side 14.000 /		Tube Side 26.000 /			
Design Temperature		C 195.00		C 272.00			
No Passes per Shell		1		1			
Corrosion Allowance		mm 3.175		mm 3.175			
Connections		In mm 1 @ 102.26		Out mm 1 @ 193.68			
Size & Rating		Out mm 1 @ 102.26		Intermediate @			
Tube No. 57		OD 19.050 mm		Thk(Avg) 2.108 mm		Length 6096. mm Pitch 25.399 mm	
Tube Type Plain				Material SA-214 Tube (W) K01807		Tube pattern 45	
Shell SA-516 70 Pi. K02700		ID 254.20 OD 270.08 mm		Shell Cover SA-516 70 Pi. K02700			
Channel or Bonnet SA-516 70 Pi. K02700				Channel Cover SA-516 70 Pi. K02700			
Tubesheet-Stationary SA-105 Forgings K03504				Tubesheet-Floating			
Floating Head Cover				Impingement Plate None			
Baffles-Cross Carbon steel		Type Single-Seg.		%Cut (Diam) 25		Spacing(c/c) 160.42 Inlet 446.61 mm	
Baffles-Long				Seal Type None			
Supports-Tube				U-Bend		Type None	
Bypass Seal Arrangement 2 pairs seal strips				Tube-Tubesheet Joint Expanded (2 grooves)			
Expansion Joint				Type None			
Rho-V2-Inlet Nozzle 297.65 kg/m-s ²				Bundle Entrance 23.37		Bundle Exit 24.86 kg/m-s ²	
Gaskets-Shell Side Ring Joint (Soft Steel)				Tube Side Solid Mtl. Flat (Soft Steel)			
- Return bonnet Mach. Mtl. (Kammprofile/Flex. Face)							
Code Requirements				TEMA Class R			
Weight/Shell 1870.6 kg		Filled with Water 2471.0 kg		Bundle 858.28 kg			
Remarks:							
Reprinted with Permission							

Figura 2-6. Hoja de especificaciones del primer diseño del fabricante.

A la hora de llevar a cabo las simulaciones, la empresa identificó que no era posible llegar a los 160°C de fuel oil impuestos al principio del diseño para alcanzar la eficiencia energética deseada, por lo que había dos opciones, mantener la temperatura establecida anteriormente y aumentar el área de transferencia de calor lo que supondría un mayor coste o reducir la temperatura de salida de la corriente de fuel oil sin tener que asumir un mayor coste en el intercambiador.

Con la disminución de la temperatura de salida del fuel oil, la temperatura del makanato asciende, quedando el diseño final del intercambiador de la siguiente manera:

		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 38		
		Released to the following HTRI Member Company: PROYSER CALDERERIA S.A.				MKH Units		
Customer	BP	Job No.		Reference No.		Proposal No.		
Address		Date		Rev				
Plant Location	Castellón-Spain	Item No.		E-4126 A-B				
Service of Unit	Precaentador FO de tanques a D-4121	Connected In		2 Parallel		1 Series		
Size	254,4 x 6096 mm	Type	Hairpin	Horizontal				
Surf/Unit (Gross/Eff)	96,833 / 90,028 m2	Shell/Unit	2	Surf/Shell (Gross/Eff)		48,416 / 45,014 m2		
PERFORMANCE OF ONE UNIT								
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side			
Fluid Name		FUEL			MAKANATO			
Fluid Quantity, Total		kg/hr			32000			
Vapor (In/Out)					92000			
Liquid		32000			32000			
Steam					92000			
Water					92000			
Noncondensables								
Temperature (In/Out)		C			65,00 142,04 188,00 166,73			
Specific Gravity		0,9847			0,9370 0,7136 0,7304			
Viscosity		cP			492,13 34,578 0,3979 0,4892			
Molecular Weight, Vapor								
Molecular Weight, Noncondensables								
Specific Heat		kcal/kg-C			0,4394 0,5065 0,6066 0,5854			
Thermal Conductivity		kcal/hr-m-C			0,1101 0,1012 0,0871 0,0893			
Latent Heat		kcal/kg						
Inlet Pressure		kg/cm2A			4,000 12,000			
Velocity		m/s			0,34 1,80			
Pressure Drop, Allow/Calc		kgf/cm2			2,000 1,062 1,000 0,314			
Fouling Resistance (min)		m2-hr-C/kcal			0,001395 0,000600			
Heat Exchanged		1166131 kcal/hr			MTD (Corrected) 69,2 C			
Transfer Rate, Service		187,27 kcal/m2-hr-C			Clean	319,72 kcal/m2-hr-C Actual 188,93 kcal/m2-hr-C		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)				
Design/Test Pressure		kgf/cm2G		Shell Side		Tube Side		
Design Temperature		C		14,000 / 195,00		26,000 / 272,00		
No Passes per Shell		1		1		1		
Corrosion Allowance		mm		3,175		3,175		
Connections		In	mm	1 @ 92,050	1 @ 193,68			
Size & Rating		Out	mm	1 @ 92,050	1 @ 193,68			
		Intermediate		@	@			
Tube No.	57	OD	19,050 mm	Thk(Avg)	2,108 mm	Length	6096, mm	
Tube Type	Plain	Material		SA-179	Tube (S)	K01200	Pitch	25,400 mm
Shell	SA-106 B Pipe (S)	ID	254,40	OD	273,00 mm	Shell Cover	SA-516 60	
Channel or Bonnet	SA-516 70 Pl. K02700	Channel Cover		SA-516 60		Tube pattern		45
Tubesheet-Stationary	SA-266 Gr.2	Tubesheet-Floating				Impingement Plate		None
Floating Head Cover		Type		Single-Seg.	%Cut (Diam)	23,8	Spacing(c/c)	160,00
Baffles-Cross	Carbon steel	Inlet		678,00 mm				
Baffles-Long		Seal Type		None				
Supports-Tube		U-Bend				Type		None
Bypass Seal Arrangement	pairs seal strips	Tube-Tubesheet Joint		Expanded (2 grooves)				
Expansion Joint		Type		None				
Rho-V2-Inlet Nozzle	453,14 kg/m-s2	Bundle Entrance		10,08	Bundle Exit	10,59	kg/m-s2	
Gaskets-Shell Side	Ring Joint (Soft Steel)	Tube Side		Ring Joint (Soft Steel)				
- Return bonnet Mach. Mtl. (Kammprofile/Flex. Face)								
Code Requirements				TEMA Class				R
Weight/Shell	2086,6 kg	Filled with Water		2749,9 kg	Bundle	885,38 kg		
Remarks:								

Reprinted with Permission (v8.0.0.1)

Figura 2-7. Hoja de especificaciones del segundo diseño del fabricante.

Las hojas de especificaciones adicionales del segundo diseño final se encuentran en el Anexo A.

2.2 Trabajo previo

El proyecto actual es una continuación del Trabajo de Fin de Grado realizado en la carrera. Este último consiste en elaborar el diseño del sistema de intercambiadores de calor, para que se adapte a la solución del fabricante. El diseño se realizaba con el Método de Bell-Delaware sin realizar iteraciones con el fin de obtener un diseño completo. A diferencia del proyecto actual, este no se centraba en el diseño del intercambiador sino en realizar un proyecto completo con todos sus documentos, por lo que la parte del diseño del intercambiador se realizó con menos detalle y con menos métodos que el proyecto actual.

De manera adicional, se elaboró un documento de mediciones y presupuestos donde se consideraron los costes del intercambiador y de la obra civil realizada, un Estudio Básico de Seguridad y Salud, un Pliego de Condiciones y un estudio medioambiental en el cual se determinaba el ahorro energético en euros para la empresa y la cantidad de CO₂ que se evitaría emitir a la atmósfera gracias al modelo del intercambiador proporcionado por el fabricante.

Con la realización del Trabajo Fin de Grado se obtuvo el siguiente modelo en referencia al del fabricante:

Tabla 2-3. Comparativa de diseños.^[12]

Descripción	Prediseño	Diseño final (fabricante)
Área intercambio de calor (m ²)	239,57	96
Potencia térmica (kW)	1524,63	1355,30
htubo/hcarcasa(W/m ² K)	198,13/1635,34	489,68/2142,09
Nº tubos	165	57
Nº baffles	12	77
Coef. Global de transmisión de calor(W/m ² K)	121,22	217,65

Con la comparación realizada, se determina la cantidad de CO₂ que la empresa BP dejaba de emitir a la atmósfera al elevar la temperatura del fuel oil a través del sistema de intercambiadores y el dinero ahorrado con la eficiencia energética conseguida. Se determina que con la tendencia del coste del gas en 2021 la empresa BP dejaba de emitir 3.451,49 toneladas de CO₂ a la atmósfera anuales, ahorrando 950.922,77€ al año con la eficiencia energética y las tasas de emisión por tonelada de CO₂ emitida.

Posteriormente se dimensiona el sistema de intercambiadores para el diseño del fabricante, con la intención que cumpla con los distintos criterios establecidos por la empresa. Para determinar que las tuberías cumplen, se utiliza el software de simulación de dinámica de fluidos, AFT Fathom, con el fin de conocer la caída de presión y la velocidad del fluido en dichas tuberías. Para la línea de fuel oil se obtiene una velocidad de 1,1 m/s y una caída de presión de 1,9 kg/cm² mientras que en la línea de makanato se alcanza una velocidad de 1,5 m/s y una caída de presión de 0,13 kg/cm² [13].

Con las dimensiones de las tuberías y los distintos instrumentos seleccionados se representa el diagrama de tuberías e instrumentación del sistema de intercambiadores.

Para la línea de makanato el diagrama de tuberías e instrumentación queda de la siguiente forma:

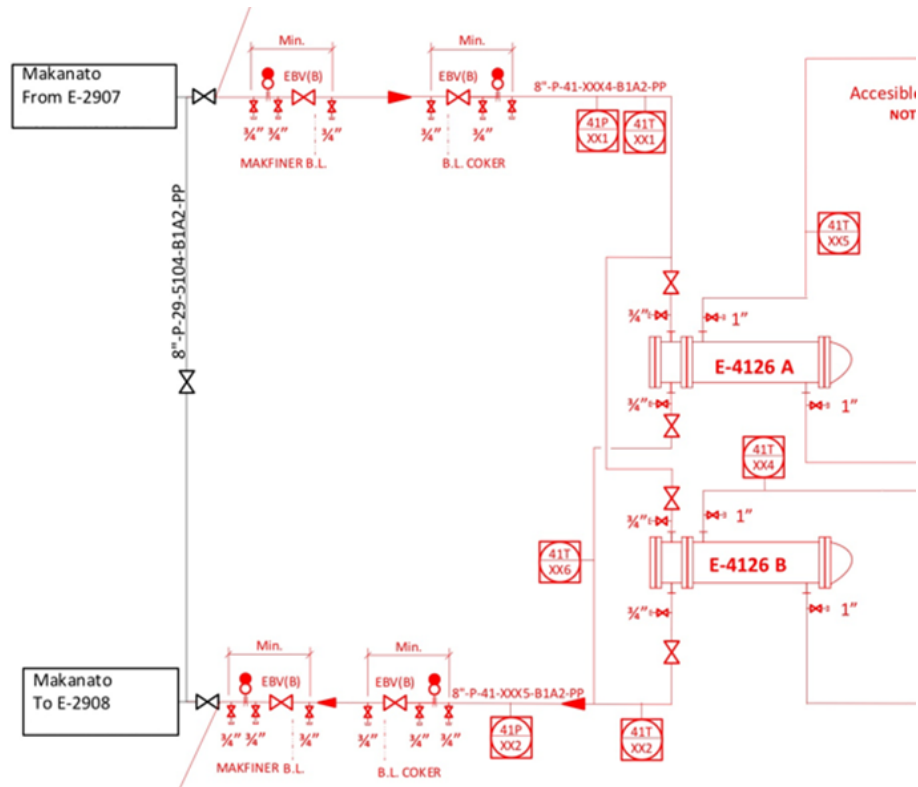


Figura 2-8. P&ID línea de makanato.^[12]

donde las tuberías de color rojo representan las líneas nuevas del proyecto mientras que las negras son las que ya estaban en la instalación. El conjunto que forma las válvulas de bloqueo en el inicio y final del recorrido de makanato junto a los drenajes de 3/4" son los límites de batería que aíslan la unidad en caso de incendio o avería.

El diagrama de tuberías e instrumentación para la línea de fuel oil queda de la siguiente manera:

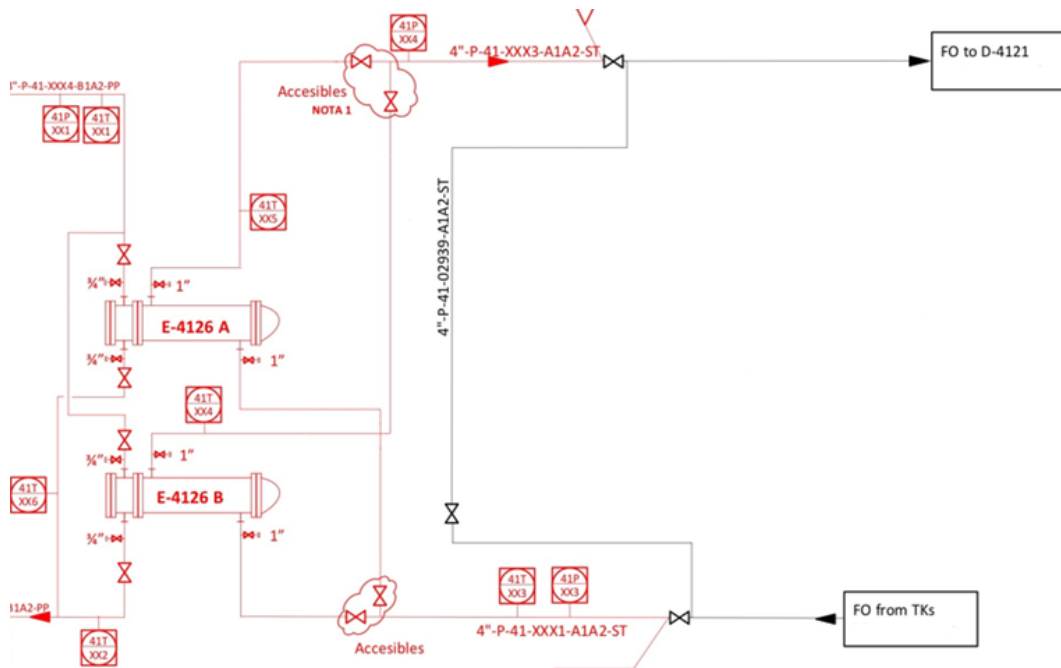


Figura 2-9. P&ID línea de makanato.^[12]

A modo de detalle, la nomenclatura utilizada por la empresa BP para las tuberías contiene la siguiente información:

Tabla 2-4. Nomenclatura tuberías empresa BP. ^[12]

Fuel oil	Descripción	Makanato	Descripción
8"	Diámetro tubería (pulgadas)	4"	Diámetro tubería (pulgadas)
P	Tubería de proceso	P	Tubería de proceso
41	Código de la unidad (Unidad coker)	41	Código de la unidad (Unidad coker)
XXX4, XXX5	Número correlativo asignado	XXX1, XXX2, XXX3	Número correlativo asignado
B1A2	Especificación de la tubería	A1A2	Especificación de la tubería
PP	Aislamiento para protección personal	ST	Aislamiento con acompañamiento de vapor

Como conclusión al dimensionamiento del sistema de intercambiadores, se obtiene que las tuberías del makanato son de 8 pulgadas frente a las 4 del fuel oil. Con los drenajes ocurre lo contrario, ya que son de 1" para la línea del fuel oil en comparación a las ¾" del makanato, ya que este es menos viscoso que el fuel oil. Los transmisores de temperatura están a la entrada y salida del intercambiador junto a los drenajes y las válvulas, mientras que los de presión están junto a los de temperatura en las líneas conjuntas.

Como se ha comentado anteriormente, se realizó un Presupuesto con las Mediciones de los distintos elementos que forman parte de la obra civil, realizando un Pliego de Condiciones y concluyendo el proyecto con un Estudio de Seguridad y Salud.

Una vez completado el Trabajo de Fin de Grado se pretende ampliar el contenido de este con la aplicación del método de Kern, ya que en el anterior trabajo se trató de manera breve el diseño del intercambiador, dando más importancia a otras partes del proyecto.

Adicionalmente se aspira a mejorar el diseño realizado con Bell-Delaware ya que no se consiguió obtener un diseño muy cercano al del fabricante, añadiendo los cálculos de presión en las distintas zonas que forman la carcasa. Finalmente se representan los distintos diseños con diferentes criterios aplicados y se compararán con los realizados anteriormente.

2.3 Criterios de selección

Al diseñar un intercambiador de calor es fundamental considerar una serie de criterios para garantizar su rendimiento óptimo, ya sea para aplicaciones industriales, comerciales o domésticas.

Existen muchos criterios de selección, pero los principales que se han tenido en cuenta en el diseño del intercambiador son los siguientes: Disposición de los fluidos, caída de presión y temperatura de funcionamiento, coste económico, caudal másico de los fluidos, ensuciamiento de los fluidos, requisitos de mantenimiento y material de fabricación.

2.3.1 Disposición de los fluidos

Una de las primeras decisiones a realizar a la hora de diseñar un intercambiador es la disposición de los fluidos

en el intercambiador, dado que esta decisión puede afectar a otras consideraciones [14]. La disposición de los fluidos en el intercambiador va a depender mayormente de la presión del fluido, ensuciamiento y limpieza, corrosión y la viscosidad del fluido.

Para el diseño de la red de intercambiadores se ha seleccionado que el makanato circule a través de los tubos al ser un fluido menos viscoso que el fuel oil, ya que, como norma general el fluido con más viscosidad debe de ir en el lado de la carcasa. Como el fuel oil, aparte de ser el fluido más viscoso es el que más suciedad genera, se deberá de tener en cuenta a la hora de diseñar los baffles que se eviten las zonas de estancamiento [13].

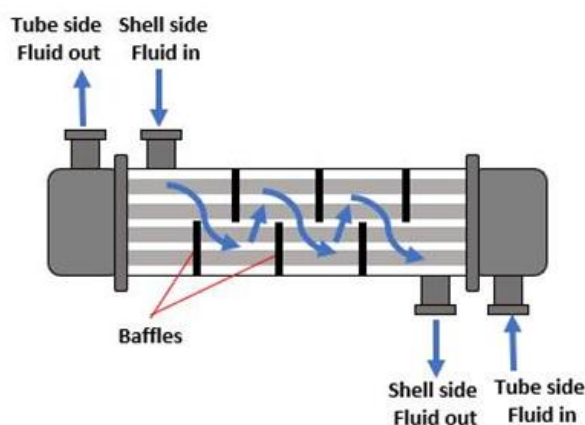


Figura 2-10. Efecto de la instalación de baffles en la carcasa.^[14]

2.3.2 Caída de presión y temperatura de funcionamiento

La caída de presión es el parámetro clave que se ha tenido en cuenta a la hora de realizar el diseño, ya que se ha seleccionado como diseño preferente el modelo en el que menos caída de presión se generaba tanto en los tubos como en la carcasa. Este parámetro va a incidir en los costes de inversión, operación y mantenimiento [15] ya que la potencia y el consumo de las bombas dependen principalmente de la caída de presión del intercambiador.

La temperatura de funcionamiento es aquella a la que va a estar el intercambiador a lo largo de su vida útil. Dicha temperatura es proporcionada por la empresa antes de empezar con el diseño con el fin de conocer la potencia calorífica del intercambiador. Para el diseño del intercambiador se tienen las siguientes temperaturas de funcionamiento y caídas de presión admisibles:

Tabla 2-5. Caída de presión admisible y temperatura de funcionamiento de los fluidos.

Descripción	Makanato		Fuel Oil	
Caída de presión permitida (kPa)	98,07		196,13	
Temperatura entrada/salida (°C)	188	166,73	65	142,04

2.3.3 Coste económico

El coste del intercambiador es el parámetro que más limita los diseños de estos equipos. En el diseño de un intercambiador se busca que el área de transferencia de calor sea la más eficiente con un diseño lo menos complejo posible, con fácil mantenimiento y con bajos costes de producción. Estos costes se pueden dividir en costes de instalación, operación y de mantenimiento.

La selección del intercambiador de tipo horquilla reduce los costes de fabricación frente a los intercambiadores carcasa-tubos, ya que este tipo de intercambiador es más compacto debido a su menor sección y área de

superficie [16]. De manera adicional, los costes de mantenimiento se ven reducidos también ya que son construcciones sencillas y ligeras con fácil acceso a los pernos [13].

2.3.4 Caudal másico de los fluidos

El caudal másico de los distintos fluidos que van a circular por el interior del intercambiador está limitado por la caída de presión y el ensuciamiento que generan. Este parámetro es proporcionado por la empresa junto a las temperaturas de funcionamiento con el fin de obtener la potencia calorífica que se puede obtener con el diseño del equipo.

Una buena práctica a la hora de diseñar el intercambiador es introducir el fluido con menor caudal másico en el lado de la carcasa, debido a que en esta zona se generan mayores turbulencias respecto en los tubos, obteniendo un diseño más económico.

2.3.5 Ensuciamiento de los fluidos

El ensuciamiento de los fluidos en un intercambiador es la acumulación o deposición de material no acumulado en las superficies internas de un intercambiador de calor [17]. Dicha acumulación genera un aumento de la caída de presión y una reducción de la transferencia de calor debido a la reducción del área de flujo de los fluidos. Otro efecto de la deposición de material es la ocultación de zonas corroídas en el intercambiador, evitando la detección a tiempo por lo que reduce la duración del equipo.

Una medida para evitar que se genere ensuciamiento en las distintas zonas del equipo es situar el fluido con mayor tendencia de ensuciamiento en el lado de los tubos debido a que son más fáciles de extraer que en la carcasa. Otra razón para ubicar el fluido corrosivo en los tubos es que los materiales que proporcionan una buena resistencia a la corrosión son demasiado caros.

En el diseño realizado esta medida no se ha tomado en cuenta ya que se ha seleccionado el fuel oil en la carcasa al ser más viscoso que el makanato.

2.3.6 Requisitos de mantenimiento

Es importante realizar un diseño del intercambiador que presente facilidades a la hora de realizar las tareas de mantenimiento para que su coste sea lo más inferior posible. Además, cuanto mayor sea la facilidad de limpieza o inspección del mantenimiento, mayor probabilidad de prevenir fallos a tiempo, garantizando una buena consistencia y calidad del equipo.

Para facilitar la tarea de mantenimiento se ha seleccionado un intercambiador de tipo horquilla con una disposición de tubos de 45°. Para obtener una frecuencia de mantenimiento razonable se ha limitado la velocidad del makanato que circula por el interior de los tubos a 1,8 m/s.

La limpieza del intercambiador se puede realizar químicamente a través de disolventes o mediante medios mecánicos como agua a presión en el lado de la carcasa y cepillos giratorios en el interior de los tubos.

2.3.7 Material de fabricación

Seleccionar el material adecuado a la hora de realizar el diseño del intercambiador es crucial para garantizar una buena vida útil y eficiencia.

Uno de los materiales que más se utilizan en los intercambiadores de calor son los aceros inoxidables debido a su gran resistencia mecánica, resistencia a la corrosión, durabilidad y capacidad de soportar temperaturas altas de funcionamiento. Estos tipos de aceros presentan una gran versatilidad, utilizándose en una amplia gama de aplicaciones [18], como por ejemplo la industria alimentaria o la industria petroquímica.

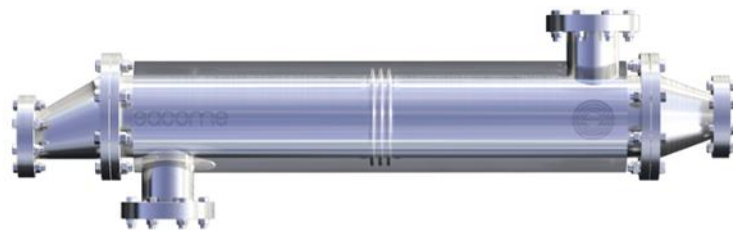


Figura 2-11. Intercambiador utilizado en industria alimenticia de acero inoxidable.^[19]

Si el intercambiador a diseñar está expuesto a un ambiente corrosivo se puede optar por aceros inoxidable austeníticos como el 316, que es una variante que contiene Molibdeno y aporta una mejora en la resistencia a corrosión por picaduras. Otra opción para trabajar en entornos semejantes son las aleaciones de aluminio de la serie 3 o 5 que presentan buena resistencia a la corrosión, resistencia mecánica moderada y gran ligereza o el titanio que tiene gran resistencia mecánica y a la corrosión siendo ligero.

Los materiales del intercambiador del proyecto son elegidos a través del software HTRI donde se analiza y estudia el comportamiento que presenta con el diseño realizado con el fin de verificar su durabilidad y eficiencia.

El material seleccionado para los tubos es un acero bajo al carbono sin soldadura, conformado en frío y con designación SA-179. Para la carcasa del intercambiador y la cubierta del canal se ha vuelto a seleccionar el acero al carbono al que se le aplica el tratamiento térmico de normalizado en el horno. Su designación es SA-516 gr60 y presentan una buena resistencia a la presión tanto a bajas como a altas temperaturas gracias al normalizado aplicado. Por último, el material seleccionado para la placa tubular es el acero al carbono SA-266 gr2. Las propiedades de los aceros al carbono nombrados anteriormente se muestran a continuación:

Tabla 2-6. Propiedades mecánicas aceros al carbono empleados.^{[20][21]}

Material	Resistencia a tracción (MPa)	Resistencia a flexión (MPa)	Alargamiento (%)
SA-179	325	180	35
SA-266 gr2	485	250	20
SA-516 gr60	415-550	220	21-25

2.4 Método Bell-Delaware

Los problemas a la hora de calcular parámetros de diseño en intercambiadores de calor carcasa-tubos debido a la complejidad para integrar en las correlaciones obtenidas en los haces de tubos y la diversidad de flujos que se generaban en carcasas con baffles impulsó una gran variedad de nuevos métodos integrales para calcular la transferencia de calor en los intercambiadores y sus correspondientes pérdidas de carga, tanto en carcasa como en tubos. Los métodos más destacados empleados antiguamente eran: el método Donohue, el método Tinker, el método Kern y por último el método de Bell-Delaware.

Si se quiere realizar el análisis del coeficiente de transferencia de calor del fluido que circula por el interior de la carcasa y de la pérdida de carga que se genera, el método de Bell-Delaware es el más adecuado en la actualidad, pero hay que tener en cuenta, que este método no es reiterativo y por tanto no puede competir con los métodos de análisis de flujos que emplean grandes ordenadores para llegar a la solución. El método de Bell presenta un buen rango de precisión en intercambiadores bien diseñados y sin extremos.

Los errores que se llegan a este método son del 25% en el coeficiente de convección de la carcasa y del 40% en pérdida de carga. Cabe destacar que, aun teniendo estos altos porcentajes, el coeficiente de carcasa se corrige con distintos factores de corrección que se nombrarán a continuación y que este método es el que presenta una mayor aproximación a la realidad ya que tiene en cuenta todos los flujos de corriente que se dan dentro de la carcasa, siendo el método que se utiliza para realizar los cálculos a mano.

Como se puede observar en la Figura 2-12, existen 5 flujos distintos en el interior de la carcasa de un intercambiador de calor que presenta baffles. Estos flujos son una representación ideal ya que en realidad se mezclan entre ellos y es por eso por lo que se necesita un análisis complejo por el lado de la carcasa.

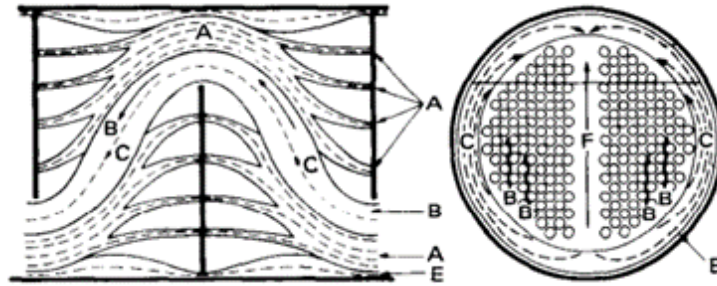


Figura 2-12. Distribución de los flujos de la carcasa.^[13]

- El flujo A se genera por el espacio entre el haz de tubos y los distintos baffles del intercambiador.
- La corriente principal efectiva es la B que va de una ventana a otra a través de la sección de flujo transversal.
- La corriente C circula entre el interior de la carcasa y el banco de tubos
- El flujo E se distribuye en el espacio generado entre el extremo del baffle y el interior de la carcasa
- La corriente F se comporta de forma parecida a la corriente E y se da en algunas configuraciones de haz de tubos donde se han omitido un número de tubos por motivos de diseño. [13]

El coeficiente de transferencia de calor depende fundamentalmente de la corriente principal B, dependiendo esta de las corrientes nombradas anteriormente. Esta es la razón principal por la que Kenneth J. Bell introdujo en el método factores de corrección para corregir los siguientes elementos:

- Los efectos generados a la hora de diseñar los baffles.
- Efecto de un gradiente de temperaturas adverso en casos de transferencia de calor en flujos laminares.
- Fugas generadas en los distintos espacios entre el interior de la carcasa y los baffles, el haz de tubos y el interior de la carcasa y por último el haz de tubos y los baffles.

A continuación, se muestra el procedimiento a seguir para obtener el coeficiente de convección y la pérdida de carga del lado de la carcasa a través del método de Bell-Delaware.

2.4.1 Parámetros iniciales

Los parámetros iniciales son necesarios para empezar con el cálculo de la carcasa. Estos datos son mayormente distintas dimensiones del intercambiador que se pueden calcular desde otros métodos para tener un valor inicial o realizar una primera estimación con tablas proporcionadas por distintas normativas del sector. En este caso se

van a seguir las normas TEMA siempre que se puedan utilizar y sino las normas DIN. Los parámetros iniciales a obtener se muestran en la siguiente lista:

1. D_o : diámetro exterior de los tubos. La dimensión de los tubos se define a través del diámetro exterior y el espesor del tubo. Se tiene que seleccionar a través de la Figura 2-13 un diámetro del catálogo comercial como primera iteración. Los diámetros más utilizados en la industria son los de 19,05 mm y los de 25,4 mm. La opción preferible es seleccionar un diámetro de tubo entre 8-15 mm para obtener una mayor proporción área/volumen y obtener un mayor coeficiente de transferencia de calor, pero suelen estar limitados por la difícil limpieza, por eso no son tan frecuentes estas dimensiones en la industria petroquímica.

Tube OD		Wail thickness			Tube ID		Outside surface	
in	mm	BWG gauge	in	mm	in	mm	ft ² /ft	m ² /m
0.250	6.350	22	0.028	0.711	0.194	4.928	0.066	0.020
		24	0.022	0.559	0.206	5.232		
0.375 ($\frac{3}{8}$)	9.525	18	0.049	1.245	0.277	7.036	0.098	0.030
		20	0.035	0.889	0.305	7.747		
		22	0.028	0.711	0.319	8.103		
0.500	12.700	18	0.049	1.245	0.402	10.211	0.131	0.040
		20	0.035	0.889	0.430	10.922		
0.625 ($\frac{5}{8}$)	15.875	16	0.065	1.651	0.495	12.573	0.164	0.050
		18	0.049	1.245	0.527	13.386		
		20	0.035	0.889	0.555	14.097		
0.750 ($\frac{3}{4}$)	19.050	12	0.109	2.769	0.530	13.462	0.196	0.060
		14	0.083	2.108	0.584	14.834		
		16	0.065	1.651	0.620	15.748		
		18	0.049	1.245	0.652	16.561		
		20	0.035	0.889	0.680	17.272		
0.875 ($\frac{7}{8}$)	22.225	14	0.083	2.108	0.709	18.008	0.230	0.070
		16	0.065	1.651	0.745	18.923		
		18	0.040	1.245	0.777	19.736		
		20	0.035	0.889	0.805	20.447		
1.000	25.400	12	0.109	2.769	0.782	19.863	0.230	0.070
		14	0.083	2.108	0.834	21.184		
		16	0.065	1.651	0.870	22.098		
		18	0.049	1.245	0.902	22.911		
1.250	31.750	10	0.134	3.404	0.982	24.943	0.327	0.100
		12	0.109	2.769	1.282	32.563		
		14	0.083	2.108	1.334	33.884		
		16	0.065	1.651	1.370	34.798		
2.0	50.8	12	0.109	2.769	1.782	45.26	0.523	0.16
		14	0.083	2.108	1.834	46.58		

Figura 2-13. Catálogo de tubos normalizados para intercambiadores. ^[13]

2. D_i : diámetro interior de los tubos. El diámetro interior de los tubos se puede obtener por la figura anterior o utilizando la siguiente fórmula donde se necesita conocer anteriormente el diámetro exterior y el espesor del tubo (L_{tw}).

$$D_i = D_o - 2(L_{tw})$$

3. D_s : diámetro interno de la carcasa. Se puede seleccionar el parámetro obtenido mediante el método de

Kern como estimación inicial o a través de las Figuras 2.14-2.15 que muestran las dimensiones sugeridas por la norma métrica DIN 28 008 según el tipo de tubo y material.

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D _i , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4.5		4	159		160
200	219	5.9		4	207.2		211
250	273	6.3		4	260.4		265
300	324	7.1		4	309.8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8.8	6	4	388.4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1 000	1000		10	6		980	988
1 100	1 100		12	7		1 076	1086
1 200	1 200		12	7		1 176	1 186

^a(1) Welded tubing, carbon steel; (2) rolled shells, carbon steel; and (3) stainless steel.

Figura 2-14. Dimensiones de carcasa para placa tubular fija. [13]

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D _i , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4		3.2	160		161.6
200	219	4.5		3.2	210		212.6
250	273	5		3.2	263		266.6
300	324	5.6	6	3.2	312.8	312	317.6
400	406	6.3	6	4	393.4	394	398
500	508	6.3	6	4	495.4	496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	6		684	688
800	800		8	6		784	788
900	900		8	6		884	888
1 000	1 000		8	6		984	988
1 100	1 100		10	8		1 080	1 084
1 200	1 200		10	8		1 180	1 184

^a(1) Welded tubing, carbon steel; (2) rolled shells, carbon steel; and (3) stainless steel.

Figura 2-15. Dimensiones de carcasa para placa tubular con cabeza flotante. [13]

4. L_{tp} : espaciado de tubos. Es la menor distancia entre dos tubos adyacentes medida desde el centro de estos. Dicho valor se selecciona teniendo en cuenta que el rango preferible entre la relación espaciado y diámetro exterior esté en un rango de 1,25-1,5. Este intervalo está definido así para evitar que los tubos sean taladrados a una distancia pequeña, debilitando estructuralmente el haz de tubos. Es preferible seleccionar el menor valor del intervalo con el fin de obtener un menor diámetro en la carcasa y reducir el coste del intercambiador. La caída de presión en la carcasa se puede variar notablemente modificando este parámetro.
5. θ_{tp} : arreglo de tubos. Es la disposición en la que se instalan los distintos tubos que forman parte del intercambiador de calor. Como se puede observar en la Figura 2-16 existen tres tipos en función del ángulo que forman entre sí: triangular (30°), cuadrada girada (45°) y cuadrada (90°). La disposición de

60° no se considera en el diseño ya que produce una menor eficacia en la caída de presión y en la transferencia de calor. El diseño más conveniente es el triangular de 30° ya que se consigue la mayor compactación de los tubos y no tiene ninguna restricción de flujo, por lo tanto, se elegirá esta disposición siempre que el diseño lo permita. Por otro lado, cuando la suciedad es una restricción en el diseño es preferible la disposición cuadrada (90°).

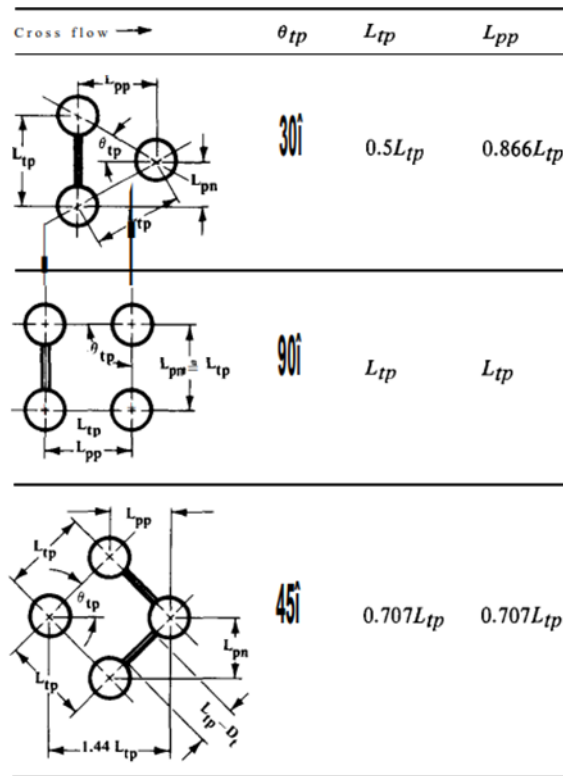


Figura 2-16. Disposición de los tubos. [13]

6. B_c : corte del baffle. Este parámetro es importante en el diseño de un intercambiador ya que su valor altera notablemente el valor de la caída de presión en la carcasa y la transferencia de calor. El corte de los baffles segmentados presenta un intervalo de valores del 20-40%, siendo 25% el valor óptimo. Otra manera de obtener el corte del baffle es mediante la siguiente ecuación donde aparece la altura de corte del baffle, L_{bch} .

$$B_c = \frac{L_{bch}}{D_s} \cdot 100 \quad (\%)$$

7. L_{ti}, L_{to}, L_{ta} : longitudes de los tubos del intercambiador. La primera longitud a calcular es la longitud nominal de los tubos L_{to} . Este parámetro puede ser un dato de diseño o se tendrá que obtener una primera estimación realizando el método DTLM. Cabe destacar que para intercambiadores con tubos en U esa distancia no será válida, necesitando conocer la distancia entre el baffle tangente a la fila de tubos exterior y el extremo del tubo del intercambiador.

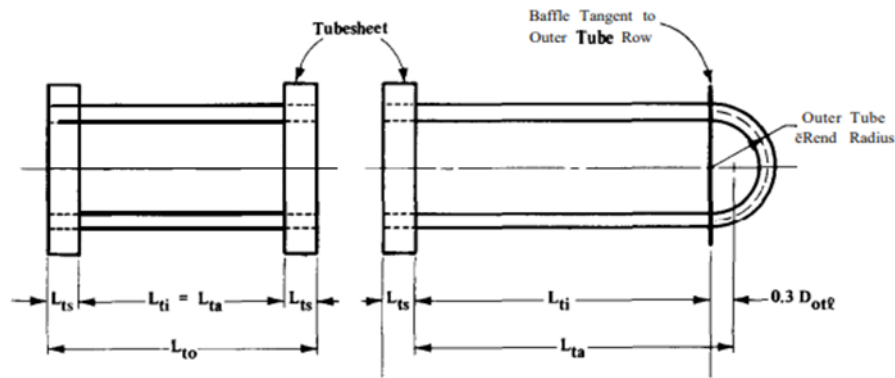


Figura 2-17. Longitudes de los tubos de un intercambiador. [13]

La siguiente longitud a calcular es la suma de separaciones entre baffles, L_{ti} . Esta distancia también se puede determinar midiendo la distancia entre las caras internas de las placas tubulares. Para calcular esta distancia se necesita conocer el espesor de la placa tubular, L_{ts} , que como primera aproximación se puede estimar como el 10% del diámetro interior de la carcasa teniendo en cuenta que no puede ser inferior a 25 mm.

Si se quiere iterar varias veces, se tiene que conocer la presión de operación en la carcasa, P_s y la fuerza admisible del material de la placa tubular, σ_{ts} .

$$L_{ts} = 0.5 \cdot D_s \sqrt{\frac{P_s}{\sigma_{ts}}}$$

Con una primera o segunda aproximación del espesor de la placa tubular se puede calcular la separación total entre baffles haciendo la diferencia entre la longitud de tubos nominal y el espesor de la placa tubular.

$$L_{ti} = L_{to} - 2 \cdot L_{ts}$$

Como se puede observar en la Figura 2-17 en los intercambiadores de tubos en U no sirve la ecuación anterior, ya que solo tiene una placa tubular, quedando la ecuación como:

$$L_{ti} = L_{to} - L_{ts}$$

Por último, se calcula la longitud del tubo efectiva L_{ta} . Este parámetro se utiliza para calcular el área de transferencia de calor en intercambiadores de calor. Para todo tipo de intercambiadores esta longitud es igual a la separación total entre baffles, $L_{ta} = L_{ti}$ excepto en tubos con forma de U, que se tiene en cuenta el último baffle como $0.3D_{olt}$, calculando esta última variable en los puntos siguientes.

$$L_{ta} = L_{ti} + 0.3 \cdot D_{olt}$$

8. L_{bc} : distancia entre los baffles centrales. Este parámetro está restringido con dos limitaciones, la primera se impone con el fin de tener una buena distribución de flujo y la segunda para garantizar un buen soporte para los tubos evitando el pandeo y la vibración. La distancia mínima entre baffles centrales, $L_{bc,min}$, será el 20% del diámetro interno de la carcasa siendo el límite inferior, 50 mm.

Por otro lado, la distancia máxima entre baffles centrales $L_{bc,max}$, está limitada por el valor del diámetro interior de la carcasa, $L_{bc,max} = D_s$. Aparte está restringida por la distancia máxima sin soporte, $L_{b,max}$. Esta distancia viene definida por la norma TEMA en función del diámetro exterior del tubo y de dos grupos de materiales, el A es de acero y aleaciones de acero mientras que el B es de aluminio y aleaciones de aluminio. [13]

Para el grupo A de materiales la distancia máxima sin soporte se obtiene mediante:

$$L_{b,max} = 52D_o + 532 \quad (mm) \quad \text{for } d_o = 19 - 51 \text{ mm}$$

$$L_{b,max} = 68D_o + 228 \quad (mm) \quad \text{for } d_o = 6 - 19 \text{ mm}$$

Para el grupo B de materiales la distancia máxima sin soporte se obtiene mediante:

$$L_{b,max} = 46D_o + 436 \quad (mm) \quad \text{for } d_o = 19 - 51 \text{ mm}$$

$$L_{b,max} = 60D_o + 177 \quad (mm) \quad \text{for } d_o = 6 - 19 \text{ mm}$$

Conociendo los límites se escoge un espaciado entre baffles que cumpla las distintas restricciones nombradas como primera iteración. Hay que tener en cuenta que, para la separación central del baffle, la máxima longitud no soportada está en la ventana del baffle y en $L_{bc,max} = 0.5L_{b,max}$. En la figura inferior se muestra la máxima distancia sin soporte en la región central, A y en la región de entrada y salida, B₁ y B₂.

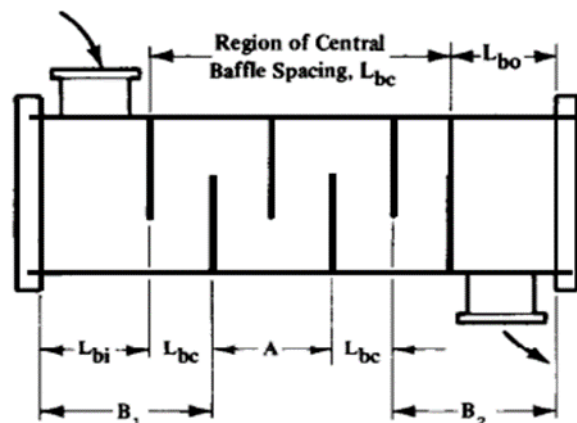


Figura 2-18. Representación de la distribución de baffles. [13]

Cabe destacar que estas restricciones se pueden obtener de manera gráfica mediante las siguientes figuras.

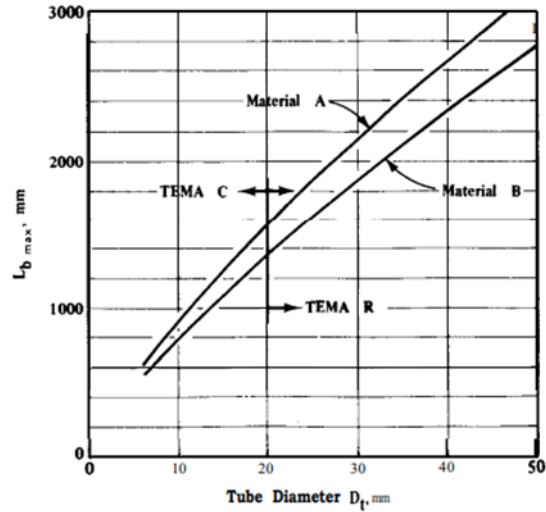


Figura 2-19. Máxima distancia sin soporte en función del diámetro del tubo. [13]

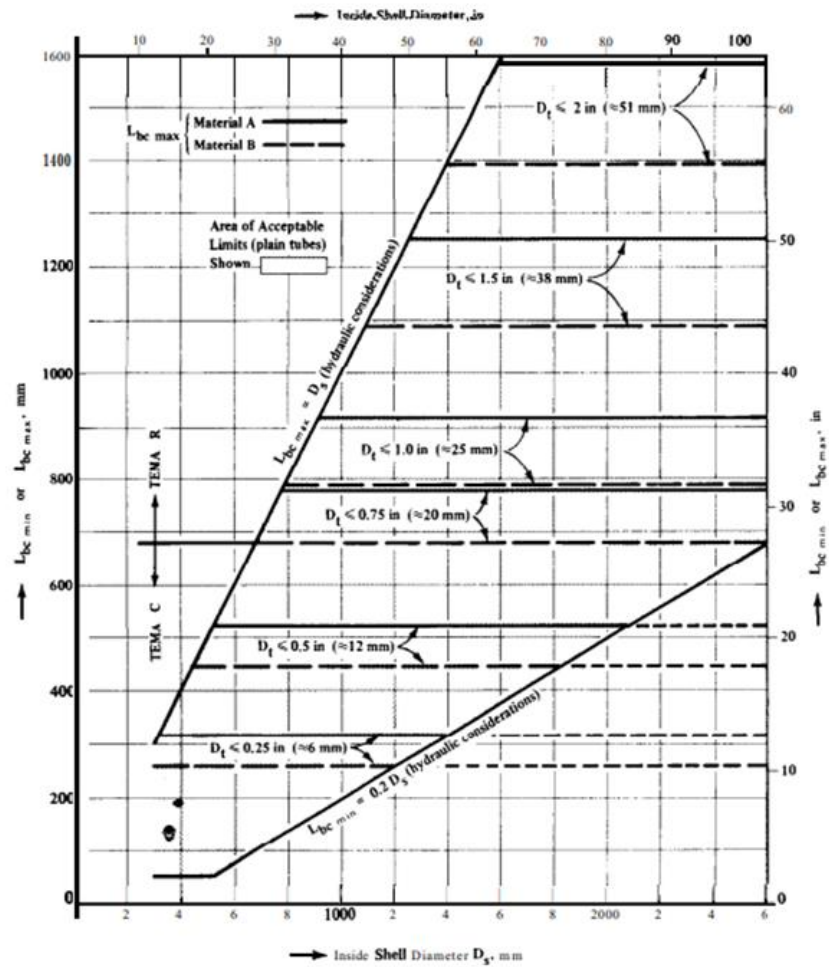


Figura 2-20. Límites mínimos y máximos del espacio entre baffles centrales. [13]

9. L_{bi}, L_{bo} : distancia entre baffles de entrada y salida. En los casos que se usen boquillas de entrada y de salida se necesitará estos parámetros. Estas distancias se representan en la Figura 2-18. El único requisito de estos parámetros es que no pueden superar el valor de $L_{b,max}$ recomendado por TEMA.

10. L_{tb} : distancia entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del baffle. Es necesaria para calcular la corriente de fuga del tubo al orificio del baffle. La normativa DIN recomienda utilizar las ecuaciones mostradas abajo en función de la máxima distancia sin soporte, $L_{b,max}$ y del máximo diámetro del tubo incluyendo sus tolerancias, $D_{o,max}$.

$$L_{tb} = D_{o,max} + 0.7 - D_o \quad L_{b,max} < 1000$$

$$L_{tb} = D_{o,max} - 0 - D_o \quad L_{b,max} < 1000$$

$$L_{tb} = D_{o,max} + 0.4 - D_o \quad L_{b,max} > 1000$$

$$L_{tb} = D_{o,max} - 0 - D_o \quad L_{b,max} > 1000$$

Este parámetro también se puede determinar mediante la siguiente gráfica de una manera más simple, ya que conocer las holguras puede ser un proceso complejo al depender del tipo de material seleccionado para el tubo.

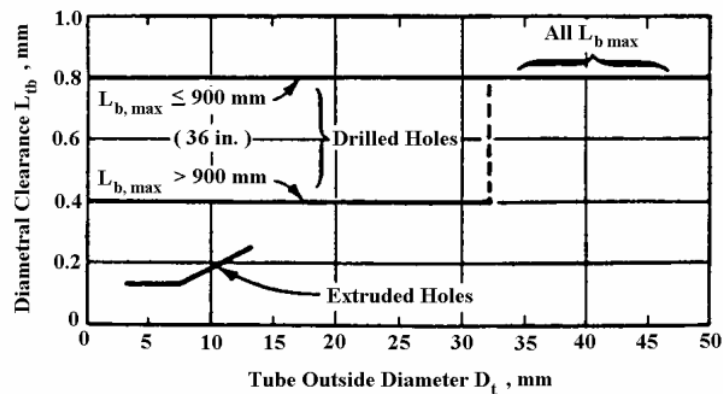


Figura 2-21. Distancia entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del baffle. [13]

Dicha figura muestra los valores de la tolerancia para los agujeros de los baffles realizados por taladrado y los agujeros hechos por extrusión. Si no se conoce el procedimiento por el que se va a hacer los agujeros, normalmente se suele emplear taladrado en diámetros de carcasa y tubos grandes, mientras que en medidas inferiores se trabaja con extrusión.

11. L_{sb} : holgura entre el diámetro exterior de la carcasa y el diámetro exterior del baffle. Debido al espacio disponible se genera una corriente de fuga de la carcasa al baffle que afecta gravemente a la transferencia de calor en el intercambiador de calor. La ecuación definida por TEMA para calcular esta holgura depende principalmente del diámetro interior de la carcasa, parámetro sujeto a tolerancias de fabricación y tolerancias de forma como la redondez.

$$L_{sb} = 1,6 + 0.004 \cdot D_s$$

Con el fin de tener en cuenta la tolerancia de redondez se añade una holgura adicional a la ecuación

anterior de 1,5mm obteniendo un mayor coeficiente de seguridad para la transferencia de calor, pero uno menor para la caída de presión.

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004 \cdot D_s$$

12. L_{bb} : holgura entre el diámetro interior de la carcasa y el haz de tubos. Como se puede apreciar en la Figura 2-22, es la distancia entre el diámetro interior de la carcasa y el círculo circunscrito a los tubos más externos del haz tubular.

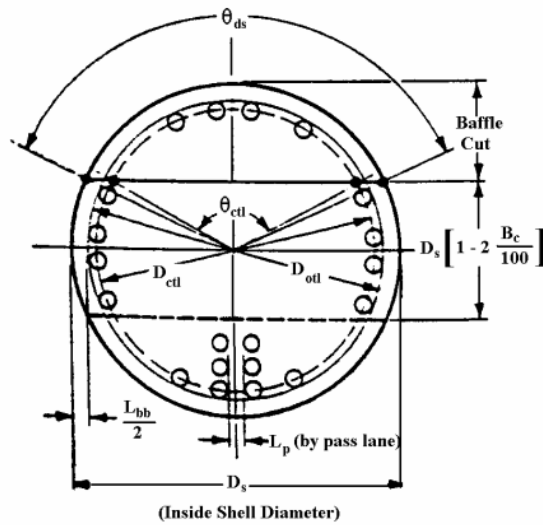


Figura 2-22. Geometría de los baffles. [13]

Depende principalmente de la disposición del haz de tubos seleccionada y de su tipo. Para determinar la holgura se puede recurrir a la Figura 2-23 donde a partir del diámetro de la carcasa y el tipo de tubos se puede obtener la holgura.

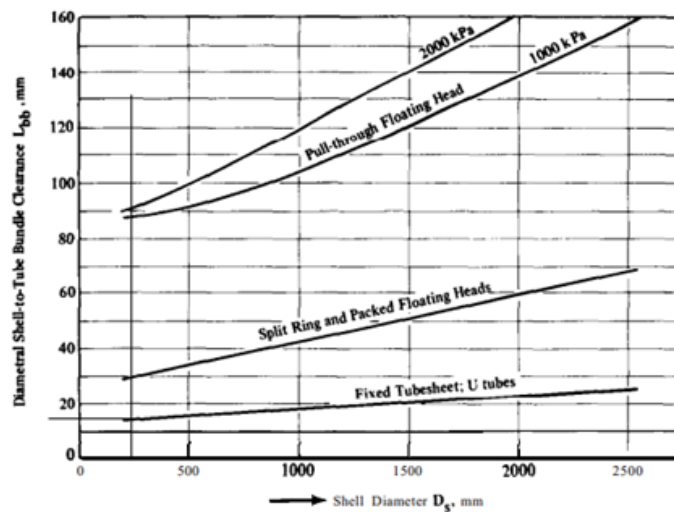


Figura 2-23. Holgura entre el diámetro interior de la carcasa y el haz de tubos. [13]

Una vez obtenida dicha distancia se puede determinar el valor del diámetro circunscrito al haz tubular, D_{otl} , nombrado anteriormente.

$$D_{otl} = D_s - L_{bb}$$

Otro parámetro necesario es el diámetro circunscrito a los centros de los tubos externos, D_{ctl} . Recalcando en la Figura 2-22 se puede apreciar que este parámetro será siempre menor a D_{otl} obteniéndose de la siguiente forma:

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_o = D_s - (L_{bb} + D_o)$$

13. N_t : número total de tubos en la carcasa. En general se diseñan intercambiadores con muchos tubos y con el menor diámetro posible con el fin de incrementar el coeficiente de transferencia de calor y la velocidad del fluido de los tubos, que está limitada por el caudal másico y la caída de presión. El diámetro interior de la carcasa y el haz de tubos son los responsables de tener un gran número de tubos en el diseño o por el contrario tener una pequeña cantidad. Esta cantidad se determina en función de los pasos de los tubos en la carcasa. Para un solo paso de los tubos por carcasa $N_{tp} = 1$:

$$N_{t1} = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{CL \cdot L_{tp}^2}$$

donde CL es una constante de la distribución de los tubos con valor de CL=0.87 para arreglos de tubos de 30° y 60° mientras que para arreglos de 45° y 90° presenta un valor de CL=1. A los números de tubos obtenidos se les aplica un factor de corrección Ψ_c en casos que sea necesario omitir tubos para introducir placas de choque o por motivos de distribución de flujo en la carcasa.

$$N_t = N_{t1} \cdot (1 - \Psi_c)$$

Esta ecuación solo sirve en intercambiadores con el corte de tubo en un lado de la carcasa ya que en intercambiadores con corte en ambos lados de la carcasa es necesario duplicar el valor del factor corrector quedando $2\Psi_c$. Para determinar este factor de corrección es necesario calcular previamente el área de corte S_c , proveniente del diámetro circunscrito a los centros de los tubos externos del haz de tubo.

$$S_c = 0.78 D_{ctl}^2 \left(\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \right)$$

donde θ_{ctl} es el ángulo que interseca con el diámetro que pasa por el centro de los tubos exteriores, D_{ctl} .

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \right]$$

Finalmente, ya se puede obtener el factor corrector del número de tubos en un paso por carcasa.

$$\Psi_c = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi}$$

Para intercambiadores con más de un paso de tubos por carcasa, $N_p > 1$:

$$N_t = N_{t1} \cdot (1 - \Psi_n)$$

donde Ψ_n es el factor de corrección aplicado a tubos con varios pasos por carcasa. El número de tubos total presenta una precisión del 5% en diámetros de carcasa mayores a 400 mm y del 10% en diámetros menores. El factor de corrección se obtiene únicamente mediante gráfico en función del número de pasos de los tubos en carcasa, N_{tp} y del diámetro D_{ctl} .

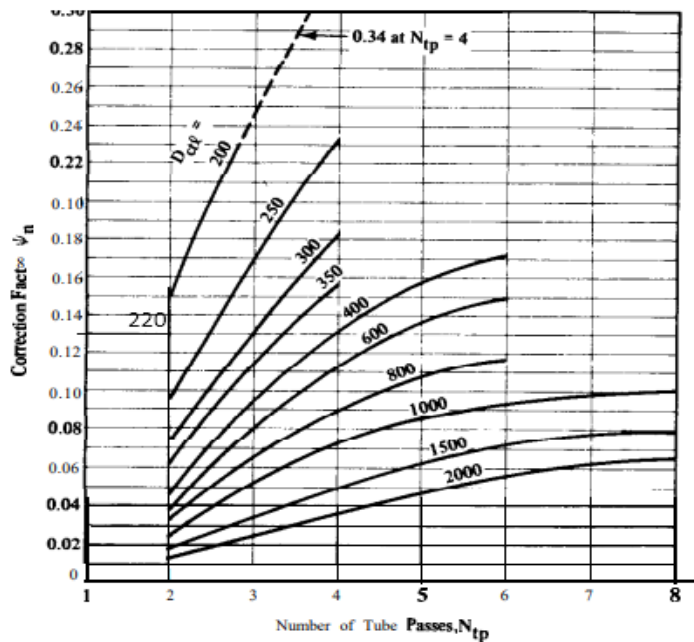


Figura 2-24. Factor de corrección en configuraciones con múltiples pasos por tubos. [13]

En función del diámetro de la carcasa se recomienda de forma práctica un número máximo de pasos del tubo por carcasa.

D_s (mm)	200	400-800	800-1 200	>1 200
$N_{tp,max}$	2	4-6	6-8	8-10

Figura 2-25. Número de pasos máximo en función del diámetro en la carcasa. [14]

- N_{SS} : pares de tiras de sellado en un corte de baffle. Las tiras de sellado son chapas unidas a baffles que tienen como principal función devolver la eficiencia de transferencia de calor del equipo cuando este presenta una distancia entre el haz de tubos y el interior de la carcasa, L_{bb} lo suficientemente grande

para que la corriente de derivación alcance una magnitud considerable ocasionando una peor transferencia de calor. Las tiras de sellado se tendrán en cuenta en el diseño del intercambiador cuando la distancia L_{bb} sea superior a 30 mm o se tengan de cuatro a seis filas de tubos. Los intercambiadores con modelo en forma de U no suelen tener tiras de sellado en sus diseños, sustituyendo dicho elemento por anillos partidos.

15. k : conductividad térmica del material del tubo. Este parámetro se utiliza para determinar la resistencia térmica que contiene la pared del tubo.
16. $R_{f,o}, R_{f,i}$: Resistencia a la suciedad en el lado de la carcasa y en el tubo. Es importante ser preciso en estos parámetros ya que sus valores van a afectar de manera notable al rendimiento del intercambiador. El parámetro más crítico de los dos es la resistencia del lado de los tubos ya que depende de gran medida de la velocidad del fluido que fluye por el interior. La norma TEMA muestra distintos tipos de fluidos con intervalos de valores de resistencias a la suciedad típicos.

Fluid conditions		a, W/m ² K ^{a,b}	Fouling resistance, m ² K/W ^d
Sensible heat transfer			
Water ^c	Liquid	5 000-7 500	1 × 10 ⁻⁴ -2.5 × 10 ⁻⁴
Ammonia	Liquid	6 000-8 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Light organics ^d	Liquid	1 500-2 000	1 × 10 ⁻⁴ -2 × 10 ⁻⁴
Medium organics ^e	Liquid	750-1 500	1.5 × 10 ⁻⁴ -4 × 10 ⁻⁴
Heavy organics ^f	Liquid,		
	Heating	250-750	2 × 10 ⁻⁴ -1 × 10 ⁻³
	Cooling	150-400	2 × 10 ⁻⁴ -1 × 10 ⁻³
Very heavy organics ^g	Liquid,		
	Heating	100-300	4 × 10 ⁻⁴ -3 × 10 ⁻³
	cooling	60-150	4 × 10 ⁻⁴ -3 × 10 ⁻³
Gas ^h	Pressure 100-200 kN/m ² abs	80-125	0-1 × 10 ⁻⁴
Gas ^h	Pressure 1 MN/m ² abs	250-400	0-1 × 10 ⁻⁴
Gas ^h	Pressure 10 MN/m ² abs	500-800	0-1 × 10 ⁻⁴
Condensing heat transfer			
Steam, ammonia	Pressure 10 kN/m ² abs, no noncondensables ^{i,j}	8 000-12 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Steam, ammonia	Pressure 10 kN/m ² abs, 1% noncondensables ^k	4 000-6 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Steam, ammonia	Pressure 10 kN/m ² abs, 4% noncondensables ^k	2 000-3 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Steam, ammonia	Pressure 100 kN/m ² abs, no condensables ^{l,j,k,l}	10 000-15 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Steam, ammonia	Pressure 1 MN/m ² abs, no condensables ^{l,j,k,l}	15 000-25 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Light organics ^d	Pure component, pressure 10 kN/m ² abs, no noncondensables ^l	1 500-2 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Light organics ^d	Pressure 10 kN/m ² abs, 4% noncondensables ^k	750-1 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Light organics ^d	Pure component, pressure 100 kN/m ² abs, no noncondensables ^k	2 000-4 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Light organics ^d	Pure component, pressure 1 MN/m ² abs	3 000-7 000	0-1 × 10 ⁻⁴
Medium organics ^e	Pure component or narrow condensing range, pressure 100 kN/m ² abs ^{m,n}	1 500-4 000	1 × 10 ⁻⁴ -3 × 10 ⁻⁴
Heavy organics	Narrow condensing range, pressure 100 kN/m ² abs ^{m,n}	600-2 000	2 × 10 ⁻⁴ -5 × 10 ⁻⁴
Light multicomponent mixtures, all condensable ^d	Medium condensing range, pressure 100 kN/m ² abs ^{k,m,o}	1 000-2 500	0-2 × 10 ⁻⁴
Medium multicomponent mixtures, all condensable	Medium condensing range, pressure 100 kN/m ² abs ^{k,m,o}	600-1 500	1 × 10 ⁻⁴ -4 × 10 ⁻⁴
Heavy multicomponent mixtures, all condensable ^f	Medium condensing range, pressure 100 kN/m ² abs ^{k,m,o}	300-600	2 × 10 ⁻⁴ -8 × 10 ⁻⁴
Vaporizing heat transfer ^{p,q}			
Water ⁱ	Pressure < 0.5 MN/m ² abs, ΔT _{SH,max} = 25 K	3 000-10 000	1 × 10 ⁻⁴ -2 × 10 ⁻⁴
Water ⁱ	Pressure > 0.5 MN/m ² abs, pressure < 10 MN/m ² abs, ΔT _{SH,max} = 20 K	4 000-15 000	1 × 10 ⁻⁴ -2 × 10 ⁻⁴
Ammonia	Pressure < 3 MN/m ² abs, ΔT _{SH,max} = 20 K	3 000-5 000	1 × 10 ⁻⁴ -2 × 10 ⁻⁴

Figura 2-26. Valores típicos de resistencias de suciedad en distintas condiciones de fluido. [13]

17. $v_{t,max}, v_{t,min}$: velocidad máxima y mínima permitida en el lado del tubo. Como se ha comentado anteriormente las velocidades del fluido dependen de la suciedad que se vaya a generar por el fluido. Una estimación para $v_{t,max}$ sería 6 m/s en tubos de titanio, 5 m/s para aceros aleados y 3 m/s para aleaciones cobre-níquel o aceros al carbono mientras que las velocidades mínimas no deberán de ser inferiores a 1 m/s para evitar el ensuciamiento por lo que se tendrá que adaptar el diseño con el fin de cumplir esta restricción.
18. $\Delta p_{s,max}, \Delta p_{s,min}$: Caída de presión máxima y mínima admisible en carcasa y tubos. Se calcula el valor según el material y el diseño realizado en el intercambiador. Este parámetro se selecciona para obtener una solución barata y eficiente.
19. Es necesario conocer también las propiedades de cada fluido que va a actuar en el intercambiador de calor y el valor de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Si falta una temperatura se realiza balances de energía siguiendo la primera ley de la termodinámica. Las propiedades a conocer de cada fluido son: calor específico, gravedad, viscosidad cinemática o dinámica y caudal másico.

2.4.2 Parámetros principales de Bell-Delaware

Una vez obtenidos los datos geométricos y los parámetros iniciales del intercambiador de calor se procede a calcular los parámetros principales del método de Bell-Delaware. El orden elegido para la obtención de estos parámetros es el ideal a seguir para poder calcularlos sin necesidad de dejar una variable en función de otra.

1. θ_{ctl} : ángulo subtendido por el corte del baffle y el diámetro que atraviesa los centros de los tubos más externos del haz de tubos.
2. θ_{ds} : ángulo subtendido por el diámetro interno de la carcasa y el corte del baffle que se expresa como:

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right)$$

Otro ángulo necesario si se bloquea en la ventana del baffle el área entre D_s y D_{otl} es:

$$\theta_{otl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{otl}} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \right]$$

3. S_m : área existente entre dos baffles consecutivos donde el flujo es perpendicular a los tubos. Esta superficie va a influir en gran parte en el número de Reynolds del intercambiador. Se calcula mediante:

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_o) \right]$$

donde $L_{tp,eff}$ es el espaciado mínimo eficiente entre tubos y se puede determinar en la Figura 2-16 según el arreglo de tubos seleccionado para el diseño.

4. S_{tb} : área de fuga entre el tubo y el baffle. En dicha superficie se genera una fuga debido a la diferencia de tamaño entre el diámetro exterior de los tubos y el diámetro de los orificios realizados en el baffle, siendo este último superior al de los tubos. El área de fuga es:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(L_{tp} + D_o)^2 - D_o^2] (N_t)(1 - F_w)$$

siendo F_w la fracción de tubos en una ventana del baffle. Como se asume que el haz de tubos es uniforme dentro de D_{otl} , la fracción de tubos se expresa de la siguiente forma

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi}$$

5. S_w : área de flujo de la ventana. Esta superficie abarca el área entre el diámetro interior de la carcasa y la arista del corte del baffle, S_{wg} , menos la superficie ocupada por los tubos en la ventana, S_{wt} . El área total de los tubos de la venta es:

$$S_{wt} = \left(\frac{\pi}{4} D_o^2\right) N_t \cdot F_w$$

Finalmente, con las dos áreas calculadas ya se puede determinar el área de flujo de la ventana, S_w .

$$S_w = S_{wg} - S_{wt}$$

6. S_b : área de reflujos en el banco de tubos. Esta superficie forma parte del área de flujo cruzado, S_m y junto al área de derivación de flujo entre la carcasa y los tubos puede ser una vía de fuga del flujo que circula entre el haz de tubos ocasionando una disminución de la pérdida de carga y de la transferencia de calor del equipo. El área de reflujos se puede expresar como:

$$S_b = L_{bc} [(D_s - D_{otl}) + L_{pl}]$$

donde L_{pl} adquiere un valor nulo en cálculos estándares o el valor del diámetro exterior de los tubos en primeras estimaciones, $L_{pl} = D_o$.

7. S_{sb} : área de fuga entre la carcasa y el baffle. Dicha superficie será requerida a la hora de calcular el factor de corrección referente a la fuga del baffle y se puede aproximar como:

$$S_{sb} = \pi D_s \left(\frac{L_{sb}}{2}\right) \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360}\right)$$

8. D_w : diámetro equivalente de la ventana del baffle. Es necesario en el caso de que se tenga un flujo laminar en el lado de la carcasa para calcular la caída de presión. Se calcula a través de la siguiente

ecuación:

$$D_w = \left(\frac{4S_w}{\pi \cdot D_o \cdot N_{tw} + \pi \cdot D_s \cdot \frac{\theta_{ds}}{360}} \right)$$

9. N_{tcc} : número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado. El número de filas va a depender principalmente del corte del baffle que se haya seleccionado, del diámetro interno de la carcasa y la orientación seleccionada de los tubos, siendo:

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right)$$

donde L_{pp} varía en función de la disposición de los tubos como se expresa en la Figura 2-16. Otro parámetro a considerar es el número de filas efectivas cruzadas en la ventana del baffle, N_{tcw} . Para ello es necesario conocer la distancia efectiva de la ventana L_{wp} siendo 0,4 veces la distancia entre el corte del baffle y D_{ctl} [14].

$$L_{wp} = 0,4 \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right]$$

Con la distancia conocida ya se puede obtener las filas efectivas cruzadas en la ventana del baffle.

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right]$$

10. N_b : número de baffles. La cantidad necesaria de baffles viene determinada por la separación total de los baffles y el espacio entre baffles siendo:

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1$$

2.4.3 Factores de corrección

Los factores de corrección del método de Bell-Delaware se utilizan para tener en cuenta las distintas fugas y corrientes no deseadas que se originan en el interior de la carcasa, convirtiendo el valor del coeficiente de convección de la carcasa calculado para un haz tubular ideal en el coeficiente de convección de un intercambiador real. El producto de los factores de corrección en un intercambiador de calor bien diseñado no puede ser inferior a 0,4 siendo preferentemente superior a 0,5.

El primer paso a realizar es el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa, h_{id} , que como se ha dicho anteriormente no tiene en cuenta ni las fugas ni las corrientes no deseadas que se producen en el lado interno de la carcasa. La expresión es la siguiente:

$$h_{id} = j_i \cdot C_{ps} \cdot \left(\frac{M_s}{S_m}\right) \left(\frac{K_s}{C_{ps} \cdot \mu_s}\right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0.14}$$

donde C_{ps} es el calor específico del fluido que fluye por la carcasa, $\mu_{s,w}$ es la viscosidad dinámica del mismo fluido, pero a la temperatura de la superficie del tubo j_i es el factor ideal de Colburn que se puede determinar de forma analítica o mediante las gráficas que se muestran en las Figuras 2.27-2.28 y 2.29.

$$j_i = a_1 \cdot \left(\frac{1.33}{L_{tp}/d_o}\right)^a (Re_s)^{a_2}$$

donde

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_s)^{a_4}}$$

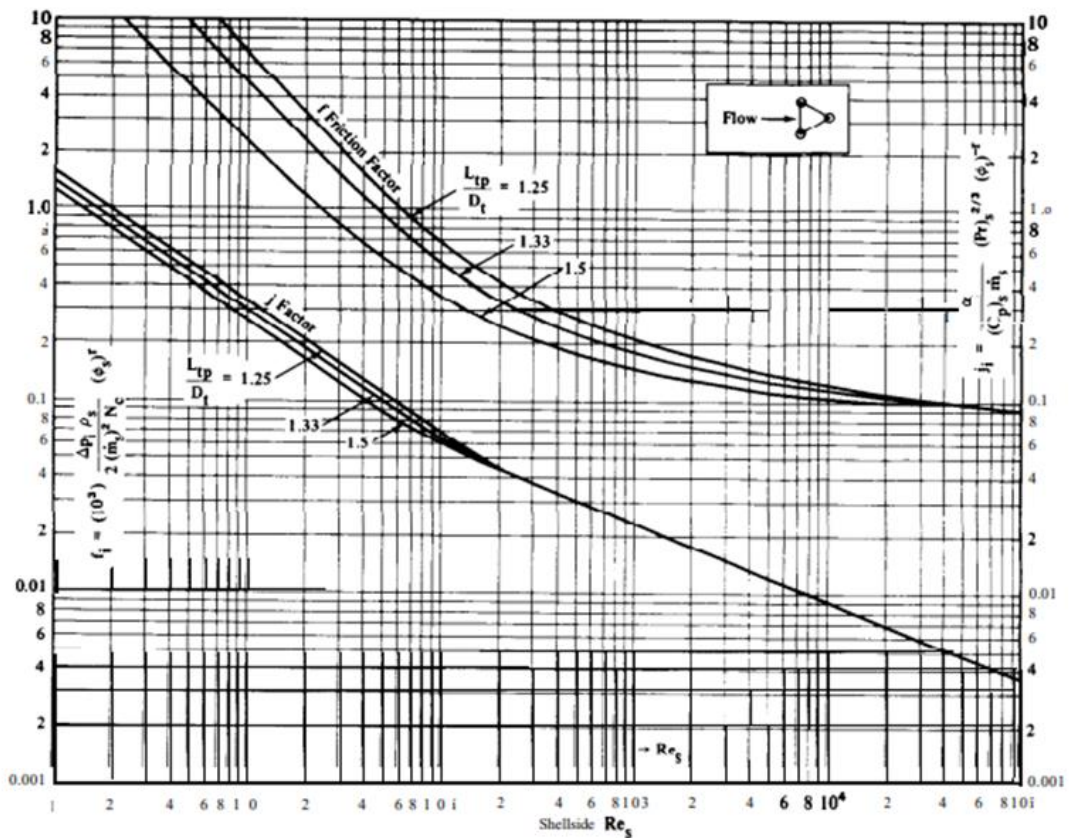


Figura 2-27. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 30°. [13]

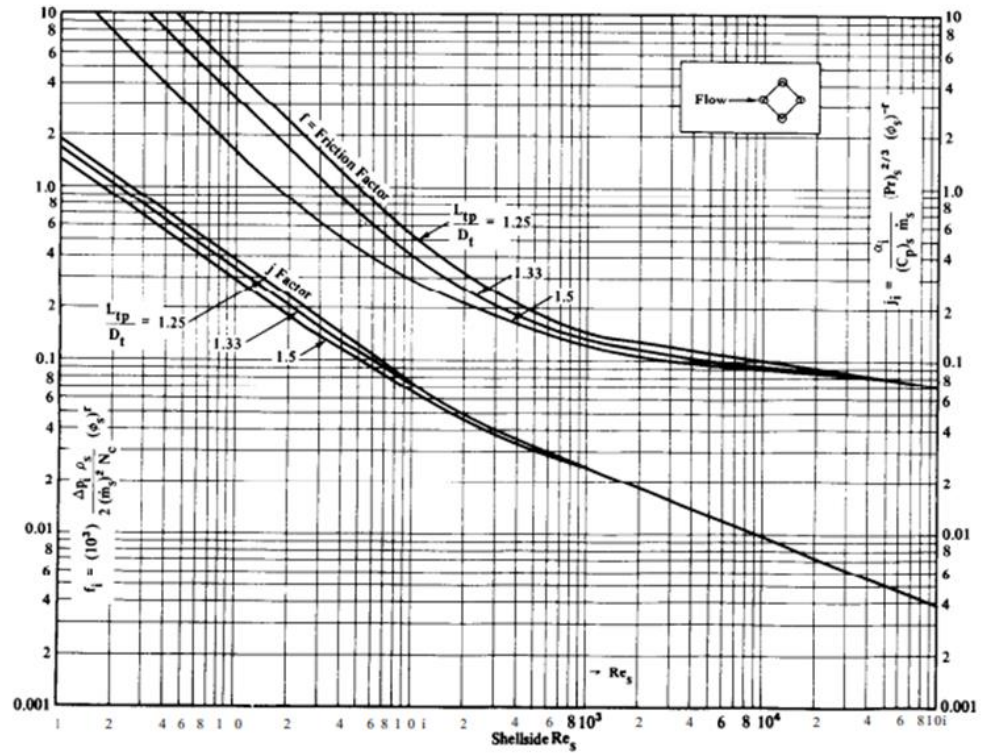


Figura 2-28. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 45°. [13]

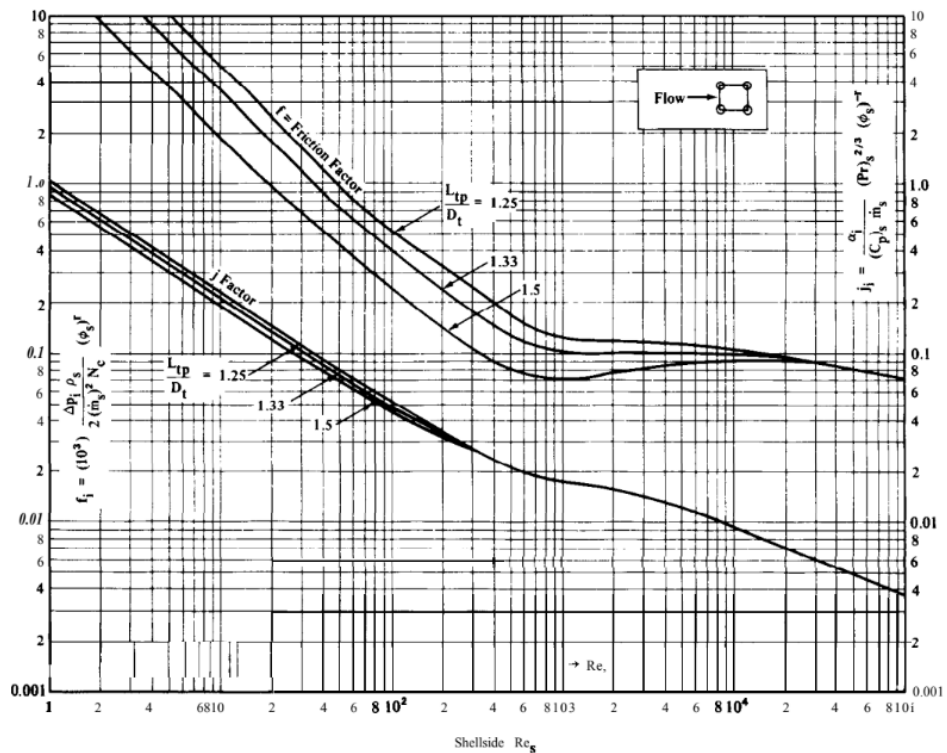


Figura 2-29. Correlación para la obtención de j_i en la disposición de tubos de 90°. [13]

Como se puede apreciar en la figura superior, el factor ideal de Colburn depende principalmente de los coeficientes de correlación a_1, a_2, a_3, a_4 seleccionando los valores en la Figura 2-30, según el arreglo de los tubos y el número de Reynolds del fluido de la carcasa. Para cada disposición de tubos hay una gráfica diferente.

Layout angle	Reynolds number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30i	10^5-10^4	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10^4-10^3	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10^3-10^2	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10^2-10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45i	10^5-10^4	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10^4-10^3	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10^3-10^2	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10^2-10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90i	10^5-10^4	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10^4-10^3	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10^3-10^2	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10^2-10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Figura 2-30. Coeficientes de correlación para el cálculo de j_i .^[13]

El número de Reynolds se obtiene a través del diámetro exterior de los tubos, la viscosidad del fluido que circula por la carcasa y la velocidad másica, G_s , que es el cociente entre el caudal másico del fluido de la carcasa y el área de flujo cruzado.

$$Re_s = \frac{D_o \cdot \dot{m}_s}{\mu_s \cdot S_m}$$

Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor en la carcasa se determinan los distintos factores de corrección que modifican tanto la pérdida de carga como el coeficiente de convección en la carcasa. Los factores de corrección son los siguientes:

1. J_c : factor de corrección del flujo para la ventana del baffle. Con este parámetro se considera la transferencia de calor en la ventana en función del diámetro de la carcasa y la distancia de corte del baffle, que comprende entre el extremo del baffle hasta el diámetro interno de la carcasa. El factor de corrección con corte de baffle entre el 15-45% se puede expresar como:

$$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_c$$

donde F_c es la fracción de tubos que se encuentra en el flujo perpendicular, que depende de la fracción de tubos en la ventana del baffle, quedando:

$$F_c = 1 - 2F_w$$

El valor de este factor varía en función de la fracción de tubos ubicados en la ventana siendo $J_c = 1$ en baffles con cortes sobre el 25-30% y $J_c > 1$ para baffles con cortes inferiores.

2. J_l : factor de corrección por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle. Este factor tiene en cuenta la fuga que se origina entre el espacio disponible de los tubos y la carcasa con los baffles (corriente A y E). Esta fuga ocasiona una menor eficacia en la corriente de flujo cruzado provocando una disminución

en la transferencia de calor y en la caída de presión en el lado de la carcasa. El factor de corrección por pérdida de flujo se puede obtener gráficamente:

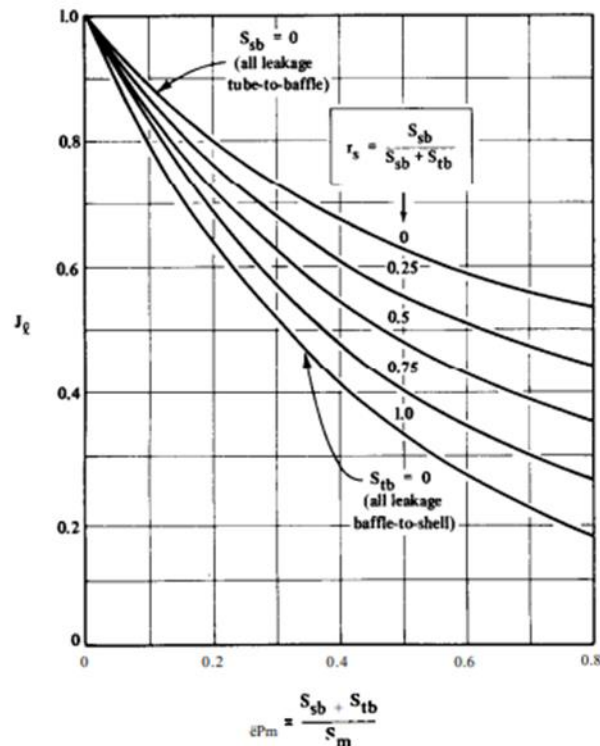


Figura 2-31. Factor de corrección por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle. [13]

o de manera analítica a través de la siguiente fórmula:

$$J_l = 0.44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0.44 \cdot (1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}}$$

donde r_s y r_{lm} son parámetros correccionales y dependen directamente del área entre la carcasa y los distintos baffles, el área entre tubos y baffles y el área mínima entre dos baffles consecutivos, calculándose de la siguiente manera:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$$

Un buen diseño presenta un factor de corrección en el intervalo de 0,7-0,9 considerando un mal diseño a valores inferiores a 0,6. En caso de que sea necesario aumentar dicho factor es necesario incrementar el espaciado entre baffles o cambiar la disposición de los tubos de 90° a 45° . Otro parámetro necesario para el cálculo de la caída de la presión en la carcasa es el factor de corrección para los efectos de fuga en baffles, R_l , que suele alcanzar unos valores entre 0,4 y 0,5 y se obtiene mediante la siguiente expresión:

3. J_b : factor de corrección por los efectos de desviación de flujo en el banco de tubos. Las desviaciones o fugas en el haz tubos se originan por el espacio entre el diámetro interno de la carcasa y la separación de los tubos más externos (corriente C y F). Dependen principalmente de los pares de tiras de sellado en un baffle, N_{ss} y de la relación de áreas F_{sbp} , que es la relación entre el área de fugas y flujo cruzado. El factor de corrección J_b se puede obtener gráficamente como se muestra en la Figura 2-32 o a través de la siguiente ecuación:

$$J_b = e^{[-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot (1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3})]}$$

donde $C_{bh}=1,35$ en flujo laminar y $C_{bh}=1,25$ en flujo turbulento, mientras que r_{ss} es el cociente entre los pares de tiras de sellado y el número de filas de tubos en régimen laminar.

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}}$$

Si dicho cociente presenta un valor de $r_{ss} \geq 0,5$ el factor de corrección será igual a la unidad, $J_b=1$.

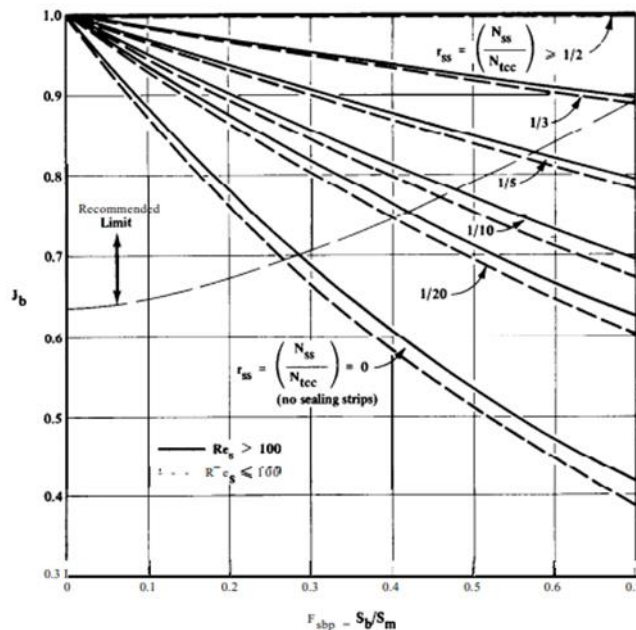


Figura 2-32. Factor de corrección por los efectos de desviación de flujo en el haz de tubos. [13]

En intercambiadores en U no es necesaria la utilización de tiras de sellado debido al poco espacio disponible, aunque se suelen añadir si son necesarios en el diseño. En espaciados grandes entre el haz de tubos y el baffle el factor de corrección es de 0,7 mientras que en espaciados pequeños asciende a 0,9. El factor de corrección R_b se puede obtener gráficamente como en la Figura 2-33 o de manera analítica con:

$$R_b = e^{[-C_R \cdot (S_b/S_m) [1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}]}]$$

donde

$$C_R = 3,7 \text{ para } Re > 100$$

$$C_R = 4,5 \text{ para } Re < 100$$

$$R_b = 1 \text{ para } r_{ss} \geq 0,5$$

Los valores del factor de corrección para la pérdida de carga suelen estar en un intervalo entre 0,4 y 0,8, siendo mayor cuando más tiras de sellado contenga el intercambiador.

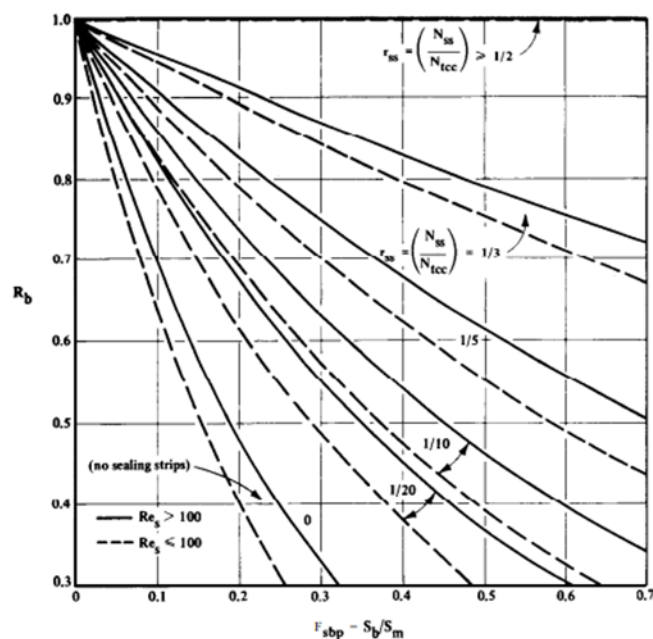


Figura 2-33. Factor de corrección de caída de presión R_b . [13]

4. J_r : factor de corrección por gradiente adverso de temperatura en flujo laminar. Con este factor se tiene en cuenta la disminución de transferencia de calor ocasionada por el régimen laminar, especialmente en valores de Reynolds iguales o inferiores a 20. El efecto disminuye en valores de Re inferiores a 100, desapareciendo en valores superiores. Para determinar el factor de corrección J_r con rangos de Reynolds entre $Re \leq 20$ y $Re = 100$, se utiliza la siguiente interpolación lineal:

$$J_r = \frac{1.51}{N_c^{0.18}} + \left(\frac{20 - Re}{80} \right) \cdot \left(\frac{1.51}{N_c^{0.18}} - 1 \right)$$

donde N_c es el número de filas de tubos cruzados y se expresa:

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw}) \cdot (N_b + 1)$$

Asimismo, si se tiene un Reynolds en estos rangos se puede calcular el factor de corrección a través de

la siguiente figura:

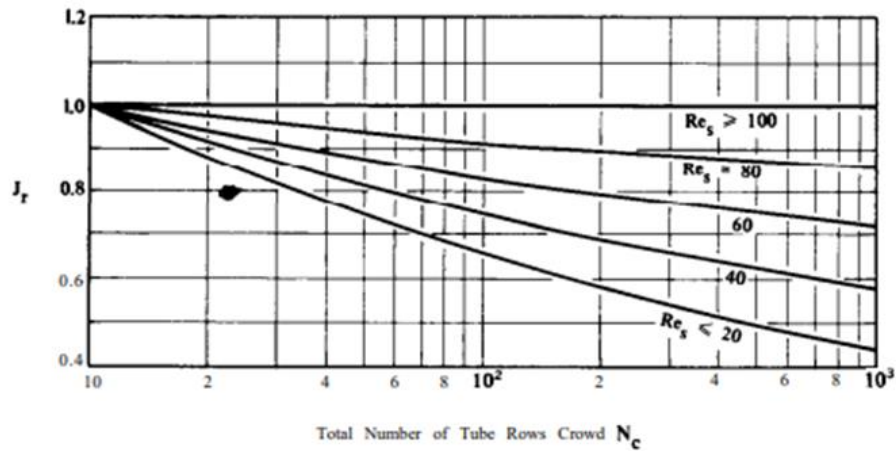


Figura 2-34. Factor de corrección por gradiente adverso de temperatura en flujo laminar ($Re < 100$). [13]

Con valores de $Re \leq 20$ el factor de corrección se puede determinar mediante:

$$J_r = \frac{1.51}{N_c^{0.18}}$$

Por otro lado, si el Reynolds es superior a 100 el factor de corrección es igual a la unidad, $J_r = 1$.

5. J_s : factor de corrección para el espaciado de baffles en la entrada y en la salida. Los espacios diseñados entre los baffles al inicio y al final de la carcasa junto a los cambios de velocidad hacen variar al coeficiente de transferencia de calor. El factor de corrección depende del número de baffles instalados, el cociente entre la distancia entre baffles al inicio y el espacio entre baffles centrales, L_i^* y la fracción entre el espaciado inicial y el central de los baffles L_o^* . Analíticamente se calcula:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_i^*) + (L_o^*)}$$

donde

$$n = 0,6 \quad Re \geq 100$$

$$n = \frac{1}{3} \quad Re < 100$$

Asimismo, se puede obtener el factor de corrección mediante la siguiente gráfica:

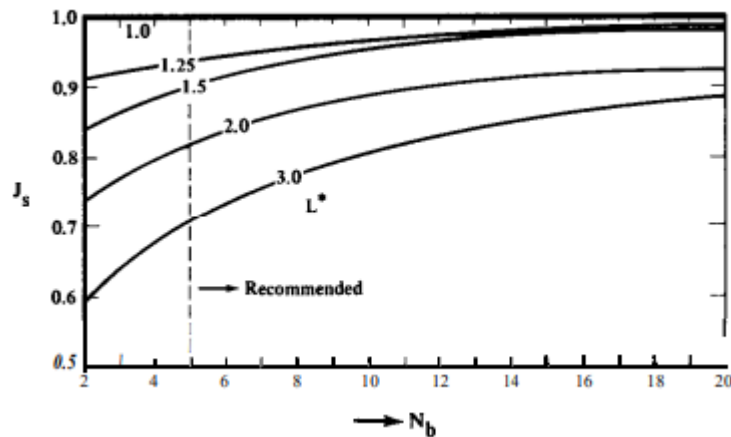


Figura 2-35. Factor de corrección para el espaciado de baffles en la entrada y en la salida. [13]

Para un buen diseño, se estima un factor de corrección J_s , entre 0,85 y 1. El factor de corrección es igual a la unidad en casos donde $L_i^* = L_o^* = 1$, mientras que si estos cocientes presentan valores superiores a 2 se considera un mal diseño, especialmente si el número de baffles es bajo.

Otro parámetro a calcular es el factor de corrección para la pérdida de carga R_b , calculándose de la siguiente manera:

$$R_s = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}}\right)^{2-n} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}}\right)^{2-n}$$

donde

$$n = 0,2 \text{ para } Re \geq 100$$

$$n = 1 \text{ para } Re < 100$$

Al igual que en el factor de corrección J_s , si la separación entre baffles iniciales, finales y centrales es la misma, el factor de corrección de la pérdida de carga es igual a la unidad.

Finalmente, con los factores de corrección y el coeficiente de transferencia de calor ideal conocidos se puede calcular el coeficiente de convección de la carcasa h_s a través de:

$$h_s = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$$

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor a través de factores de corrección es importante en intercambiadores de tipo U donde el espacio con los baffles de salida siempre existirá. Como se ha comentado anteriormente, J_{tot} no deberá de ser inferior a 0,4 teniendo como preferencia valores superiores a 0,5.

2.4.4 Caída de presión en la carcasa

A diferencia del método de Kern, el método Bell-Delaware solo presenta correlaciones en la pérdida de carga del fluido que fluye por la carcasa. Es importante conocer este parámetro ya que tiene relación directa en el diseño, características mecánicas y coste del intercambiador de calor.

Las correlaciones de Bell-Delaware diferencian la pérdida de carga en tres zonas principales, la primera en la entrada y salida, la segunda en la zona central, y por último en las ventanas del intercambiador.

La caída de presión en la entrada y salida del intercambiador, ΔP_e no se ve afectada por las fugas ya que en la corriente de inicio no se suelen desarrollar fugas mientras que en la salida del intercambiador las fugas ya se han unido a la corriente principal. Los parámetros que afectan son las filas de tubos cruzados de la entrada y salida N_{tcw} , junto a los factores de corrección aplicados por la distinta separación entre baffles centrales y los de entrada y salida del intercambiador. La correlación de la caída de presión en la zona inicial y final es:

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s$$

donde

$$\Delta P_{bi} = 4 \cdot f_i \cdot \frac{G_s^2}{2\rho_s} \left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s} \right)^{0.14} N_{tcc}$$

La caída de presión en la zona central de la carcasa depende principalmente del número de baffles añadidos en el diseño, de la presión ideal de la carcasa y de los factores de corrección aplicados por la desviación de flujo en el haz de tubos y en el espacio generado por la separación entre los baffles con la carcasa y los tubos, quedando la expresión:

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (1 + N_b) R_b R_l$$

Por último, las correlaciones empleadas para la caída de presión en las ventanas de los baffles utilizan el caudal másico que circula por dichas ventanas que depende del área transversal y de reflujo junto al caudal del fluido que circula por la carcasa.

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_s}{\sqrt{S_m S_w}}$$

La correlación a usar varía en función del número de Reynolds obtenido en el lado de la carcasa, considerando para un régimen turbulento la siguiente expresión:

$$\Delta P_w = N_b \left[(2 + 0.6 N_{tcw}) \frac{\dot{m}_w^2}{2\rho_s} \right] R_l$$

mientras que para un flujo laminar se utiliza la siguiente correlación:

$$\Delta P_w = N_b \left\{ 26 \cdot \frac{\mu_s \cdot \dot{m}_w}{\rho_s} \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_o} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right] + \left[2 \cdot \frac{\dot{m}_w^2}{2\rho_s} \right] \right\} R_l$$

Una vez calculada la caída de presión en las distintas zonas del intercambiador se puede estimar la caída de presión de la carcasa sumando las distintas caídas de presiones en las zonas nombradas anteriormente.

$$\Delta P_S = \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_c$$

2.5 Método de Kern

El método de Kern fue publicado en 1950 [23] y fue durante años el procedimiento a utilizar en la industria, no por emplear correlaciones precisas, sino por la facilidad de aplicar el método junto a los comentarios y ejemplos prácticos incluidos en él. Años después fueron saliendo métodos ligeramente más precisos como el de Tinker (1951) o Devore (1963) [14], pero el método de Kern seguía siendo el preferente.

En la actualidad, se utiliza principalmente para realizar un diseño preliminar del intercambiador ya que es un método simple de aplicar con una precisión aceptable. Se implementa frecuentemente en el caso de tener parámetros con un grado de incertidumbre en el que no se justifica el uso de un método con más elaboración.

A diferencia del método de Bell-Delaware, este método no tiene en cuenta las fugas ni las corrientes que se crean en el lado de la carcasa, ya que considera que el flujo a través del arreglo de tubos es únicamente flujo cruzado [24], obteniendo una gran dispersión en los resultados de la caída de presión en la carcasa (normalmente más del 100%) [14]. En cambio, sí puede mostrar una gran precisión en el coeficiente de transferencia de calor obteniendo en los peores casos coeficientes ligeramente inferiores al real.

Las correlaciones incluidas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se presentan para un corte único de baffle del 25%, valor en el cual se suele obtener el mejor diseño para un intercambiador de calor. Otra peculiaridad del método es que presenta un diámetro equivalente en las correlaciones de Nu y Re, basado en la proyección longitudinal del flujo, para tener en cuenta el efecto de las distintas disposiciones en los tubos.

Otro aspecto a tener en cuenta es que la precisión del método se ve afectada en casos donde se tiene flujo laminar debido a que en esa época no se tenían los datos suficientes para abordar las consecuencias que se originaban en el método.

En general, se realiza primero el método de Kern para obtener unas primeras dimensiones del intercambiador para posteriormente aplicar un análisis más específico a través del método de Bell-Delaware.

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor y la caída de presión en un intercambiador de calor con el método de Kern se debe de seguir el siguiente procedimiento.

2.5.1 Parámetros iniciales

Como se ha comentado en el método de Bell-Delaware, estos datos son mayormente distintas dimensiones del intercambiador que se pueden estimar mediante tablas proporcionadas por distintas normativas del sector y propiedades de los distintos fluidos que circulan por el intercambiador.

El diseño del intercambiador va a seguir las normas TEMA siempre que se puedan utilizar, de lo contrario, se utilizarán las normas DIN. Los parámetros iniciales a obtener se muestran en la siguiente lista.

1. D_o : diámetro exterior de los tubos.
2. D_i : diámetro interior de los tubos.

3. D_s : diámetro interior de la carcasa.
4. L_{tp} : espaciado de tubos.
5. L_{bc} : espaciado entre baffles.
6. θ_{tp} : arreglo de tubos.
7. k : conductividad térmica del material del tubo, del fluido de la carcasa y del tubo.
8. μ : viscosidad dinámica del fluido que circula por carcasa y tubo.
9. c_{ps} : calor específico de ambos fluidos.
10. ρ : densidad del fluido de la carcasa y tubos.
11. $R_{f,o}$, $R_{f,i}$: resistencia a la suciedad en el lado de la carcasa y en el tubo, respectivamente.
12. m_t , m_s : caudal másico del fluido que circula por los tubos y la carcasa, respectivamente.
13. $\Delta p_{s,max}$, $\Delta p_{s,min}$ y $\Delta p_{t,max}$, $\Delta p_{t,min}$: Caída de presión máxima y mínima admisible en carcasa y tubos.
14. $T_{c,i}$, $T_{c,o}$, $T_{h,i}$, $T_{h,o}$: temperatura del fluido frío y caliente a la entrada y salida.

2.5.2 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la carcasa

Para facilitar la comparación de ambos métodos se empieza por el lado de la carcasa como en Bell-Delaware.

El primer parámetro a calcular es el número de tubos del intercambiador que está en función del diámetro interior de la carcasa y del área proyectada de la disposición de tubos perteneciente a un solo tubo [24], A_1 :

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{A_1}$$

donde CTP es una constante que tiene en cuenta el espacio disponible entre la carcasa y el círculo exterior del tubo, adquiriendo los siguientes valores en diseños con placas tubulares fijas: CTP=0.93 en configuraciones con un solo paso por tubo, CTP=0.90 con dos pasos por tubo y finalmente CTP=0.85 para tres pasos por tubo.

La superficie proyectada de la configuración de tubos, referente a un solo tubo, se determina de la siguiente manera:

$$A_1 = (CL) \cdot L_{tp}$$

siendo CL una constante en el que valor varía en función de la disposición del tubo seleccionada en el diseño: CL=1 en disposiciones de 45° y 90°. Como se puede apreciar la fórmula de los tubos en Bell-Delaware no es igual que la utilizada en Kern ya que se tiene en cuenta el diámetro interior de la carcasa.

Otra forma de conocer el diámetro interno de la carcasa de una manera más detallada es utilizando la siguiente fórmula, donde se requiere conocer la longitud del intercambiador.

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_o \cdot (PR)^2 D_o}{L} \right]^{1/2}}$$

donde A_o es el área del intercambiador de calor.

El siguiente paso consiste en determinar el diámetro equivalente de la carcasa, parámetro que no aparece en el método de Bell-Delaware, que consiste en el diámetro a lo largo del eje de la carcasa tomándose como cuatro veces el área de flujo libre en la placa de tubos, partido por el perímetro mojado [24]:

$$D_e = \frac{4 \times \text{area de flujo libre}}{\text{perímetro mojado}}$$

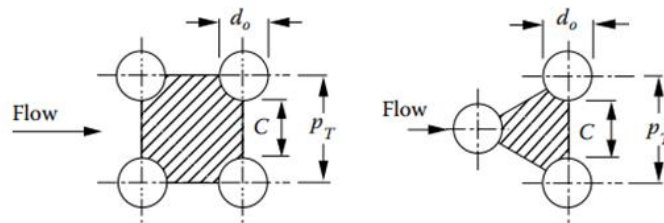


Figura 2-36. Disposición de tubos en cuadrado y triángulo.

Esta ecuación se utiliza para cualquier disposición de tubos seleccionada. Como se puede apreciar en la anterior figura, para una disposición cuadrada (45° y 90°) el área de flujo libre es la diferencia entre el área del cuadrado en el que cada lado es el espaciado entre tubos L_{tp} o P_t , y el área del círculo mientras que el perímetro es la circunferencia del círculo, quedando la ecuación para una disposición cuadrada:

$$D_e = \frac{4 (L_{tp}^2 - \pi \cdot D_o^2 / 4)}{\pi D_o}$$

en cambio, si la disposición de tubos seleccionada en el diseño es triangular se utiliza la ecuación inferior.

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{L_{tp}^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot D_o^2}{8} \right)}{\pi D_o / 2}$$

Para determinar la velocidad másica, G_s , se necesita determinar el área por donde el fluido fluye libremente por la carcasa, pero realmente no se encuentra una zona donde el fluido circule libre, por lo que se selecciona la superficie de flujo máximo que corresponde a la zona central de la carcasa, quedando:

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot L_{bc}}{L_{tp}}$$

donde el área depende principalmente del espacio entre baffles, la holgura entre dos tubos consecutivos $C=L_{tp} - D_t$, el diámetro interno de la carcasa y el espacio entre tubos. El cociente entre el diámetro de la carcasa y el espaciado de tubos determina el número de tubos en la línea central de la carcasa, $N_c = D_s/L_{tp}$.

Una vez calculada el área de flujo máximo ya se puede conocer la velocidad másica del fluido que circula por la carcasa:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$$

donde \dot{m}_s es el caudal másico del fluido de la carcasa.

Finalmente se calcula el coeficiente de transferencia en la carcasa, concretamente en el exterior de los tubos. Este coeficiente puede variar si en el diseño no se han incluido baffles, ya que estos generan un aumento de turbulencias en la carcasa, provocando un incremento del coeficiente de transferencia de la carcasa. McAdams sugirió la siguiente correlación para el coeficiente de transferencia de calor en la carcasa [25]:

$$\frac{h_s \cdot D_e}{k} = 0.36 \cdot \left(\frac{D_e \cdot G_s}{\mu_s} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu_s}{k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0,14}$$

donde el primer cociente de la ecuación es el número de Nusselt (Nu), el primer término en paréntesis es el número de Reynolds (Re) y el segundo el número de Prandtl (Pr).

2.5.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de los tubos

El coeficiente de transferencia de calor determina el grado de conductividad del fluido que circula por los tubos del intercambiador. Para llegar a él, será necesario seguir un procedimiento similar al anterior para el cálculo de la transferencia en la carcasa.

El primer término a calcular es la velocidad del fluido que circula por el interior de los tubos. Por lo común, suele ser dato junto al caudal másico del fluido siendo posible determinar el número de tubos del intercambiador. Otra práctica suele ser seleccionar una velocidad con un valor coherente en función del material del tubo para evitar que el intercambiador de calor presente problemas con la suciedad. La fórmula a utilizar para obtener el caudal másico en el interior de los tubos es:

$$\dot{m}_t = \rho_t \cdot \mu_t \cdot A_t \cdot N_t$$

donde A_t es el área de un tubo, $A_t = \pi \cdot D_i^2 / 4$

Conociendo el valor de la velocidad del fluido de los tubos se puede calcular el número de Reynolds que cambia respecto al de la carcasa, ya que no se utiliza el diámetro equivalente D_e , sino el diámetro interior de los tubos.

$$Re = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\mu}$$

Para el número de Prandtl no es necesario ningún parámetro geométrico del intercambiador ya que es un número adimensional que depende de las propiedades y del estado del fluido expresándose de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{C_{p,t} \cdot \mu_t}{k_t}$$

Finalmente, se selecciona una correlación en función del número de Reynolds y el número de Prandtl obtenido anteriormente. En este caso se muestra la correlación de Petukhov-Kirillov con las condiciones a cumplir para utilizarla:

$$\frac{h_s \cdot D_e}{k} = \frac{(f/2) \cdot Re_t \cdot Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$10^4 < Re_t < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr_t < 200 \text{ (error 5\%)} \text{ y } 0.5 < Pr_t < 2000 \text{ (error 10\%)}$$

donde f es el factor de fricción que se puede calcular con [24]:

$$f = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2}$$

Otras correlaciones que se utilizan comúnmente para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos son:

1. Correlación de Sieder y Tate:

$$Nu = 0.027 \cdot Re_d^{4/5} Pr_d^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0.14}$$

$$Re_t > 10000, 0.7 \leq Pr_t < 16700, (L/D) > 10$$

2. Correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 \cdot Re_d^{4/5} Pr_d^n$$

$$n = 0.3 \text{ si el fluido cede calor}$$

$$n = 0.4 \text{ si el fluido se calienta}$$

$$Re_t > 10000, 0.6 \leq Pr_t < 160, (L/D) > 10$$

3. Correlación de Gnielinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$3000 < Re < 5 \cdot 10^6, 0.5 \leq Pr < 2000 (L/D) > 10$$

4. Correlación para flujo laminar:

$$Nu_D = 3.66$$

$$Re \leq 2300, Pr \geq 0.6$$

El coeficiente de transferencia de calor en los tubos calculado se utilizará en el diseño para el método de Kern y en el de Bell-Delaware, para obtener la menor diferencia en los resultados finales de ambos métodos.

2.5.4 Caída de presión en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa a través del método de Kern es diferente a Bell-Delaware, siendo más simple y dependiendo de otros parámetros que no aparecen anteriormente, como el diámetro equivalente. Como se ha comentado anteriormente, la precisión de la caída de presión a través de Kern es inferior que con Delaware ya que no se tiene en cuenta las fugas que se producen en la carcasa. La expresión para predecir la caída de presión es la siguiente:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s}$$

siendo $f = (0.576 - 0.19 \ln Re_s)$ el factor de fricción en la carcasa, resultando eficaz en rangos de $400 < Re_t < 1 \times 10^6$, N_b es el número de baffles del intercambiador y $\phi_s = (\mu_t / \mu_{t,w})^{0.14}$ es el cociente entre la viscosidad dinámica del fluido que fluye por los tubos y la viscosidad de dicho fluido a la temperatura de la superficie interna del tubo. Como se puede apreciar en la ecuación, la caída de presión también depende de la velocidad másica, de la densidad del fluido y del diámetro interior y equivalente de la carcasa.

2.5.5 Caída de presión en los tubos

La expresión para determinar la caída de presión en los tubos se puede dividir en dos partes, donde la primera depende principalmente de la longitud del intercambiador, la velocidad del fluido, el factor de fricción, el número de pasos por tubo, el diámetro interior del tubo y la densidad, mientras que la segunda parte se debe a los cambios de dirección generados en los pasos del intercambiador.

$$\Delta P_t = 4f \frac{LN_p}{D_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_r = 4N_p \cdot \rho \frac{u_m^2}{2}$$

Juntando las dos expresiones se obtiene la correlación para la caída de presión en los tubos.

$$\Delta P_{total} = \left(4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \rho \frac{u_m^2}{2}$$

2.6 Parámetros finales

Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor de la carcasa y de los tubos mediante el método de Kern y el de Bell-Delaware se pasa a calcular los parámetros finales del diseño. Estos parámetros son el coeficiente global de calor U , el área de transferencia de calor A , el factor de corrección F , la potencia calorífica del intercambiador Q , que se debe de conocer desde el principio y la temperatura media logarítmica DTLM. Todos estos parámetros se van a obtener mediante el método F-DTLM.

El método F-DTLM es un procedimiento general a seguir con el fin de diseñar y evaluar los intercambiadores. El objetivo principal de la correlación de este método es determinar el área de transferencia del intercambiador para conocer las condiciones de operación. La ecuación que define la potencia calorífica de un intercambiador de calor viene dada por:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot DTLM$$

donde el factor de corrección F se obtiene a través de gráficas que dependen de los pasos por carcasa y tubos que presenta el equipo. Para un intercambiador con un paso por carcasa y 2,4,6 (cualquier múltiplo de dos) pasos por los tubos [25] se utiliza la siguiente figura:

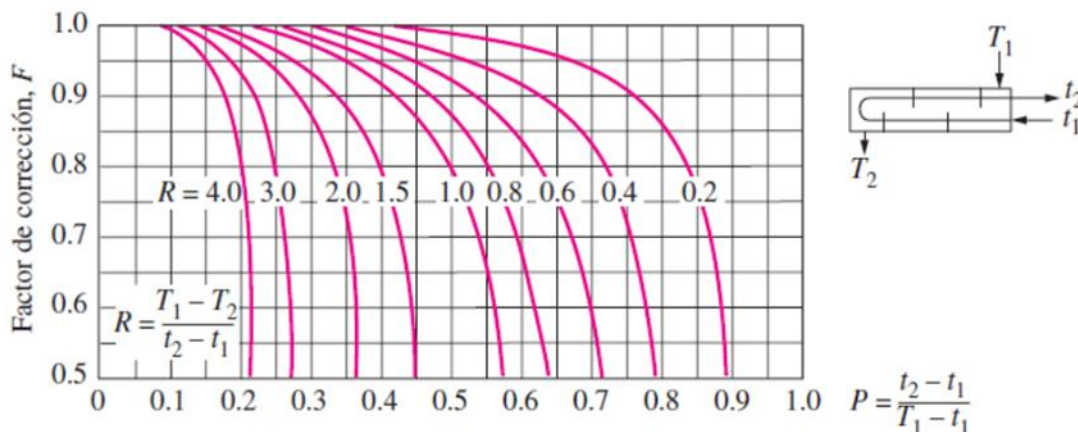


Figura 2-37. Factor de corrección para un paso por carcasa y 2, 4, 6 (cualquier múltiplo de 2) pasos por tubo. [25]

mientras que para intercambiadores de dos carcassas con un número múltiplo de dos pasos por los tubos se tiene:

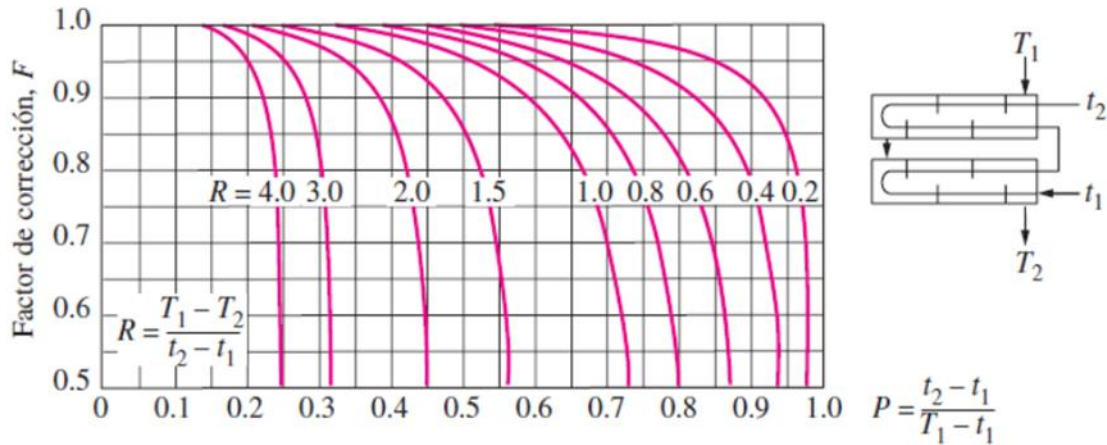


Figura 2-38. Factor de corrección para un paso por carcasa y 2, 4, 6 (cualquier múltiplo de 2) pasos por tubo. [25]

donde T es la temperatura del fluido a mayor temperatura y t la del fluido frío, mientras que 1 es la temperatura de entrada y 2 la de salida.

Cabe destacar que el factor de corrección es adimensional y depende del parámetro de efectividad P y de la relación de capacidades térmicas R . El primer término es un indicador de la eficiencia de transferencia de calor llegando a tener un valor nulo si la temperatura del fluido se muestra constante. Si el factor de corrección es menor de 0,8 en intercambiadores de carcasa y tubo se debe analizar de nuevo el diseño [25].

La temperatura media logarítmica es utilizada en el método debido a que las temperaturas de los fluidos que circulan por el intercambiador no son constantes ya que varían. Por este motivo se emplea una diferencia media efectiva de las temperaturas de ambos fluidos expresándose:

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

$$\Delta T_1 = (T_{h2} - T_{c1}) \text{ y } \Delta T_2 = (T_{h1} - T_{c2}).$$

Por último, el coeficiente global de transferencia U , mide la capacidad de transferencia de calor entre los fluidos que están presentes en el intercambiador. La expresión viene dada por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_t} \frac{D_o}{D_{int}} + \frac{D_o}{D_{int}} R_{ft} + \frac{D_o \ln(D_o/D_{int})}{K_w} + R_{fs} + \frac{1}{h_s}}$$

pudiendo simplificar la expresión para condiciones limpias y sucias:

$$U_L = \left(\frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_s} + R_f \right)^{-1} \text{ y } U_S = \left(\frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_s} + R_f + R_t \frac{D_o}{D_i} + R_s \right)^{-1}$$

3 RESULTADOS

En este apartado se van a presentar los resultados obtenidos a lo largo del proyecto mediante la aplicación de dos métodos ampliamente reconocidos en el diseño de intercambiadores de calor: el método de Kern y el método de Bell-Delaware. A través de una comparativa de los resultados se verificará su aplicabilidad y validez en el contexto específico de este estudio.

3.1 Parámetros iniciales

El primer parámetro necesario para empezar con el diseño del intercambiador es la potencia térmica, Q . Este parámetro se ha obtenido previamente en el Trabajo Fin de Grado para ambos diseños aplicando la 1ª Ley de la Termodinámica donde se refleja la conservación de energía, por lo que la cesión térmica del fluido caliente es igual a la absorción térmica del fluido frío. Al tener dos diseños se obtienen las siguientes potencias térmicas:

Tabla 3-1. Potencias térmicas de ambos modelos de intercambiador.

Potencia térmica por modelo	
Q_1 (W)	1699870
Q_2 (W)	1356380

Una vez conocida la potencia térmica se puede descartar que el intercambiador de calor sea de placas por la gran potencia necesaria. Por lo que se verifica que el tipo óptimo es carcasa-tubos, concretamente el intercambiador de tipo horquilla.

Con el tipo de intercambiador seleccionado el siguiente paso a realizar en el diseño del intercambiador es obtener las propiedades de ambos fluidos a la temperatura media entre la entrada y salida del intercambiador.

Para el makanato se obtiene las siguientes propiedades a temperatura media para los dos diseños:

Tabla 3-2. Propiedades a temperatura media del makanato.

Makanato (tubo)	Primer diseño		Segundo diseño	
Caudal másico (kg/s)	25,56		25,56	
Temperatura (°c)	188	161,22	188	166,73
Gravedad específica (kg/m ³)	723,85		722	
Viscosidad dinámica (Pa·s)	0,000457		0,00045785	
Calor específico (J/kg·K)	2483,82		2495,33	
Conductividad térmica(W/m·K)	0,102		0,102	
Velocidad (m/s)	1,8		1,8	
Caída de presión admitida (kPa)	98066,5		98066,5	
Res. Ensuciamiento (m ² c/W)	0,000669778		0,000669	

Para el fuel oil las propiedades a temperatura media son:

Tabla 3-3. Propiedades a temperatura media del fuel oil.

Fuel oil (carcasa)	Primer diseño		Segundo diseño	
Caudal másico (kg/s)	8,889		8,889	
Temperatura (°c)	65	160	65	142,04
Gravedad especifica (kg/m ³)	954,85		960,85	
Viscosidad dinámica (Pa·s)	0,257		0,263	
Calor específico (J/kg·K)	2012,8		1980,15	
Conductividad térmica (W/m·K)	0,1216		0,123	
Velocidad (m/s)	0,33		0,34	
Caída de presión admitida (kPa)	196,133		196,133	
Res. Ensuciamiento (m ² c/W)	0,001557		0,001557	

Los parámetros iniciales impuestos por la empresa para el diseño del intercambiador se utilizan en ambos métodos con el fin de analizar la diferencia con el diseño del fabricante. Cabe recalcar que al tener dos diseños distintos los parámetros iniciales van a ser diferentes. Los parámetros iniciales para el primer diseño son los siguientes:

Tabla 3-4. Parámetros iniciales para ambos métodos.

Parámetros iniciales del intercambiador					
D_o (mm)	19,05	L_{tp} (mm)	25,4	L_o (mm)	6096
Espesor (mm)	2,108	B_c (%)	25	D_s (mm)	254,5

Para el segundo diseño el único parámetro inicial que cambia es el corte del baffle, que pasa de 25 a 23,8. Estos parámetros iniciales no se utilizarán en los diseños propuestos para estudiar si hay alguna solución más eficiente partiendo de otros parámetros iniciales diferentes.

3.2 Resultados método Bell-Delaware

En este punto se van a exponer los resultados del primer diseño realizado a través del método de Bell-Delaware. Los valores de los parámetros y variables adicionales se muestran en el Anexo B. Como se ha comentado anteriormente se espera que los errores del método oscilen entre el 25% en el coeficiente de convección de la carcasa y el 40% en pérdida de carga.

Los parámetros iniciales de Bell-Delaware obtenidos son los siguientes:

Tabla 3-5. Parámetros iniciales Bell-Delaware.

Parámetros iniciales					
L_{ti} (mm)	6071,5	L_{ta} (mm)	6141,1	L_{bc} (mm)	150
L_{bb} (mm)	13	L_{tt} (mm)	6165,6	L_{tb} (mm)	0,8
θ_{tp} (°)	90	N_{ss} (pares)	2	N_t	60

Como se puede apreciar en la tabla anterior la disposición seleccionada para los tubos del intercambiador es de 90° , ya que proporciona una buena transferencia de calor en diseños donde se busca una baja caída de presión.

Adicionalmente, se han añadido dos pares de tiras de sellado con el fin de mejorar la transferencia de calor del intercambiador, a pesar de que la holgura entre la carcasa y el haz de tubos sea pequeña. Con un aumento de este parámetro la caída de presión aumenta considerablemente, por lo que se ha decidido limitar el número de pares de tiras de sellado a dos.

Definidas las longitudes del intercambiador ilustradas en la Figura 2-17 y los distintos parámetros iniciales se pasa a definir las dimensiones restantes del intercambiador.

Tabla 3-6. Parámetros adicionales Bell-Delaware.

Parámetros adicionales					
N_{tcc}	5	N_b	40	D_w (mm)	150
θ_{ctl} ($^\circ$)	109,77	D_{ctl} (mm)	232	F_c	0,45
θ_{ds} ($^\circ$)	120	D_{otl} (mm)	212,95	F_w	0,27

Los distintos diámetros y ángulos de la tabla anterior se pueden apreciar de manera ilustrativa en la Figura 2-22. Cabe destacar que el número de baffles obtenidos, N_b , depende principalmente de la longitud del intercambiador y de la distancia entre los baffles centrales, por lo que si se requiere una mayor transferencia de calor en el intercambiador conviene aumentar el número de baffles, disminuyendo el espacio entre los baffles centrales. Un aspecto negativo de aumentar el número de baffles es el incremento de la caída de presión en la carcasa del intercambiador por lo que se requiere un número equilibrado para evitar un diseño poco efectivo.

Las distintas áreas de fuga generadas en el interior del intercambiador por la adición de baffles se muestran a continuación:

Tabla 3-7. Áreas de fuga de flujo del intercambiador.

Áreas de fuga							
S_m (mm ²)	9935,65	S_{tb} (mm ²)	987,15	S_{wg} (mm ²)	11358,11	S_{wt} (mm ²)	4560,37
S_b (mm ²)	4807,5	S_w (mm ²)	6797,74	S_{sb} (mm ²)	1045,98		

Una vez obtenidas las distintas áreas de fuga y las dimensiones de los distintos componentes del intercambiador se calculan los factores de corrección del coeficiente ideal de la carcasa. Un factor de corrección total superior a 0,5 indica que el diseño es aceptable, mientras que un valor inferior daría a ver que el diseño no es el óptimo, teniendo que modificar los parámetros del diseño.

Los factores de corrección junto a los parámetros necesarios para su cálculo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3-8. Factores de corrección junto a sus parámetros auxiliares.

Factores de corrección		Parámetros auxiliares			
J_l	0,8	r_s	0,51	r_{lm}	0,20
J_b	0,97	F_{sbp}	0,48	r_{ss}	0,51
J_r	0,81	N_c	256,13	$(J_r)_r$	0,81
J_s	0,99	L_i^*/L_o^*	1,33/1,33	n	0,33
J_c	1,05				

Todos los factores de corrección debidos a las fugas están en sus rangos esperados, alcanzando un factor de corrección total de 0.66, por lo que en principio, el diseño de la carcasa es correcto. Esto quiere decir que el coeficiente de convección de la carcasa es el 66% del calculado sin considerar las diversas fugas que se generan.

Por último, falta conocer el valor del coeficiente de convección de la carcasa ideal, h_i , que se va a corregir con el factor de corrección total y la pérdida de carga en las distintas zonas de la carcasa. Los coeficientes de convección obtenidos son los siguientes:

Tabla 3-9. Coeficiente de convección ideal y final del fluido que circula por el interior de la carcasa.

Coeficientes de convección de la carcasa	
h_i (W/m ² ·K)	595,22
h_s (W/m ² ·K)	391,03

Las caídas de presión obtenidas en las distintas secciones de la carcasa y los factores de corrección debido a los efectos de las fugas son los siguientes:

Tabla 3-10. Pérdidas de carga en la carcasa y factores de corrección.

Pérdidas de carga (kPa)		Factores de corrección de fugas	
ΔP_c	94,17	R_b	0,88
ΔP_w	26,30	R_l	0,54
ΔP_e	8,77	R_s	1,50
ΔP_{Stotal}	129,24		

Se puede apreciar que el 72,86% de las pérdidas de carga totales de la carcasa se origina en las secciones interiores de flujo transversal. Esto se debe principalmente al número de baffles seleccionados en el diseño.

Conociendo el coeficiente de convección de la carcasa y las pérdidas de carga se da el diseño como finalizado.

3.3 Resultados método de Kern

En este apartado se va a representar los resultados a destacar del primer diseño realizado, empleando las correlaciones de Kern. Para un mayor detalle de los valores de las distintas variables que intervienen en el método y de los distintos parámetros del intercambiador se puede consultar en el Anexo B.

A diferencia del método de Bell-Delaware, se calculará tanto el coeficiente de convección en el interior de los tubos y la carcasa como sus respectivas pérdidas de carga. Posteriormente se utilizará el coeficiente de convección de los tubos calculado a través de Kern, para obtener los parámetros finales de diseño con el coeficiente de carcasa calculado en Bell-Delaware.

Los parámetros iniciales utilizados en los cálculos del método son los presentes en la Tabla 3-4. Aplicando los parámetros iniciales junto a las propiedades del makanato se obtienen el número de tubos total del intercambiador y el número de Reynolds, que permiten calcular el coeficiente de convección de los tubos.

Tabla 3-11. Parámetros empleados para calcular el coeficiente de convección de los tubos.

Parámetros referentes al coeficiente de convección del fluido de los tubos	
N_t	57
V_t (m/s)	1,79
Re	42025,13
Nu	342,05
h_t (W/m ² ·K)	2351,95

Con base a la información de la tabla anterior se puede observar que el fluido que circula por los tubos presenta un flujo turbulento. La velocidad obtenida en función de los números de tubos está dentro del rango permitido por la empresa BP.

Aumentando el número de tubos se reduce tanto la velocidad del fluido que circula por el interior de los tubos como su coeficiente de convección. Esta acción generaría una disminución de la pérdida de carga en el lado de los tubos, pero un mayor coste de diseño debido a la necesidad de tener una mayor área para alojar los tubos, por lo que se ha decidido utilizar la máxima velocidad permitida para obtener un diseño más económico y eficiente térmicamente.

Para el cálculo del coeficiente de convección de la carcasa se utiliza la correlación de Kern que depende principalmente de estos parámetros:

Tabla 3-12. Parámetros empleados para calcular el coeficiente de convección de la carcasa.

Parámetros referentes al coeficiente de convección del fluido que circula por el exterior de los tubos	
G_s (kg/m ²)	734,41
Re	68,86
A_s (m ²)	0,012
D_e (m)	0,024
h_s (W/m ² ·K)	435,21

El fluido que fluye por el interior de la carcasa presenta un régimen laminar. El coeficiente de la carcasa dispone de una menor transferencia térmica respecto a la de los tubos, debido principalmente a la alta viscosidad dinámica del fuel oil que circula por la carcasa. Esto conlleva un menor coeficiente global de calor U, teniendo que aumentar el área de transferencia de calor para obtener la potencia térmica requerida. Una medida a emplear para incrementar el coeficiente de transferencia de calor es aumentar el diámetro equivalente o la velocidad del fluido.

Por último, se muestran las pérdidas de cargas obtenidas para el lado de la carcasa y el de los tubos.

Tabla 3-13. Pérdida de carga en tubos y carcasa mediante Kern.

Pérdida de carga en tubos (Pa)		Pérdida de carga en carcasa (Pa)	
P_t	20838,33	N_b	44
P_r	9297,36	L_{bc} (mm)	150
P_{total}	30135,69	P_s	117160

En la tabla presentada previamente se puede apreciar que a pesar de añadir más baffles en el diseño, la pérdida de carga en la carcasa es inferior a la calculada en Bell-Delaware. Esto se debe a que en el método de Kern no se tienen en cuenta las distintas fugas generadas por los baffles.

3.4 Comparativa de diseños

En este apartado se va a realizar la comparación de los diversos diseños realizados para el intercambiador de calor, específicamente los elaborados mediante la utilización del método de Bell-Delaware, Kern y los proporcionados por el fabricante en la versión inicial y final. Este análisis comparativo tiene como objetivo evaluar las diferencias y similitudes en términos de eficiencia térmica, pérdida de carga y otros parámetros claves de diseño.

En primer lugar, se compararán los diseños representados anteriormente en el apartado resultados con el del fabricante para posteriormente mostrar diseños alternativos que no siguen los parámetros iniciales establecidos por la empresa, presentando variaciones como una transferencia térmica más eficiente o una menor pérdida de carga. Estos diseños cumplirán con las condiciones impuestas por la empresa, como la velocidad máxima del fluido o la caída de presión máxima admisible. Con esto se pretende mostrar diferentes enfoques a la hora de diseñar un intercambiador.

En este apartado se presentarán los parámetros más relevantes de los diseños. Los valores restantes de las variables y parámetros de los modelos alternativos se encuentran en el Anexo B.

3.4.1 Primer diseño

Los resultados que se van a proporcionar a continuación corresponden a los diseños realizados mediante los distintos métodos anteriormente nombrados, cumpliendo con las condiciones de contorno impuestas por la empresa y los parámetros iniciales recomendados.

De entrada, se muestran los parámetros dimensionales obtenidos que van a caracterizar al intercambiador:

Tabla 3-14. Parámetros dimensionales referentes al primer diseño.

Diseño 1 Kern		Fabricante		Diseño 1 Bell		Unidades
A	91,83	A	89,34	A	99,13	(m^2)
L	6,72	L	6,096	L	6,90	(m)
L_{tp}	0,0254	L_{tp}	0,0254	L_{tp}	0,0254	(m)
D_o	0,01905	D_o	0,01905	D_o	0,01905	(m)
D_s	0,254	D_s	0,254	D_s	0,254	(m)
N_t	57	N_t	57	N_t	60	(-)
B_c	25	B_c	25	B_c	25	(%)

Analizando los parámetros obtenidos para cada diseño, se puede apreciar que a pesar de emplear el mismo diámetro tanto en los tubos como la carcasa, el área del intercambiador requerida es diferente en los tres diseños. Esto se debe a que el coeficiente de transferencia global de calor es distinto en los diseños por lo que será necesaria un área diferente en cada diseño para proporcionar la potencia térmica impuesta para el intercambiador.

El área requerida para el intercambiador en el diseño de Bell-Delaware es superior tanto a la proporcionada por el fabricante como la obtenida por Kern. Para contrastar este sobredimensionamiento se ha optado por aumentar el número de tubos a 60 en el diseño de Bell, reduciendo así la longitud de tubos requerida y la velocidad del fluido que circula por el interior de los tubos.

Otro aspecto a destacar es que se ha respetado el espacio entre baffles centrales seleccionado por el fabricante para hacer que el diseño sea lo más parecido posible, con la intención de comparar la precisión de ambos métodos. La principal diferencia entre el diseño del fabricante y el obtenido por los distintos métodos es el número de baffles, ya que a través de las correlaciones se obtenían 40 baffles frente a los 77 añadidos por el fabricante.

En lo relativo a los parámetros operacionales se representan los valores obtenidos en la siguiente tabla:

Tabla 3-15. Parámetros de operación del primer diseño.

Diseño 1 Kern		Fabricante		Diseño 1 Bell		Unidades
U_c	380,42	U_c	387,13	U_c	335,28	(W/m^2K)
U_f	344,92	U_f	354,78	U_f	316,57	(W/m^2K)
$P_{carcasa}$	92,50	$P_{carcasa}$	78,55	$P_{carcasa}$	129,24	(kPa)
P_{tubos}	30,13	P_{tubos}	30,11	P_{tubos}	*	(kPa)
v_s	0,33	v_s	0,33	v_s	0,33	(m/s)
v_t	1,79	v_t	1,8	v_t	1,70	(m/s)

Con los parámetros de operación se analiza que diseño va a ser más eficiente. Respecto a esto se puede apreciar que el diseño proporcionado por el fabricante presenta una mayor eficiencia en la transferencia de calor que se da entre el fluido y el fuel oil. Los peores valores obtenidos en términos de transferencia de calor son los obtenidos mediante Bell-Delaware, donde el error es del 10,77% respecto al valor del fabricante. Por otro lado, el coeficiente global de transferencia calculado a través de las correlaciones de Kern cuenta con un error inferior al de Bell con un valor de 2,78%.

En cuanto a la pérdida de carga en la carcasa ambos modelos estiman un valor superior a la del fabricante siendo inferior la calculada con las correlaciones de Kern. Esto se debe principalmente a que en este método no se tiene en cuenta las fugas que se generan en el interior de la carcasa simplificándolas en una corriente. El error obtenido con las correlaciones de Bell-Delaware alcanza el 63,29% frente al 17,76% de las correlaciones de Kern. En cambio con la pérdida de carga en los tubos el error es de 0,07%. Con estos errores obtenidos con el diseño de Bell-Delaware se confirma la estimación de error que presenta el método.

Las limitaciones de diseño se han cumplido ya que la velocidad máxima del fluido por el interior de los tubos no podría ser superior a 1,80 m/s. En el diseño de Bell se puede observar una velocidad inferior a la del resto de diseños debido al mayor número de tubos instalados. Una mayor velocidad representa en el diseño un aumento de la turbulencia del fluido incrementando la transferencia de calor y la caída de presión a través de los tubos. Otro efecto es la reducción de depósitos o suciedad en el interior de los tubos. Finalmente se puede apreciar que el requisito de no superar los 150 m² también se ha cumplido haciendo validos ambos diseños.

Se concluye que ambos diseños están sobredimensionados en comparación con el diseño del fabricante, obteniendo un área superior a pesar de poseer un menor número de baffles, con lo que se consigue una peor optimización en la distribución del flujo. En este caso, no se ha podido elevar el número de baffles a los seleccionados por el fabricante, ya que la pérdida de carga superaba el límite asignado. El sobredimensionamiento del intercambiador ocasionaría un mayor coste en los materiales, fabricación, transporte e instalación del proyecto.

En el aspecto operativo se puede concluir que a pesar de presentar valores distantes en la pérdida de carga no se ha conseguido obtener la transferencia de calor que presenta el intercambiador del fabricante, siendo ese modelo el óptimo de los tres presentes. Esto conlleva a una menor recuperación de energía del proceso, por lo que ascenderían los costes al requerir un mayor consumo en la caldera que calienta el fuel oil y en el ventilador que enfría el makanato. Para evitar este sobre coste se ha sobredimensionado el intercambiador para llegar a las temperaturas que se piden en la empresa.

Respecto a los diseños calculados, los parámetros óptimos son los calculados a través de Kern, ya que requiere una superficie inferior a la de Bell, obteniendo una mayor eficiencia en la transferencia de calor entre fluidos y una pérdida de carga inferior a la de Bell, acercándose a los parámetros obtenidos por el fabricante. Cabe destacar que el diseño de Bell sería el más realista puesto que como se ha comentado anteriormente, tiene en cuenta todas las fugas que se ocasionan en el interior del intercambiador, utilizando correlaciones más complejas y avanzadas que el otro método. A pesar de presentar los valores más distantes, el diseño a seleccionar en un proyecto real sería el de Bell Delaware ya que los parámetros obtenidos no son tan distantes con los del fabricante, obteniendo un diseño con una configuración compleja con un enfoque más detallado y minucioso.

3.4.2 Diseños alternativos al primer modelo

En este apartado se van a representar dos modificaciones posibles del primer diseño, donde se parten de los parámetros iniciales más eficientes para el intercambiador, con el fin de lograr el mejor diseño posible con la menor caída de presión y otra opción con la máxima caída permitida en el diseño, dando dos opciones adicionales a la empresa.

Cabe recalcar que a pesar de no utilizar los parámetros iniciales del intercambiador, se cumplirá con todos los requisitos de diseño. Estas modificaciones se van a realizar utilizando las correlaciones de Bell-Delaware para que los diseños sean lo más realistas posibles y tengan en cuenta todas las corrientes de fuga que se dan en el interior del intercambiador.

Se van a representar gráficamente todos los parámetros relevantes del diseño con las diferentes opciones disponibles, para ver el cambio que generan en los distintos parámetros operacionales del intercambiador de calor.

Para empezar se presenta el diseño con menor caída de presión posible donde se comienza a analizar que diámetro exterior de los tubos es el óptimo.

Tabla 3-16. Parámetros operacionales según el diámetro para menor carga en el primer diseño.

Parámetros operacionales en función del diámetro			
D_{tubos} (mm)	15,88	19,05	25,40
U_f (W/m^2K)	312,50	305,51	332,78
$A_{requerida}$ (m^2)	100,43	102,73	94,31
$P_{carcasa}$ (kPa)	197,16	128,82	96,71
P_{tubos} (kPa)	37566,95	30135,69	22671,17
$N_{tubos,requeridos}$	92	57	28

Según se puede apreciar en la tabla superior a medida que aumenta el diámetro de los tubos la pérdida de carga, tanto en los tubos como en la carcasa, disminuye para un mismo espaciado de tubos. Por lo que en este caso para obtener una menor caída de presión tanto en los tubos como en la carcasa es necesario el diámetro de 25,4 mm. Con este diámetro también se obtiene la mejor transferencia de calor entre los fluidos y la superficie mínima requerida para proporcionar la potencia térmica necesaria.

Los números de tubos requeridos cambian en función del diámetro, ya que se busca en todos los diseños una velocidad alrededor de 1,80 m/s que se ve alterada con el diámetro seleccionado.

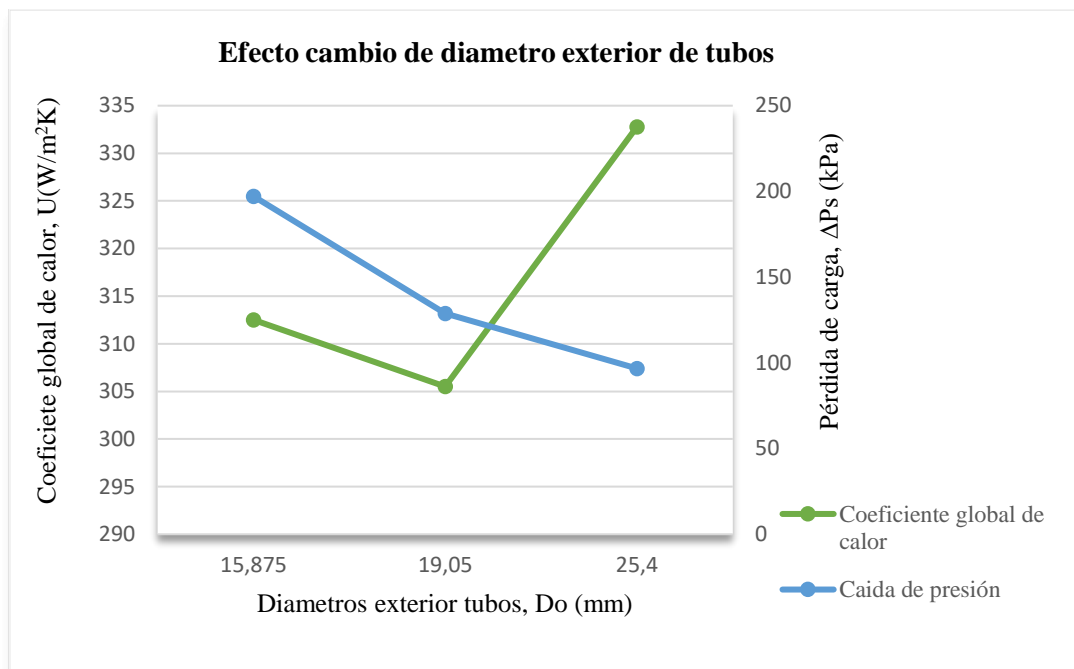


Figura 3-1. Gráfica comparativa de diámetros para menor carga en el primer diseño.

El siguiente paso es seleccionar el corte de baffle más eficiente para el intercambiador de calor.

Tabla 3-17. Parámetros operacionales del intercambiador en función del corte del baffle.

Parámetros operacionales en función del corte del baffle				
B_c (%)	20	22	25	28
U_f (W/m^2K)	306,89	302,52	332,78	326,76
$A_{requerida}$ (m^2)	102,26	103,74	94,31	96,04
$P_{carcasa}$ (kPa)	89,36	88,09	96,71	135,39

Como se puede apreciar a medida que disminuye el corte del baffle, disminuye la caída de presión en la carcasa excepto con el corte del 20%. La configuración que se suele recomendar para los intercambiadores es la del 25% ya que es la más equilibrada de todas, pero al buscar el diseño con la menor caída de presión posible se selecciona el corte del 22% a pesar de que presenta la peor transferencia de calor y por lo tanto la superficie más grande requerida. La presión de los tubos no se especifica ya que en la correlación de la caída de presión no aparece el corte del baffle.

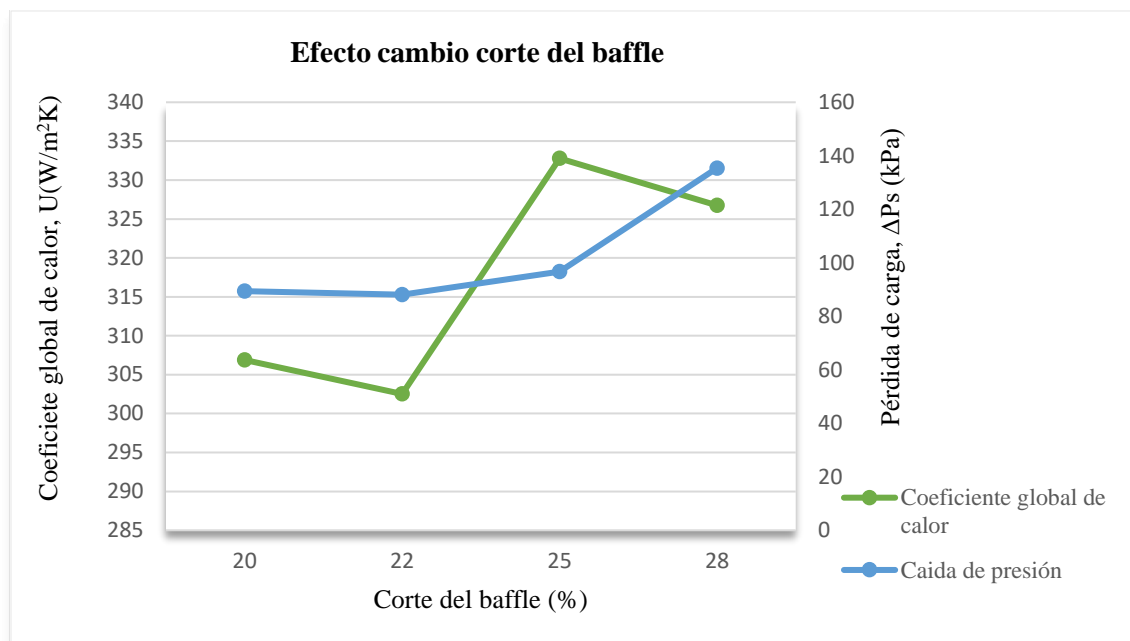


Figura 3-2. Gráfica comparativa en función del corte de baffle para menor carga en el primer diseño.

Una vez determinado que el corte óptimo para una menor pérdida de carga es la opción del 22% se determina el espaciado entre baffles centrales requerido.

Tabla 3-18. Parámetros operacionales según el espaciado del baffle para menor carga en el primer diseño.

Parámetros operacionales en función del espaciado entre baffles centrales					
L_{bc} (mm)	140	150	160	180	200
U_f (W/m²K)	317,55	302,52	316,63	299,74	281,35
$A_{requerida}$ (m²)	98,83	103,74	99,12	104,70	111,54
$P_{carcasa}$ (kPa)	97,58	88,09	75,98	66,88	57,79

A medida que se aumenta la distancia entre baffles centrales se reduce la pérdida de carga de la carcasa. Esto se debe a que con un menor espacio el cociente entre la longitud del intercambiador y el espaciado entre baffles aumenta, obteniendo un mayor número de baffles. Por lo tanto, a pesar de presentar la peor transferencia de calor se selecciona un espaciado de 200 mm entre baffles centrales.

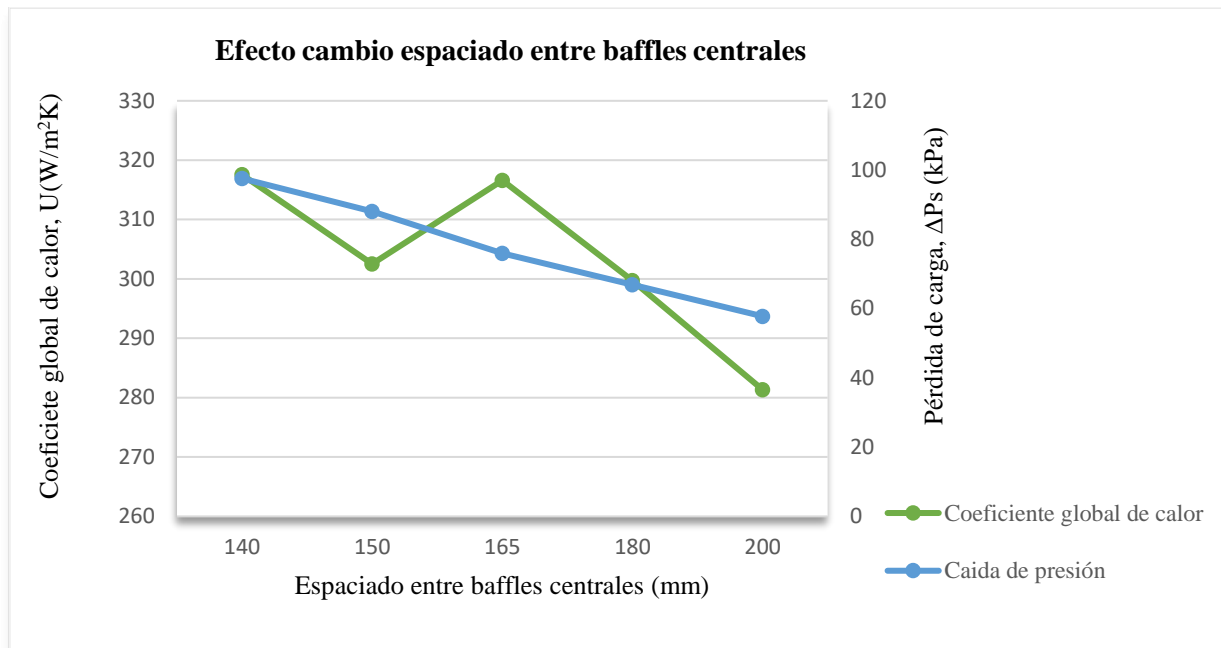


Figura 3-3. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para menor carga.

Por último, se selecciona los pares de sealing strips necesarios para obtener la menor caída de presión:

Tabla 3-19. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para menor carga en el primer diseño.

Parámetros operacionales en función de los pares de sealing strips			
Pares seal. strips	1	2	3
U_f (W/m ² K)	252,32	281,35	304,67
$A_{requerida}$ (m ²)	124,38	111,55	103,01
$P_{carcasa}$ (kPa)	39,03	57,79	77,03

Se puede apreciar que a mayor número de pares, la transferencia de calor entre los fluidos aumenta, ocasionando un aumento en la caída de presión en la carcasa de manera simultánea. Por lo que se selecciona un par de sealing strips para completar el diseño.

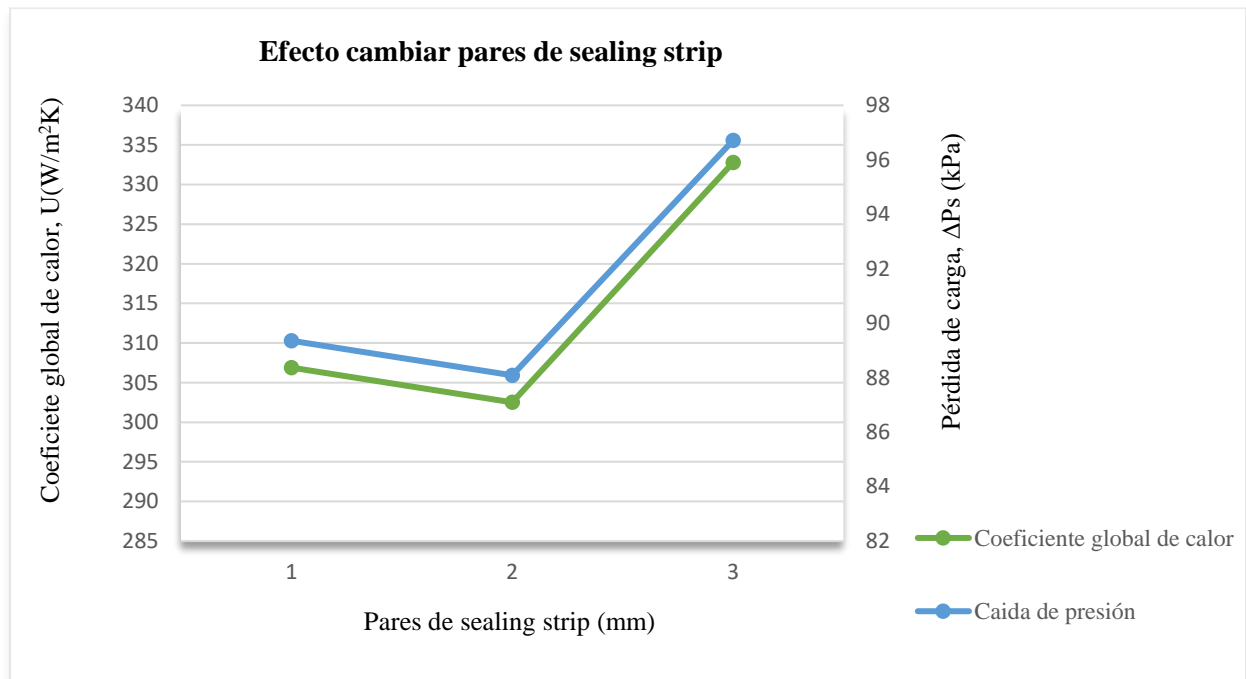


Figura 3-4. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para menor carga en el primer diseño.

A continuación se muestra los pasos realizados en la obtención del segundo modelo, referente al primer diseño, donde se busca una transferencia de calor máxima dentro del límite de la caída de presión admitida por la empresa.

Como se puede observar en la Tabla 3-16 el diámetro que presenta una mayor transferencia de calor es el de 25,4 mm por lo que se selecciona dicha medida. Posteriormente en la Tabla 3-17 se puede apreciar que el corte de baffle que presenta una mayor transferencia de calor es el del 25%, seleccionándolo a pesar de tener una pérdida de carga superior al anterior modelo.

Con el cambio de corte del baffle, los parámetros operacionales obtenidos anteriormente en función del espaciado de baffles centrales son distintos a los siguientes:

Tabla 3-20. Parámetros operacionales según el espaciado del baffle para máxima carga admisible en el primer diseño.

Parámetros operacionales en función del espaciado entre baffles centrales					
L_{bc} (mm)	140	150	160	180	200
U_f (W/m^2K)	313,26	332,78	312,65	296,09	278,06
$A_{requerida}$ (m^2)	100,18	94,31	100,38	105,99	112,86
$P_{carcasa}$ (kPa)	107,21	96,71	83,33	73,29	63,26

Al igual que en el diseño con menor carga se aprecia que a mayor espaciado la presión de la carcasa es inferior. Pero en el caso del coeficiente global el mayor espaciado se encuentra en el espaciado de 150 mm por lo que se selecciona dicho valor.

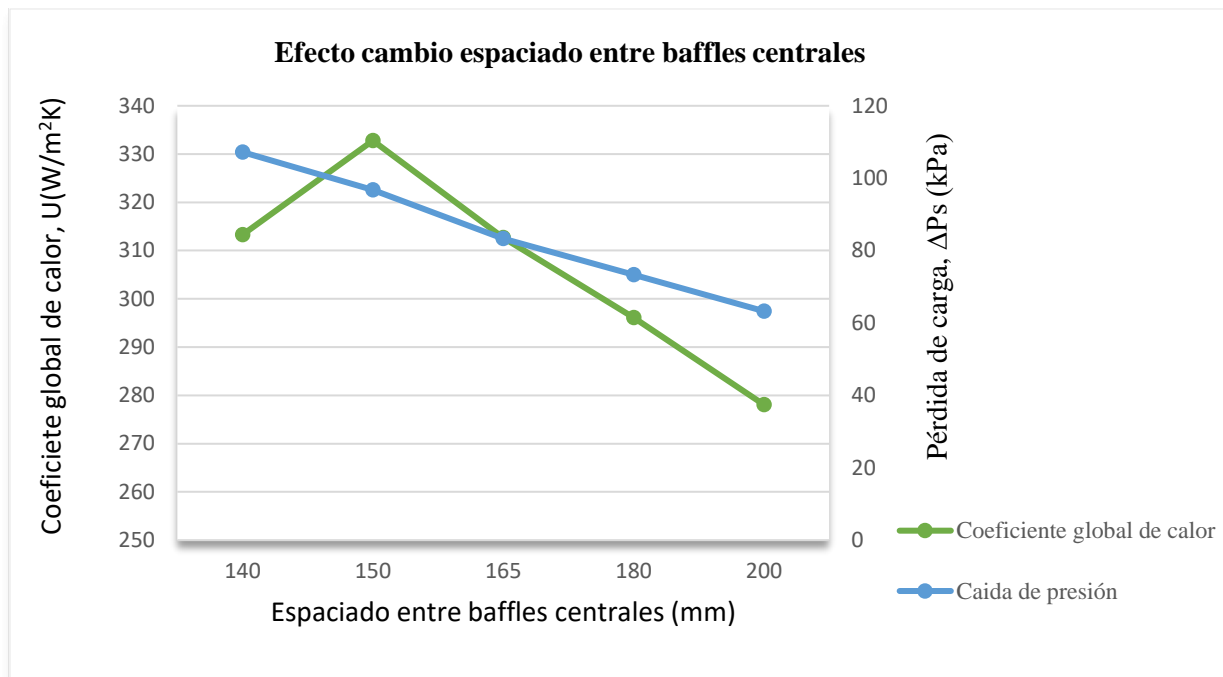


Figura 3-5. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para máxima carga admisible en el primer diseño.

Posteriormente se estudia cuantos pares de sealing strips son los necesarios para obtener la mayor transferencia de calor con una caída de presión admisible.

Tabla 3-21. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el diseño.

Parámetros operacionales en función de los pares de sealing strips				
<i>Pares seal. strips</i>	1	2	3	4
U_f (W/m^2K)	295,05	332,78	358,51	380,85
$A_{requerida}$ (m^2)	106,37	94,31	87,54	82,40
$P_{carcasa}$ (kPa)	67,76	96,71	126,84	160,98

En este caso se puede ver que el mayor número de pares es lo ideal para conseguir la transferencia de calor óptima. A pesar de duplicar la pérdida de carga en la carcasa, se selecciona la opción de cuatro pares completando el diseño. No se ha podido llegar a 5 pares ya que la caída de presión pasaba el valor admisible. Cabe recalcar que este modelo presenta una disposición de tubos de 90° ya que el diseño de 45° presentaba tanto una peor transferencia de calor como una pérdida de carga superior a la disposición utilizada.

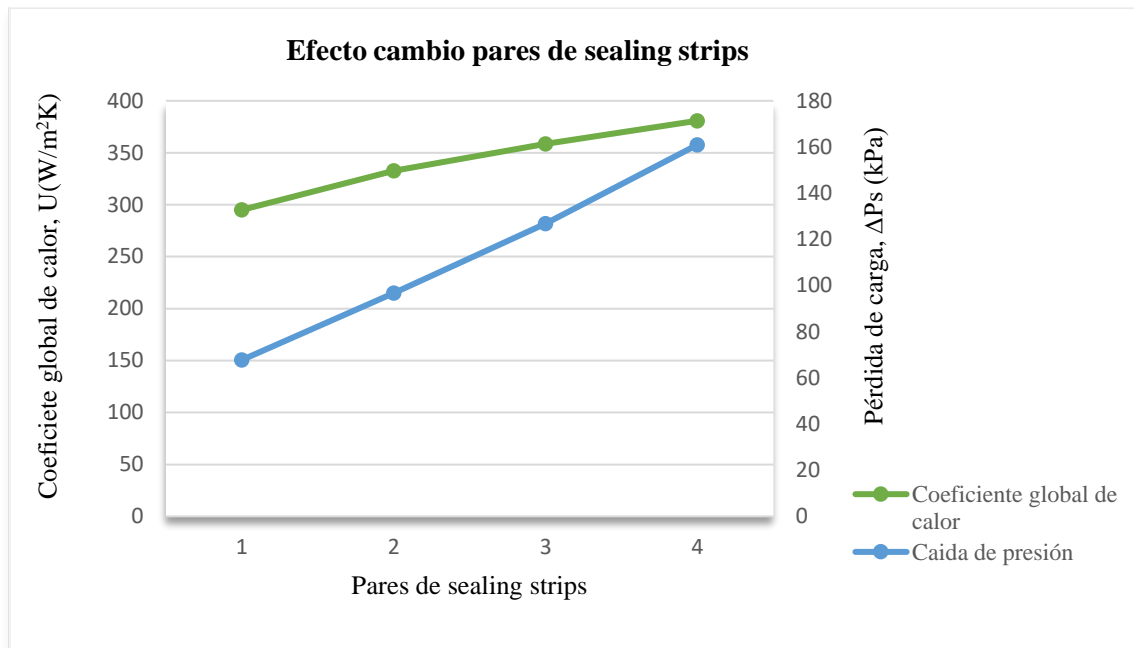


Figura 3-6. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el primer diseño.

Con los dos modelos presentados, se puede concluir que en el diseño con menor carga admisible se ha conseguido reducir la caída de presión en la carcasa un 50,31% respecto al diseño realizado por el fabricante, mientras que el área requerida ha aumentado un 39,22%, cumpliendo con el límite impuesto por la empresa, y el coeficiente global ha disminuido un 28,88%. Con la bajada de la caída de la presión en la carcasa se obtendrán costes operativos y de mantenimiento inferiores ya que los equipos auxiliares, como las bombas, trabajarán en condiciones menos severas. Por otra parte, esa reducción de la caída de presión ha ocasionado un sobredimensionamiento mayor al que ya se tenía en el diseño inicial de Bell, obteniendo mayores costes a la hora de fabricar e instalar el intercambiador. A estos costes se suman los costes derivados a la pérdida de eficiencia en la transferencia entre los fluidos del intercambiador, necesitando para un mismo área de intercambiador, un mayor consumo en los equipos que se encargan de reducir/aumentar la temperatura del makanato y fuel oil, ya que no se lograría alcanzar las temperaturas impuestas.

Con el diseño del modelo con mayor transferencia de calor se ha obtenido una mejora del coeficiente global de calor obtenido por el fabricante del 7,35%. Este cambio también ha modificado el área requerida disminuyéndola un 7,76% a la del fabricante junto a un aumento de la pérdida de carga hasta los 160,98 kPa, valor admitido por la empresa. Con este diseño se obtiene lo contrario que el modelo anterior, ya que se reduce los costes de fabricación e instalación juntos a los operativos, al presentar una mayor eficiencia de calor y por tanto necesitar una menor área de intercambiador para cumplir con la potencia térmica requerida.

Para un mismo área este último modelo presentaría un mayor impacto ambiental respecto al de menor carga ya que con el incremento de la transferencia de calor se requeriría menos consumo de CO₂ en la caldera y en los ventiladores, por lo que se concluye que a pesar de presentar una caída de presión superior al anterior modelo, la solución con mejor transferencia de calor sería la ideal ya que cumpliría con el objetivo del proyecto que es obtener la máxima eficiencia energética. A pesar de seleccionar este modelo, se tendría que realizar un análisis detallado del sistema de intercambiadores para evaluar cuál de las opciones sería la más económica para la empresa a largo plazo.

3.4.3 Segundo diseño

La realización del segundo diseño se debe a la imposibilidad de llegar a la temperatura objetivo de fuel oil. El principal cambio en los parámetros iniciales es la potencia calorífica como se muestra en la Tabla 3-1.

Los parámetros dimensionales del segundo diseño se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3-22. Parámetros dimensionales referentes al segundo diseño.

Diseño 2 Kern		Fabricante		Diseño 2 Bell		Unidades
A	94,22	A	90,03	A	102,52	(m^2)
L	6,90	L	6,096	L	7,13	(m)
L_{tp}	25,40	L_{tp}	25,40	L_{tp}	25,40	(m)
D_o	19,05	D_o	19,05	D_o	19,05	(m)
D_s	0,254	D_s	0,254	D_s	0,254	(m)
N_t	57,00	N_t	57	N_t	60	$(-)$
B_c	23,80	B_c	23,80	B_c	23,80	$(\%)$

Analizando los datos de la tabla se puede volver a apreciar que en los dos diseños se ha obtenido un sobredimensionamiento del intercambiador, al igual que en el primer diseño. A pesar de haber reducido la potencia calorífica del intercambiador se puede apreciar que las áreas son ligeramente superiores a las obtenidas inicialmente. Esto se debe a que las condiciones de suciedad impuestas por el fabricante hacen reducir un 57,6% el coeficiente global de calor del intercambiador en condiciones ideales sin suciedad.

Al igual que en el primer diseño, se ha optado por aumentar el número de tubos para reducir la longitud del intercambiador y obtener un valor más parecido a la longitud del intercambiador del fabricante.

Otro parámetro diferente al primer diseño es el corte del baffle, ya que se ha reducido un 1,2% de la configuración anterior. Este cambio hace disminuir la caída de presión de la carcasa originando un ligero incremento en la transferencia de calor entre ambos fluidos.

Los parámetros operativos del segundo modelo son los siguientes:

Tabla 3-23. Parámetros de operación del segundo diseño.

Diseño 2 Kern		Fabricante		Diseño 2 Bell		Unidades
U_c	354,72	U_c	371,84	U_c	324,64	(W/m^2K)
U_f	208,02	U_f	217,80	U_f	188,42	(W/m^2K)
$P_{carcasa}$	108,63	$P_{carcasa}$	104,15	$P_{carcasa}$	183,32	(kPa)
P_{tubos}	30,21	P_{tubos}	30,79	P_{tubos}	*	(kPa)
v_s	0,34	v_s	0,34	v_s	0,34	(m/s)
v_t	1,79	v_t	1,80	v_t	1,70	(m/s)

Como se puede apreciar, en ningún diseño se ha podido obtener una transferencia de calor superior a la del fabricante. Esto se debe al incremento de la caída de presión en la carcasa que se originaba al aumentar la transferencia de calor entre ambos fluidos.

Otro aspecto a destacar es el error obtenido en la caída de presión de la carcasa obtenida a través de Bell-

Delaware llegando a un valor del 75,87% de error frente a un 4,77% con las correlaciones de Kern. Esto se puede deber a los diferentes pares de tiras de sellado y al número de baffles instalados en el intercambiador en comparación al fabricante. Respecto a la caída de presión en los tubos se obtiene un error bajo al igual que en el primer diseño del 1,88%.

El error con el coeficiente global de calor no mejora en Bell-Delaware pasando de un 10,77% a un 13,49%. Al igual sucede con el error obtenido con Kern donde se pasa de un 2,78% a un 4,49%.

En comparación con el primer diseño, se deduce que este diseño presenta una peor transferencia de calor debido a la disminución de la potencia térmica requerida para llegar a las nuevas temperaturas impuestas en ambos fluidos. Dicha potencia es menor a la inicial ya que el salto de temperaturas de ambos fluidos es inferior al impuesto inicialmente. De la misma manera, se puede apreciar que el cambio en la resistencia de ensuciamiento impuesta de los fluidos del intercambiador genera una reducción significativa del coeficiente global de calor en ambiente sucio con relación al diseño inicial. Esto provoca un aumento del área requerida, pudiéndose apreciar en las tres áreas obtenidas en los diferentes métodos empleados.

Como conclusión al segundo diseño proporcionado por la empresa, se puede deducir que el modelo de Kern obtiene valores más cercanos que en el primer diseño en la caída de presión en la carcasa, mientras que con Bell-Delaware no se mejora el error en ningún parámetro, obteniendo valores más distantes a la referencia del fabricante. Respecto a los parámetros dimensionales y de operación, se obtiene un mayor sobredimensionamiento que en el primer diseño obteniendo una caída de presión mayor a la inicial y una transferencia de calor menos eficiente, debido a los cambios de la temperatura de entrada y salida de ambos fluidos, ya que no se podía cumplir las condiciones de operación calculadas por el ensuciamiento generado.

3.4.4 Diseños alternativos al segundo modelo

En este apartado se van a representar dos modificaciones posibles del segundo diseño, donde al igual que en los diseños alternativos del primer modelo, se parten de los parámetros iniciales más eficientes para el intercambiador, con el fin de lograr el mejor diseño posible con la menor caída de presión y otra opción con la máxima caída permitida en el diseño, dando dos opciones adicionales a la empresa.

Para el diseño donde se busca la menor carga posible se obtienen los siguientes parámetros operacionales en función del diámetro exterior de los tubos:

Tabla 3-24. Parámetros operacionales según el diámetro para menor carga en el segundo diseño.

Parámetros operacionales en función del diámetro			
D_{tubos} (mm)	15,88	19,05	25,40
U_f (W/m^2K)	167,00	170,20	179,27
$A_{requerida}$ (m^2)	115,68	113,51	107,76
$P_{carcasa}$ (kPa)	134,22	108,43	84,48
P_{tubos} (kPa)	36929,58	30212,90	22729,26
$N_{tubos,requeridos}$	93	57	28

Como ha sucedido en los diseños alternativos del primer modelo el diámetro más eficiente para el intercambiador es el de 25,4 mm, obteniendo una pérdida de carga inferior a la del resto de diámetros junto a una transferencia de calor superior, lo que permite reducir el área del intercambiador requerida. Con esto se puede concluir que el fabricante, a pesar de que la selección del diámetro de 25,4 mm es la más eficiente, ha utilizado los de 19,05 mm

al ser un parámetro impuesto por la empresa.

La diferencia del coeficiente de calor entre el primer modelo y este se debe al cambio en las condiciones de limpieza impuestas por el fabricante y la potencia térmica del intercambiador.

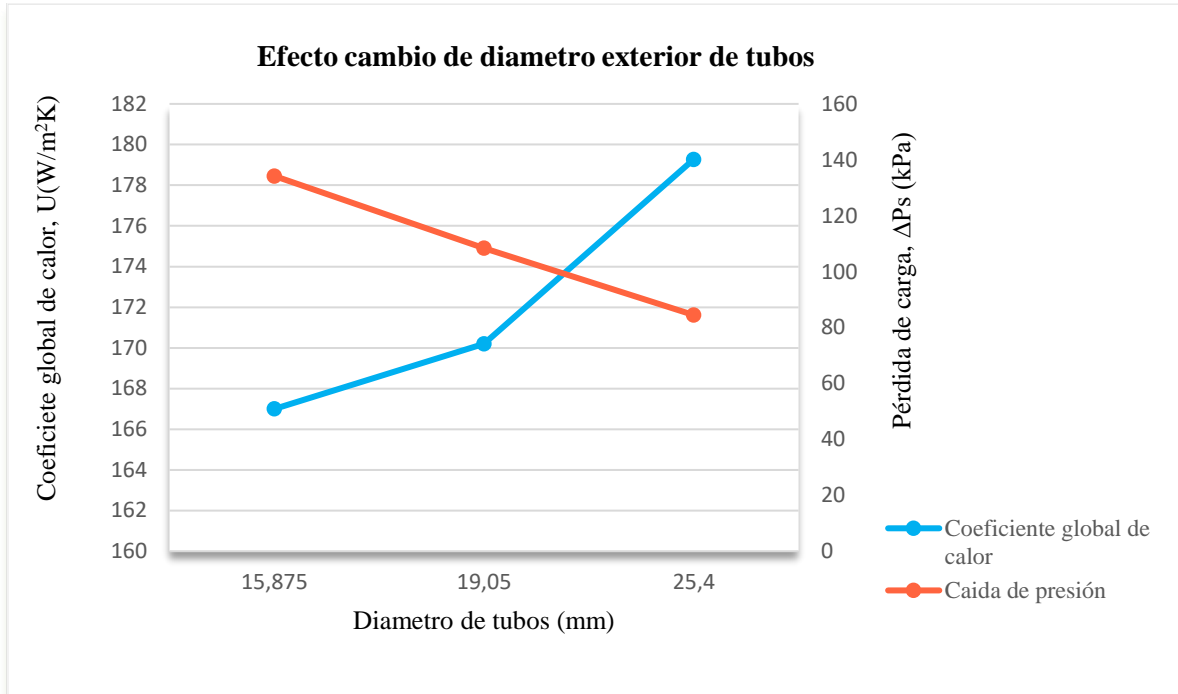


Figura 3-7. Gráfica comparativa de diámetros para menor carga en el segundo diseño.

Una vez obtenido el diámetro del intercambiador se selecciona el corte del baffle, teniendo las siguientes opciones:

Tabla 3-25. Parámetros operacionales según el corte del baffle para menor carga en el segundo diseño.

Parámetros operacionales en función del corte del baffle				
B_c (%)	20	23,80	25	28
U_f (W/m ² K)	180,10	179,27	179,76	178,75
$A_{requerida}$ (m ²)	107,27	107,76	107,47	108,08
$P_{carcasa}$ (kPa)	87,66	84,48	108,96	101,89

Teniendo en cuenta que el corte del baffle seleccionado por el fabricante es el de 23,8% se puede apreciar que es la opción con menos caída de presión, por la que se va a mantener el corte del baffle para este modelo. Con esta opción se obtiene la menor pérdida de carga con una ligera diferencia del coeficiente global frente a las otras opciones, lo que le hace el corte de baffle óptimo.

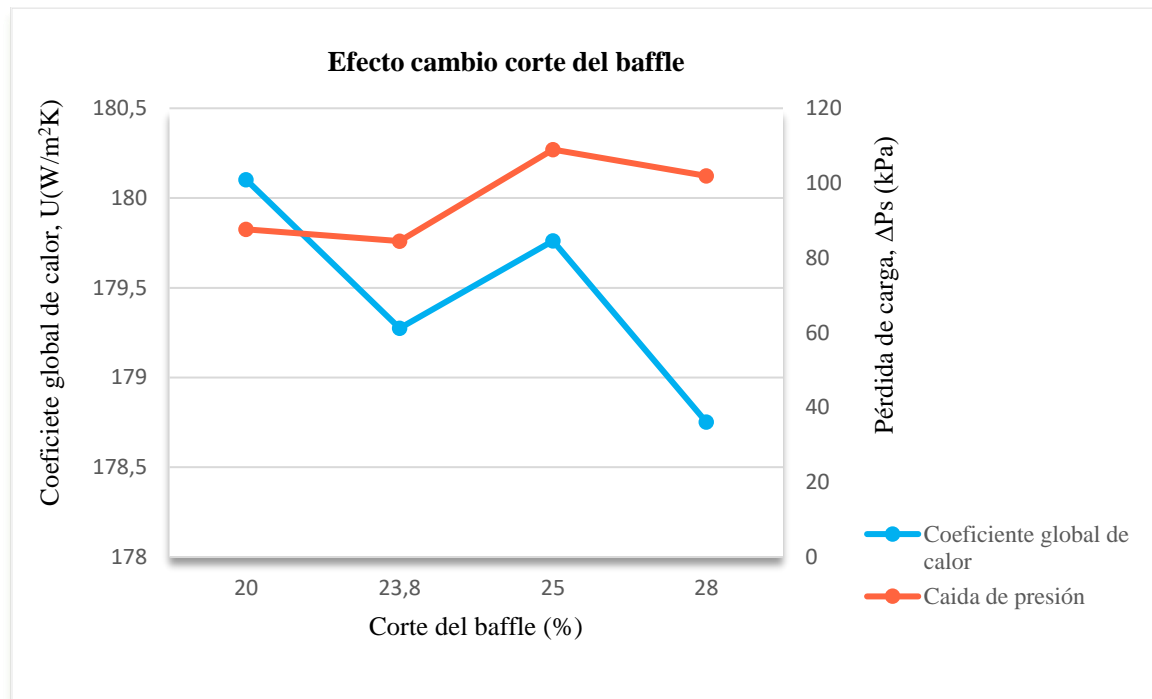


Figura 3-8. Gráfica comparativa en función del corte de baffle para menor carga en el segundo diseño.

El siguiente paso es seleccionar el espaciado entre los baffles centrales:

Tabla 3-26. Parámetros operacionales según el espaciado entre baffles centrales para menor carga en el segundo diseño.

Parámetros operacionales en función del espaciado entre baffles centrales						
L_{bc} (mm)	95	100	110	120	140	150
U_f (W/m^2K)	191,84	202	195,77	190,11	182,40	179,27
$A_{requerida}$ (m^2)	100,70	95,64	98,68	101,62	105,91	107,76
$P_{carcasa}$ (kPa)	119,42	167,56	143,61	122,52	93,85	84,48

Como se puede apreciar en la siguiente figura, a partir del espaciado de 100 mm tanto el coeficiente de calor como la pérdida de carga en la carcasa disminuyen con el aumento de los espaciados. Para no obtener una gran diferencia entre el diseño del fabricante y el actual se ha seleccionado un espaciado entre baffles de 150 mm.

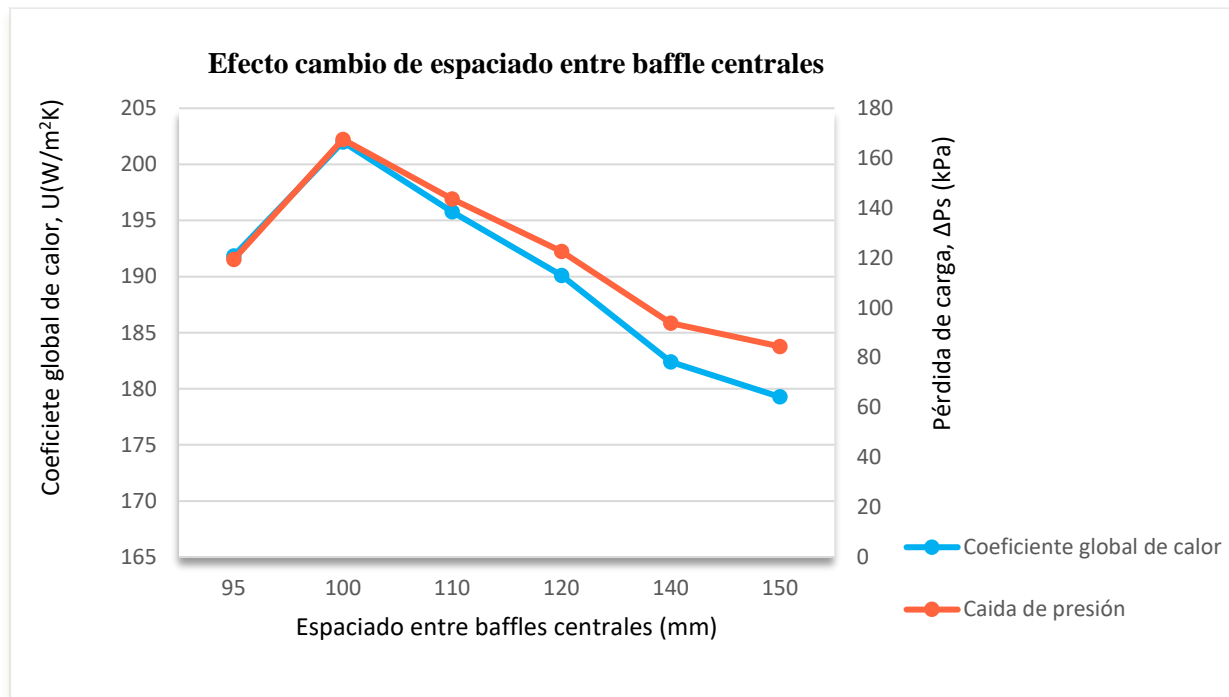


Figura 3-9. Gráfica comparativa en función del espaciado entre baffles centrales para menor carga en el segundo diseño.

El siguiente paso es primordial en la caída de presión del modelo debido a que los pares de sealing strips afectan mucho a este parámetro como se ha podido apreciar anteriormente:

Tabla 3-27. Parámetros operacionales según los pares de sealing strips para menor carga en el segundo diseño.

Parámetros operacionales en función de los pares de sealing strips				
<i>Pares seal. strips</i>	0	1	2	3
U_f (W/m^2K)	117,46	165,64	179,27	166,38
$A_{requerida}$ (m^2)	164,47	116,63	107,76	116,11
$P_{carcasa}$ (kPa)	16,05	54,81	84,48	100,60

Como se puede apreciar en la tabla superior la caída de presión de la carcasa se reduce drásticamente, al igual que la eficiencia de transferencia de calor, al no añadir sealing strips en el diseño. Se va a seleccionar esta opción, a pesar de perder eficiencia en la transferencia de calor, debido a que el fabricante tampoco ha añadido sealing strips en el segundo diseño.

Otra opción más viable sería añadir un par de sealing strips en el intercambiador para reducir el área requerida y aumentar notablemente el coeficiente global de calor.

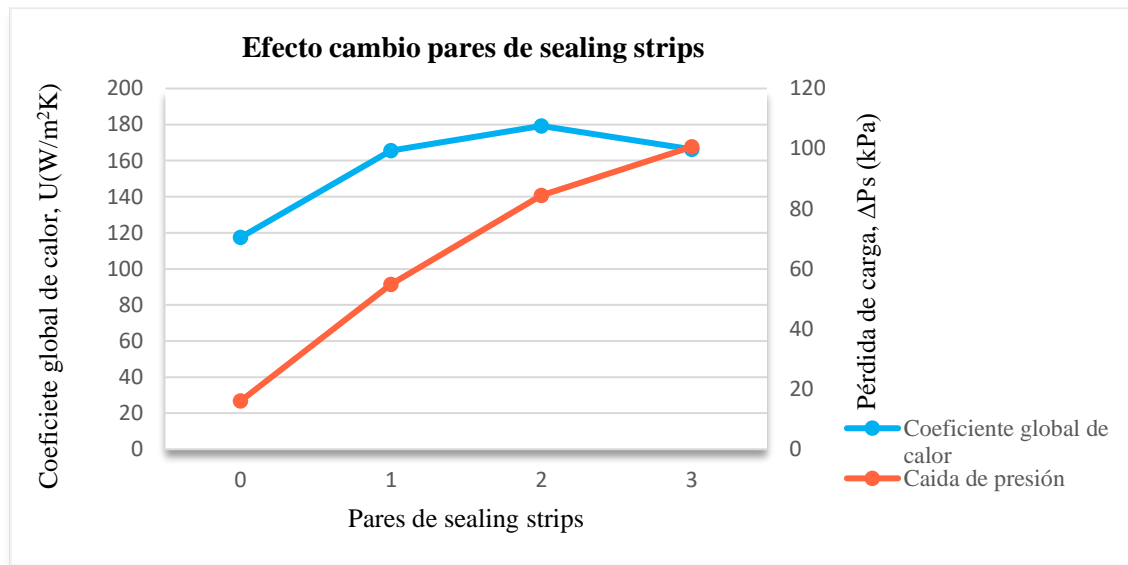


Figura 3-10. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para menor carga en el segundo diseño.

Finalmente, se obtiene un diseño en el que destaca una reducción de la caída de presión en la carcasa del 84,59% junto a una pérdida de eficiencia de la transferencia de calor entre ambos fluidos del 46,07%, requiriendo una mayor área que el diseño realizado por el fabricante. Cabe destacar, que al igual que sucedía en el diseño alternativo con menor carga del primer diseño, la disposición de los tubos se sigue manteniendo de 90° ya que proporciona una menor caída de presión.

Por último, se presenta el diseño alternativo en el que se busca la mayor transferencia de calor posible con la máxima pérdida de carga admisible.

El diámetro exterior de los tubos seleccionado es el de 25,4 mm ya que como se ha comentado anteriormente en los distintos modelos creados y se puede apreciar en la Tabla 3-24 es el valor donde se obtiene una mejor transferencia de calor entre ambos fluidos, presentando la menor caída de presión tanto en los tubos como en la carcasa.

En cuanto al corte del baffle se selecciona el mismo valor que en el modelo con menor carga ya que a pesar de que no sea la mejor transferencia de calor de las diferentes opciones presenta la menor caída de presión en la carcasa con una transferencia de calor prácticamente igual a la mejor opción.

Una diferencia presente en este modelo es el espaciado entre baffles en el que se ha elegido un espacio de baffles centrales de 95 mm. Como se puede apreciar en la Tabla 3-26, este espaciado presenta un 5% menos de transferencia de calor que un espaciado de 100 mm pero la caída de presión es notablemente menor, por lo que se ha optado por el espaciado de 95 mm. Una vez seleccionado el espaciado entre los baffles se escogen los pares de sealing strips para finalizar el diseño.

Tabla 3-28. Parámetros según los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el segundo diseño.

Parámetros operacionales en función de los pares de sealing strips				
<i>Pares seal. strips</i>	0	1	2	3
U_f (W/m^2K)	137,73	188,42	205,38	215,39
$A_{requerida}$ (m^2)	140,27	102,53	94,06	89,69
$P_{carcasa}$ (kPa)	36,09	109,98	182,16	249,37

En este caso, al igual que en el diseño de máxima carga admisible del primer modelo, la opción más viable para obtener la mayor transferencia de calor entre los fluidos del intercambiador es seleccionar cuatro pares de sealing strips, pero la caída de presión se pasa del límite impuesto por la empresa, por lo que se selecciona la opción de dos pares.

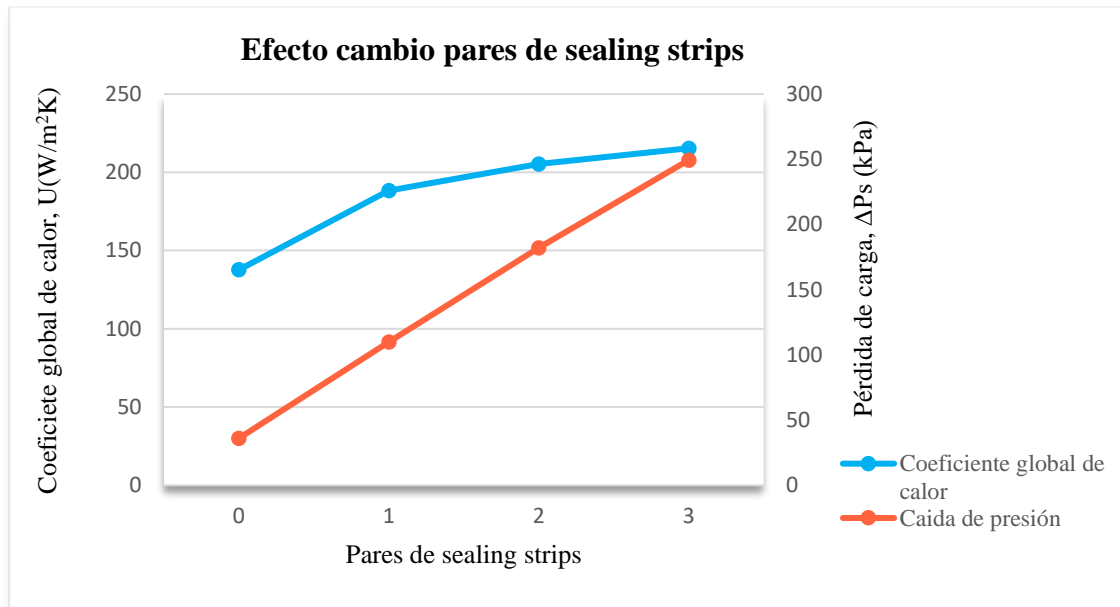


Figura 3-11. Gráfica comparativa en función de los pares de sealing strips para máxima carga admisible en el segundo diseño.

Finalmente, se valora la disposición que van a tener los tubos en el interior de la carcasa. En los modelos anteriormente nombrados, se ha optado por la disposición de 90° ya que se obtiene una mejor transferencia y una menor caída de presión. Pero en este caso, al cambiar el espaciado entre los baffles centrales, el número de Reynolds es superior a 100, provocando que la disposición de 45° sea más eficiente en términos de transferencia de calor y pérdida de carga, obteniendo los siguientes parámetros operacionales:

Tabla 3-29. Parámetros finales del modelo con máxima carga admisible del segundo diseño.

Parámetros operacionales con disposición de 45°	
U_f (W/m^2K)	218,64
$A_{requerida}$ (m^2)	88,36
$P_{carcasa}$ (kPa)	173,71

Como se puede apreciar en este diseño no se ha podido incrementar el coeficiente global de calor lo suficientemente para tener una gran diferencia con el modelo realizado con el fabricante, presentando una caída de presión un 66,78% superior, con lo que se concluye que este modelo no es eficiente para las condiciones en las que va a trabajar el intercambiador. En cambio, el modelo con menor carga de presión si es una opción a tener en cuenta ya que se reduce considerablemente la pérdida de carga a la que va a estar sometida el intercambiador trabajando con una transferencia inferior a la demandada.

Como conclusión a ambos modelos alternativos, el diseño con menor carga no sería una gran solución ya que la

eficiencia en la transferencia de calor se reduce notablemente, al igual que aumenta el área requerida con respecto a los otros modelos, siendo más viable la opción con mayor transferencia de calor a pesar de tener una caída de presión bastante elevada. Mientras que el modelo que busca mayor transferencia de calor presenta una gran caída de presión, sobrecargando los equipos auxiliares de la instalación.

Estos modelos no pueden competir operativamente con el del fabricante ya que en el diseño con menor caída de presión, el coeficiente global de calor es bastante inferior y se requiere por tanto casi el doble de área para el intercambiador. Por otro lado, el diseño alternativo con mayor transferencia de calor supera ligeramente la transferencia de calor del modelo del fabricante, presentando un área inferior pero con una caída de presión mucho mayor, por lo que no sería tampoco un modelo eficiente, seleccionando el diseño del fabricante como óptimo. De la misma manera, en el primer diseño se toma como óptimo el del fabricante, pero a diferencia del segundo, los diseños alternativos presentan parámetros dimensionales y operacionales más competitivos que los diseños alternativos del segundo modelo, siendo opciones a tener en cuenta por la empresa en función de las distintas necesidades operacionales.

4 CONCLUSIONES

Con la realización del actual proyecto se ha destacado la necesidad de obtener el máximo ahorro energético en cada una de las instalaciones presentes de una determinada planta industrial. En este contexto, se ha identificado que uno de los medios más efectivos para lograr dicho ahorro energético es la implementación de un diseño AD-HOC de un intercambiador de calor, ya que se adapta específicamente a las necesidades únicas de la planta en cuestión, permitiendo optimizar el aprovechamiento de calor. El enfoque personalizado permite no solo mejorar la eficiencia energética, sino también asegurar las condiciones operativas y los requisitos específicos de la planta. Esto implica un análisis detallado de las propiedades de los fluidos involucrados, las condiciones de operación y las condiciones de contorno impuestas por la empresa.

Para el diseño detallado se ha utilizado el método de Bell-Delaware y el de Kern, comprobando que el primero es más completo y detallado que el de Kern, considerando una mayor variedad de factores que afectan al rendimiento del intercambiador como puede ser las fugas de la corriente principal en la carcasa.

Respecto a los resultados, se puede apreciar que el método de Kern se acerca más a los valores obtenidos por el software HTRI que el método de Bell-Delaware. Una de las razones principales es que el método de Bell presenta poca precisión en flujo laminar y por lo tanto los parámetros no se acercan a los deseados. En cambio, se han verificado las estimaciones de error que se tiene con el método de Bell-Delaware obteniendo errores dentro del rango estimado.

Con esto se concluye que a pesar de que el método de Kern presenta errores muy bajos respecto al método de Bell-Delaware, el procedimiento a emplear a nivel académico sería este último debido a su nivel de detalle y consideración. Aunque con ambos métodos se han obtenido parámetros similares a los del fabricante, solo se deben utilizar para consideraciones iniciales, ya que el software HTRI presenta una gran capacidad de simulación avanzada en el que se consigue una gran optimización en rendimiento y costes del equipo que no se pueden conseguir con los distintos métodos empleados. Estos diseños están destinados a ser utilizados para tener una idea inicial de la eficiencia energética que se puede obtener con el intercambiador y conocer con un error amplio las dimensiones del intercambiador y sus prestaciones ante unas determinadas condiciones de contorno impuestas.

Asimismo, se destaca la realización de modelos alternativos al diseño del fabricante, empleando parámetros iniciales distintos al fabricante. Este enfoque permite explorar las diferentes configuraciones y las optimizaciones potenciales del equipo para mejorar la eficiencia energética y reducir los costes operativos. Al evaluar estos modelos, se pueden identificar soluciones innovadoras que el software no ha considerado, ofreciendo un margen de flexibilidad y adaptabilidad a la empresa para futuras situaciones o cambios en las condiciones de operación.

En referencia a los resultados obtenidos en los modelos alternativos se puede deducir que al buscar diseños con la máxima transferencia de calor o con la mínima pérdida de carga posible, se obtiene un intercambiador con parámetros desequilibrados. Esto se debe a que, como se ha podido apreciar anteriormente, el incremento de transferencia de calor entre ambos fluidos presentes en el intercambiador provocaba una pérdida de carga superior, afectando negativamente a la eficiencia del equipo. De igual manera cuando se intenta minimizar la pérdida de carga, se observa un incremento significativo en la superficie total, lo que puede generar otros problemas operativos y económicos.

Para concluir, los resultados obtenidos demuestran que la optimización de diseños con la máxima transferencia de calor o con la mínima pérdida de carga posible conduce a intercambiadores con parámetros desequilibrados, resaltando la necesidad de un enfoque equilibrado tomando en cuenta cada una de las variables y restricciones que afectan a su rendimiento y viabilidad económica, por eso, es imprescindible realizar el diseño mediante software, permitiendo desarrollar soluciones más eficientes adaptadas a las necesidades específicas empleando métodos avanzados de simulación y análisis.

5 ANEXOS

5.1 Anexo A. Especificaciones del diseño final del intercambiador

En este apartado se muestran todos los parámetros de diseño del modelo de intercambiador óptimo calculado por el fabricante a través del software HTRI.


HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET				Page 37			
		Released to the following HTRI Member Company: PROYSER CALDERERIA S.A.				MKH Units			
Service of Unit		Precalentador FO de tanques a D-4121		Item No.		E-4126 A-B			
Type	Hairpin	Orientation		Horizontal	Connected In	2 Parallel	1 Series		
Surf/Unit (Gross/Eff)		96,833 / 90,028 m ²		Shell/Unit	2	Surf/Shell (Gross/Eff) 48,416 / 45,014 m ²			
PERFORMANCE OF ONE UNIT									
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side				
Fluid Name		FUEL			MAKANATO				
Fluid Quantity, Total		1000-kg/hr			32,000				
					92,000				
Vapor (In/Out)		wt%		0,00	0,00	0,00	0,00		
Liquid		wt%		100,00	100,00	100,00	100,00		
Temperature (In/Out)		C		65,00	142,04	188,00	166,73		
Density		kg/m ³		984,30	936,53	713,30	730,05		
Viscosity		cP		492,13	34,578	0,3979	0,4892		
Specific Heat		kcal/kg-C		0,4394	0,5065	0,6066	0,5854		
Thermal Conductivity		kcal/hr-m-C		0,1101	0,1012	0,0871	0,0893		
Critical Pressure		kgf/cm ² A							
Inlet Pressure		kgf/cm ² A		4,000		12,000			
Velocity		m/s		0,34		1,80			
Pressure Drop, Allow/Calc		kgf/cm ²		2,000	1,062	1,000	0,314		
Average Film Coefficient		kcal/m ² -hr-C		421,33		1843,1			
Fouling Resistance (min)		m ² -hr-C/kcal		0,001395		0,000600			
Heat Exchanged		1,1661 MM kcal/hr		MTD (Corrected) 69,2 C		Overdesign 0,89 %			
Transfer Rate, Service		187,27 kcal/m ² -hr-C		Calculated 188,93 kcal/m ² -hr-C		Clean 319,72 kcal/m ² -hr-C			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)					
		Shell Side		Tube Side					
Design Pressure		kgf/cm ² G		14,000				26,000	
Design Temperature		C		195,00				272,00	
No Passes per Shell		1		1					
Flow Direction		Upward							
Connections		in mm		1 @ 92,050				1 @ 193,68	
Size & Rating		Out mm		1 @ 92,050		1 @ 193,68			
		Liq. Out mm		@		1 @			
Tube No.	57,000	OD	19,050 mm	Thk(Avg)	2,108 mm	Length	6096, mrr		
Pitch	25,400 mm	Tube pattern		45					
Tube Type	Plain	Material				SA-179 Tube (S) K01200			
Pairs seal strips	0								
Shell ID	254,40 mm	Kettle ID				mm			
Passlane Seal Rod No.	0								
Cross Baffle Type	Perpend. Single-Seg.	%Cut (Diam)				23,8			
Impingement Plate	None								
Spacing(c/c)	160,00 mm	Inlet				678,00 mm			
No. of Crosspasses	77								
Rho-V2-Inlet Nozzle	453,14 kg/m-s ²	Shell Entrance		238,81 kg/m-s ²		Shell Exit 250,99 kg/m-s ²			
		Bundle Entrance		10,08 kg/m-s ²		Bunde Exit 10,59 kg/m-s ²			
Weight/Shell	2086,6 kg	Filled with Water		2749,9 kg		Bunde 885,38 kg			
Notes:		Thermal Resistance, %		Velocities; m/s		Flow Fractions			
		Shell 44,84		Shellside 0,34		A 0,008			
		Tube 13,16		Tubeside 1,80		B 0,773			
		Fouling 40,91		Crossflow 0,30		C 0,126			
		Metal 1,09		Window 0,64		E 0,094			
						F 0,000			

Figura 5-1. Hoja de especificaciones I complementaria del diseño final.


HTRI		Final Results		Page 5	
		Released to the following HTRI Member Company: PROYSER CALDERERIA S.A.			
Xhpe 8.0.1		MKH Units			
Simulation - Horizontal Single Pass Hairpin With Single-Segmental Baffles					
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		FUEL		MAKANATO	
Fluid condition		Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate	(1000-kg/hr)	32,000		92,000	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	65,00	142,04	188,00	166,73
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	108,40	167,45	151,89	183,03
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	135,69	177,22	136,82	177,63
Pressure, In/Average	(kgf/cm2A)	4,000	3,469	12,000	11,843
Pressure drop, Total/Allowed	(kgf/cm2)	1,062	2,000	0,314	1,000
Velocity, Md/Max allow	(m/s)	0,34		1,80	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(kcal/m2-hr-C)		421,33		1843,1
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000
Fouling resistance	(m2-hr-C/kcal)		0,001395		0,000600
Overall Performance Data					
Overall coef., Req'd/Clean/Actual		(kcal/m2-hr-C)		187,27 /	319,72 / 188,93
Heat duty, Calculated/Specified		(MM kcal/hr)		1,1661 /	
Effective overall temperature difference		(Deg C)		69,2	
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)		(Deg C)		69,5 *	0,9954 * 1,0000
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside (L)		535,5			
Approximate tubeside (L)		128,2			
Shell Construction Information					
Type	Hairpin		Shell ID	(mm)	254,40
Shells Series	1 Parallel	2	Total area	(m2)	96,833
Passes Shell	1 Tube	1	Eff. area	(m2/shell)	45,014
Shell orientation angle (deg)	0,00		Ctr-Ctr	(mm)	522,00
Pairs seal strips	0				
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		2749,9 /		2086,6 / 885,38 (kg/shell)	
Baffle Information					
Type	Perpend. Single-Seg.		Baffle cut (% dia)	23,8	
Crosspasses/shellpass		77	No. (Pct Area)	(mm) to C.L	
Central spacing	(mm)	160,00	1	20,97	66,652
Inlet spacing	(mm)	678,00	2	0,00	0,000
Outlet spacing	(mm)	678,00			
Baffle thickness	(mm)	6,000			
Use deresonating baffles	No				
Tube Information					
Tube type	Plain		Tubecount per shell		57
Nominal length	(mm)	6096,	Pct tubes removed (both)		5,26
Effective length	(mm)	13196,	Outside diameter		(mm) 19,050
Total tubesheet	(mm)	84,000	Wall thickness		(mm) 2,108
Area ratio	(out/in)	1,2842	Pitch (mm)		25,400 Ratio 1,3333
Tube metal	SA-179 Tube (S) K01200		Tube pattern (deg)		45

Figura 5-2. Hoja de especificaciones II complementaria del diseño final.


		Final Results		Page 6	
		Released to the following HTRI Member Company: PROYSER CALDERERIA S.A.			
Xhpe 8.0.1		MKH Units			
Simulation - Horizontal Single Pass Hairpin With Single-Segmental Baffles					
Shellside Performance					
Nom vel, X-flow/window		0,30 / 0,64			
Flow fractions for heat transfer		0,787			
A=0,0075		B=0,7730		C=0,1257 E=0,0938 F=0,0000	
Shellside Heat Transfer Corrections					
Total	Beta	Gamma	End	Fin	
0,920	0,920	1,000	0,907	1,000	
Pressure Drops (Percent of Total)					
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
71,11	26,69	1,14	Inlet	0,63	0,08
MOMENTUM		0,00	Outlet	0,44	0,09
Two-Phase Parameters					
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F	
H. T. Parameters			Shell	Tube	
Overall wall correction			1,173	0,976	
Midpoint	Prandtl no.		1437,8	10,58	
Midpoint	Reynolds no.		67	44472	
Bundle inlet	Reynolds no.		3	48190	
Bundle outlet	Reynolds no.		41	39441	
Fouling layer	(mm)				
Thermal Resistance					
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des	
44,84	13,16	40,91	1,09	0,89	
Total fouling resistance				0,0022	
Differential resistance				4,69e-5	
Shell Nozzles					
			Inlet	Outlet	
Diameter	(mm)		92,050	92,050	
Velocity	(m/s)		0,68	0,71	
Pressure drop	(kgf/cm2)		6,65e-3	4,65e-3	
Height under nozzle	(mm)		27,872	27,872	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)		453,14	476,25	
Shell ent.	(kg/m-s2)		238,81	250,99	
Tube Nozzle					
			Inlet	Outlet	
Diameter	(mm)		193,68	193,68	
Velocity	(m/s)		0,61	0,59	
Pressure drop	(kgf/cm2)		2,38e-4	2,76e-4	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)		263,73	257,68	
Diametral Clearances (mm)					
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle	
3,1750		25,895		0,7937	

Figura 5-3. Hoja de especificaciones III complementaria del diseño final.

5.2 Anexo B. Tablas de resultados de los diseños realizados

En este apartado se muestran todos los parámetros y variables de cada uno de los diseños elaborados a lo largo del proyecto mediante los métodos Bell-Delaware y Kern.

5.2.1 Primer diseño Bell-Delaware

Tabla 5-1. Resultado completo primer diseño Bell-Delaware.

Especificación del intercambiador			
Longitudes	Ud.	Valor	
Longitud nominal del tubo, Lto	mm	6096	
Espesor de la placa tubular, Lts		24,5	
Longitud del tubo del baffle, Lti		6071,5	
Longitud efectiva del tubo, Lta		6141,1	
Longitud nominal de flujo de los tubos, Ltt		6165,6	
Distancia entre baffles máxima, Lbc,max		254,2	
Distancia entre baffles mínima, Lbc,min		49	
Luz máxima sin soporte, Lbmax		1522,6	
Distancia entre baffles de entrada, Lbi		200	
Distancia entre baffles de salida, Lbo		200	
Holgura entre el Di de la carcasa y el haz de tubos, Lbb		13	
Holgura entre Do y el orificio del baffle, Lsb		4,08	
Longitud debida a la partición del carri del tubo, Lpl		19,05	
Distancia efectiva de la ventana, Lwp		18,09	
Distancia entre baffles centrales, Lbc		150	
Diámetros			
Diámetro exterior del tubo, Do		mm	19,05
Diámetro interior del tubo, Di	14,834		
Diámetro límite central de los tubos, Dctl	212,95		
Diámetro exterior límite de los tubos, Dotl	232		
Diámetro hidráulico, Dw	22,4		
Diámetro de la carcasa, Ds	254,5		
Disposición de los tubos			
Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	90	
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, Lpp	mm	25,4	
Espaciado entre tubos efectiva, Ltp,eff	mm	25,4	
Parámetros adicionales de diseño			
Corte del baffle, Bc	%	25	
Número de tubos, Nt	-	60	
Espaciado de tubos, Pt	mm	25,4	
Número de baffles, Nb	-	40	
Pares de sealing strips, Nss	-	2	
Número de tubos en la ventana, Ntw	-	16	
Número efectivo de filas de tubos atravesados, Ntcw	-	1,42 (2)	

Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, Ntcc	-	4,82 (5)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, Swg	mm ²	11358,11
Área ocupada por los tubos en la ventana, Swt		4560,37
Área de flujo de la ventana, Sw		6797,74
Área de reflujo en el banco de tubos, Sb		4807,5
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, Ssb		1045,98
Área de fuga entre el tubo y el baffle, Stb		1132,15
Área de flujo cruzado, Sm		9935,63
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	66,39
Velocidad másica, Gs	kg/m ²	894,65
Número de Prandtl, Pr	-	4249,524
Coefficiente de convección de la carcasa, hs	w/m ² K	391,05
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, Jc	-	1,05
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, rlm	-	0,2
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, rs	-	0,51
Variable, p	-	0,74
Factor corrector de caída de presión, RI	-	0,54
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, JI	-	0,8
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, rss	-	0,41
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, Fbsp	-	0,48
Constante, Cbh	-	1,35
Constante, Cbp	-	4,5
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, Rb	-	0,88
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, Jb	-	0,97
Factor por gradiente adverso de temperatura, (Jr)r	-	0,56
Factor por gradiente adverso de temperatura, Jr	-	0,81
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, Rs	-	1,5
Constante, n	-	1
Relación entre espaciado baffles inicial y central, Li*	-	1,33
Relación entre espaciado baffles final y central, Lo*	-	1,33
Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, Js	-	0,99
Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,657
Coefficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	592,22
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,0636
Coefficiente de correlación, a	-	0,714
Factor de fricción ideal, fi	-	0,559
Coefficiente de correlación, b	-	3,741
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, Pbi	kPa	5,15
Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pc	kPa	94,17
Caída de presión en la ventana de los baffles, Pw	kPa	26,31

Caída de presión en la entrada y salida, Pe	kPa	8,77
Caída de presión en la carcasa, Ps	kPa	129,24

5.2.2 Primer diseño Kern

Tabla 5-2. Resultado completo primer diseño Bell-Delaware.

Especificación del intercambiador		
Coefficiente de convección tubos	Ud.	Valor
Número de tubos, Nt	-	57
Número de Reynolds, Re	-	42025,13
Velocidad del fluido por tubos, Vt	m/s	1,791
Sección transversal del tubo, Ac	m ²	0,000173
Factor de fricción, f	-	0,0055
Número de Prandtl en tubos, Pr	-	11,15
Número de Nusselt en tubos, Nu	-	342,07
Coefficiente de convección del fluido por tubos, ht	W/m ² K	2351,95
Caída de presión tubos		
Número de pasos por tubo, Ntp	-	2
Área transversal de los tubos, Atp	m ²	0,0049
Caída de presión en los tubos, Pt	Pa	20838,33
Caída de presión adicional por el cambio de dirección en los pasos, Pr	Pa	9297,36
Caída de presión total en los tubos, Ptotal	Pa	30135,69
Parámetros DTLM		
Coefficiente global de transferencia de calor ideal, Uc	W/m ² K	344,92
Coefficiente global de transferencia de calor con suciedad, Uf	W/m ² K	308,4
Factor de corrección del fabricante, F	-	0,971
Factor de corrección calculado, F	-	0,84
Diferencia de temperatura media logarítmica, LTMD	°C	55,2642
Área del intercambiador, A	m ²	91,83
Longitud del intercambiador, L	m	6,722
Potencia térmica, Qt	W	169970
Coefficiente de convección carcasa		
Constante de cálculo de recuento de tubos, CTP	-	0,9
Espaciado entre baffles centrales, B	mm	150
Área proyectada de la disposición de tubos referente a un tubo, A1	m ²	0,000645
Constante de disposición de los tubos, CL	-	1
Ratio del espaciado, PR	-	1,33
Superficie exterior de transferencia de calor basada en el Do del tubo, Ao	m ²	41,59
Diámetro equivalente de la carcasa, De	m	0,024
Holgura del tubo, C	m	0,00635
Velocidad másica en carcasa, Gs	kg/m ²	734,4
Área de flujo transversal del haz de tubos, As	m ²	0,012
Número de Reynolds en carcasa, Re	-	68,86

Número de Prandtl en carcasa, Pr	-	4249,52
Número de Nusselt en carcasa, Nu	-	86,15
Coefficiente de convección del fluido por carcasa, hs	W/m ² K	435,21
Caída de presión carcasa		
Factor de fricción, fs	-	0,796056
Ratio entre la viscosidad a temperatura del fluido y la de la pared ϕ	-	1,14
Número de baffles, Nb	-	44
Espaciado entre baffles centrales, Lbc	mm	150
Densidad del fluido en carcasa, ρ_s	kg/m ³	954,85
Caída de presión en la carcasa, Ps	Pa	92199,32

5.2.3 Diseño alternativo pérdida de carga permitida primer modelo

Tabla 5-3. Resultado completo diseño pérdida de carga permitida primer modelo.

Especificación del intercambiador			
Longitudes	Ud.	Valor	
Longitud nominal del tubo, Lto	mm	6096	
Espesor de la placa tubular, Lts		25,45	
Longitud del tubo del baffle, Lti		6070,55	
Longitud efectiva del tubo, Lta		6143	
Longitud nominal de flujo de los tubos, Ltt		6168,45	
Distancia entre baffles máxima, Lbc,max		254,2	
Distancia entre baffles mínima, Lbc,min		50,9	
Luz máxima sin soporte, Lbmax		1852,8	
Distancia entre baffles de entrada, Lbi		200	
Distancia entre baffles de salida, Lbo		200	
Holgura entre el Di de la carcasa y el haz de tubos, Lbb		13	
Holgura entre Do y el orificio del baffle, Lsb		4,118	
Longitud debida a la partición del carril del tubo, Lpl		25,4	
Distancia efectiva de la ventana, Lwp		17,77	
Distancia entre baffles centrales, Lbc		150	
Diámetros			
Diámetro exterior del tubo, Do		mm	25,4
Diámetro interior del tubo, Di	21,184		
Diámetro límite central de los tubos, Dctl	216,1		
Diámetro exterior límite de los tubos, Dotl	241,5		
Diámetro hidráulico, Dw	49,46		
Diámetro de la carcasa, Ds	254,5		
Disposición de los tubos			
Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	90	
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, Lpp	mm	33,338	
Espaciado entre tubos efectiva, Ltp,eff	mm	33,338	
Parámetros adicionales de diseño			

Corte del baffle, Bc	%	25
Número de tubos, Nt	-	60
Espaciado de tubos, Pt	mm	33,338
Número de baffles, Nb	-	40
Pares de sealing strips, Nss	-	4
Número de tubos en la ventana, Ntw	-	6
Número efectivo de filas de tubos atravesados, Ntcw	-	1,07 (2)
Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, Ntcc	-	3,82 (4)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, Swg	mm ²	12256,02
Área ocupada por los tubos en la ventana, Swt		3040,25
Área de flujo de la ventana, Sw		9215,78
Área de reflujo en el banco de tubos, Sb		4807,5
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, Ssb		1096,66
Área de fuga entre el tubo y el baffle, Stb		905,21
Área de flujo cruzado, Sm		9668,23
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	90,96
Velocidad másica, Gs	kg/m ²	919,39
Número de Prandtl, Pr	-	4249,524
Coefficiente de convección de la carcasa, hs	w/m ² K	491,11
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, Jc	-	1,06
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, rlm	-	0,21
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, rs	-	0,55
Variable, p	-	0,74
Factor corrector de caída de presión, RI	-	0,53
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, JI	-	0,95
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, rss	-	1,05
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, Fbsp	-	0,50
Constante, Cbh	-	1,35
Constante, Cbp	-	4,5
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, Rb	-	1,87
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, Jb	-	1,21
Factor por gradiente adverso de temperatura, (Jr)r	-	0,58
Factor por gradiente adverso de temperatura, Jr	-	0,95
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, Rs	-	1,5
Constante, n	-	1
Relación entre espaciado baffles inicial y central, Li*	-	1,33
Relación entre espaciado baffles final y central, Lo*	-	1,33
Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, Js	-	0,99
Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,969
Coefficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	506,87
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,053

Coeficiente de correlación, a	-	0,68
Factor de fricción ideal, fi	-	0,44
Coeficiente de correlación, b	-	3,56
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, Pbi	kPa	3,36
Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pc	kPa	219,3
Caída de presión en la ventana de los baffles, Pw	kPa	19,62
Caída de presión en la entrada y salida, Pe	kPa	12,06
Caída de presión en la carcasa, Ps	kPa	160,98

5.2.4 Diseño alternativo pérdida de carga mínima primer modelo

Tabla 5-4. Resultado completo diseño pérdida de carga mínima primer modelo.

Especificación del intercambiador			
Longitudes	Ud.	Valor	
Longitud nominal del tubo, Lto	mm	6096	
Espesor de la placa tubular, Lts		25,45	
Longitud del tubo del baffle, Lti		6070,55	
Longitud efectiva del tubo, Lta		6143	
Longitud nominal de flujo de los tubos, Ltt		6168,45	
Distancia entre baffles máxima, Lbc,max		254,2	
Distancia entre baffles mínima, Lbc,min		50,9	
Luz máxima sin soporte, Lbmax		1852,8	
Distancia entre baffles de entrada, Lbi		200	
Distancia entre baffles de salida, Lbo		200	
Holgura entre el Di de la carcasa y el haz de tubos, Lbb		13	
Holgura entre Do y el orificio del baffle, Lsb		4,118	
Longitud debida a la partición del carril del tubo, Lpl		25,4	
Distancia efectiva de la ventana, Lwp		17,77	
Distancia entre baffles centrales, Lbc		150	
Diámetros			
Diámetro exterior del tubo, Do		mm	25,4
Diámetro interior del tubo, Di	21,184		
Diámetro límite central de los tubos, Dctl	216,1		
Diámetro exterior límite de los tubos, Dotl	241,5		
Diámetro hidráulico, Dw	70,01		
Diámetro de la carcasa, Ds	254,5		
Disposición de los tubos			
Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	90	
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, Lpp	mm	33,338	
Espaciado entre tubos efectiva, Ltp,eff	mm	33,338	
Parámetros adicionales de diseño			
Corte del baffle, Bc	%	22	

Número de tubos, Nt	-	60
Espaciado de tubos, Pt	mm	33,338
Número de baffles, Nb	-	30
Pares de sealing strips, Nss	-	1
Número de tubos en la ventana, Ntw	-	10
Número efectivo de filas de tubos atravesados, Ntcw	-	0,88 (1)
Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, Ntcc	-	4,25 (5)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, Swg	mm ²	23382,54
Área ocupada por los tubos en la ventana, Swt		5067,08
Área de flujo de la ventana, Sw		18315,46
Área de reflujo en el banco de tubos, Sb		6410
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, Ssb		1133,73
Área de fuga entre el tubo y el baffle, Stb		942,53
Área de flujo cruzado, Sm		12890,97
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	68,22
Velocidad másica, Gs	kg/m ²	689,54
Número de Prandtl, Pr	-	4249,52
Coefficiente de convección de la carcasa, hs	w/m ² K	296,41
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, Jc	-	1,11
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, rlm	-	0,16
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, rs	-	0,55
Variable, p	-	0,74
Factor corrector de caída de presión, RI	-	0,58
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, JI	-	0,8
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, rss	-	0,23
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, Fbsp	-	0,50
Constante, Cbh	-	1,35
Constante, Cbp	-	4,5
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, Rb	-	0,61
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, Jb	-	0,87
Factor por gradiente adverso de temperatura, (Jr)r	-	0,61
Factor por gradiente adverso de temperatura, Jr	-	0,84
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, Rs	-	2
Constante, n	-	1
Relación entre espaciado baffles inicial y central, Li*	-	1
Relación entre espaciado baffles final y central, Lo*	-	1
Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, Js	-	1
Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,65
Coefficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	456,01
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,063
Coefficiente de correlación, a	-	0,68

Factor de fricción ideal, f_i	-	0,44
Coefficiente de correlación, b	-	3,56
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, P_{bi}	kPa	3,36
Caída de presión en la zona central de la carcasa, P_c	kPa	219,3
Caída de presión en la ventana de los baffles, P_w	kPa	19,62
Caída de presión en la entrada y salida, P_e	kPa	12,06
Caída de presión en la carcasa, P_s	kPa	160,98

5.2.5 Segundo diseño Bell-Delaware

Tabla 5-5. Resultado completo segundo diseño Bell-Delaware.

Especificación del intercambiador		
Longitudes	Ud.	Valor
Longitud nominal del tubo, L_{to}	mm	6096
Espesor de la placa tubular, L_{ts}		24,5
Longitud del tubo del baffle, L_{ti}		6071,5
Longitud efectiva del tubo, L_{ta}		6139,6
Longitud nominal de flujo de los tubos, L_{tt}		6164,1
Distancia entre baffles máxima, $L_{bc,max}$		245
Distancia entre baffles mínima, $L_{bc,min}$		49
Luz máxima sin soporte, L_{bmax}		1522,6
Distancia entre baffles de entrada, L_{bi}		200
Distancia entre baffles de salida, L_{bo}		200
Holgura entre el D_i de la carcasa y el haz de tubos, L_{bb}		18
Holgura entre D_o y el orificio del baffle, L_{sb}		4,08
Longitud debida a la partición del carril del tubo, L_{pl}		19,05
Distancia efectiva de la ventana, L_{wp}		15,914
Distancia entre baffles centrales, L_{bc}		130
Diámetros		
Diámetro exterior del tubo, D_o	mm	19,05
Diámetro interior del tubo, D_i		14,834
Diámetro límite central de los tubos, D_{ctl}		207,95
Diámetro exterior límite de los tubos, D_{otl}		227
Diámetro hidráulico, D_w		48,75
Diámetro de la carcasa, D_s		254,5
Disposición de los tubos		
Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	90
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, L_{pp}	mm	25,4
Espaciado entre tubos efectiva, $L_{tp,eff}$	mm	25,4
Parámetros adicionales de diseño		
Corte del baffle, B_c	%	23,8
Número de tubos, N_t	-	60

Espaciado de tubos, Pt	mm	25,4
Número de baffles, Nb	-	46
Pares de sealing strips, Nss	-	3
Número de tubos en la ventana, Ntw	-	16
Número efectivo de filas de tubos atravesados, Ntcw	-	1,25 (2)
Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, Ntcc	-	5.05 (6)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, Swg	mm ²	19275,52
Área ocupada por los tubos en la ventana, Swt		4560,37
Área de flujo de la ventana, Sw		14715,15
Área de reflujo en el banco de tubos, Sb		4816,5
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, Ssb		1059,94
Área de fuga entre el tubo y el baffle, Stb		1107,10
Área de flujo cruzado, Sm		9098,38
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	70,69
Velocidad másica, Gs	kg/m ²	976,98
Número de Prandtl, Pr	-	4243,25
Coefficiente de convección de la carcasa, hs	w/m ² K	394,15
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, Jc	-	1,08
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, rlm	-	0,24
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, rs	-	0,49
Variable, p	-	0,73
Factor corrector de caída de presión, RI	-	0,5
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, JI	-	0,68
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, rss	-	0,59
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, Fbsp	-	0,53
Constante, Cbh	-	1,35
Constante, Cbp	-	4,5
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, Rb	-	1,15
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, Jb	-	1,05
Factor por gradiente adverso de temperatura, (Jr)r	-	0,54
Factor por gradiente adverso de temperatura, Jr	-	0,83
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, Rs	-	1,3
Constante, n	-	1
Relación entre espaciado baffles inicial y central, Li*	-	1,54
Relación entre espaciado baffles final y central, Lo*	-	1,54
Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, Js	-	0,99
Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,638
Coefficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	617,41
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,061
Coefficiente de correlación, a	-	0,71
Factor de fricción ideal, fi	-	0,58

Coeficiente de correlación, b	-	3,73
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, Pbi	kPa	2,8
Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pc	kPa	28,74
Caída de presión en la ventana de los baffles, Pw	kPa	6,2
Caída de presión en la entrada y salida, Pe	kPa	4,1
Caída de presión en la carcasa, Ps	kPa	39,03

5.2.6 Segundo diseño Kern

Tabla 5-6. Resultado completo segundo diseño Kern.

Especificación del intercambiador		
Coeficiente de convección tubos	Ud.	Valor
Número de tubos, Nt	-	57
Número de Reynolds, Re	-	42025,13
Velocidad del fluido por tubos, Vt	m/s	1,79
Sección transversal del tubo, Ac	m ²	0,000173
Factor de fricción, f	-	0,0055
Número de prandtl, Pr	-	11,137
Número de Nusselt en tubos, Nu	-	341,09
Coeficiente de convección del fluido por tubos, ht	W/m ² K	2364,3
Caída de presión tubos		
Número de pasos por tubo, Ntp	-	2
Área transversal de los tubos, Atp	m ²	0,0049
Caída de presión en los tubos, Pt	Pa	20891,72
Caída de presión adicional por el cambio de dirección en los pasos, Pr	Pa	9321,18
Caída de presión total en los tubos, Ptotal	Pa	30212,9
Parámetros DTLM		
Coeficiente global de transferencia de calor ideal, Uc	W/m ² K	387,54
Coeficiente global de transferencia de calor con suciedad, Uf	W/m ² K	208,02
Factor de corrección del fabricante, F	-	0,986
Factor de corrección calculado, F	-	0,94
Diferencia de temperatura media logarítmica, LTMD	°C	70,19
Área del intercambiador, A	m ²	94,22
Longitud del intercambiador, L	m	6,9
Potencia térmica, Qt	W	1356380
Coeficiente de convección carcasa		
Constante de cálculo de recuento de tubos, CTP	-	0,9
Espaciado entre baffles centrales, B	mm	0,15
Área proyectada de la disposición de tubos referente a un tubo, A1	m ²	0,000645
Constante de disposición de los tubos, CL	-	1
Ratio del espaciado, PR	-	1,33
Superficie exterior de transferencia de calor basada en el Do del tubo, Ao	m ²	41,59

Diámetro equivalente de la carcasa, De	m	0,024
Holgura del tubo, C	m	0,00635
Velocidad másica en carcasa, Gs	kg/m ²	933,22
Área de flujo transversal del haz de tubos, As	m ²	0,0095
Número de Reynolds en carcasa, Re	-	85,31
Número de Prandtl en carcasa, Pr	-	4249,52
Número de Nusselt en carcasa, Un	-	96,16
Coefficiente de convección del fluido por carcasa, hs	W/m ² K	490,87
Caída de presión carcasa		
Factor de fricción, fs	-	0,764295
Ratio entre la viscosidad a temperatura del fluido y la de la pared ϕ	-	1,367
Número de baffles, Nb	-	40
Espaciado entre baffles centrales, Lbc	mm	0,15
Densidad del fluido en carcasa,	kg/m ³	960,85
Caída de presión en la carcasa, Ps	Pa	108625,1

5.2.7 Diseño alternativo pérdida de carga permitida segundo modelo

Tabla 5-7. Resultado completo diseño pérdida de carga permitida segundo modelo.

Especificación del intercambiador			
Longitudes	Ud.	Valor	
Longitud nominal del tubo, Lto	mm	6096	
Espesor de la placa tubular, Lts		25,45	
Longitud del tubo del baffle, Lti		6070,55	
Longitud efectiva del tubo, Lta		6141,5	
Longitud nominal de flujo de los tubos, Ltt		6166,95	
Distancia entre baffles máxima, Lbc,max		254,5	
Distancia entre baffles mínima, Lbc,min		50,9	
Luz máxima sin soporte, Lbmax		1852,8	
Distancia entre baffles de entrada, Lbi		200	
Distancia entre baffles de salida, Lbo		200	
Holgura entre el Di de la carcasa y el haz de tubos, Lbb		18	
Holgura entre Do y el orificio del baffle, Lsb		4,12	
Longitud debida a la partición del carril del tubo, Lpl		25,4	
Distancia efectiva de la ventana, Lwp		15,55	
Distancia entre baffles centrales, Lbc		95	
Diámetros			
Diámetro exterior del tubo, Do		mm	25,4
Diámetro interior del tubo, Di			21,18
Diámetro límite central de los tubos, Dctl	211,1		
Diámetro exterior límite de los tubos, Dotl	236,5		
Diámetro hidráulico, Dw	110,97		
Diámetro de la carcasa, Ds	254,5		

Disposición de los tubos		
Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	45
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, L_{pp}	mm	23,57
Espaciado entre tubos efectiva, $L_{tp,eff}$	mm	23,57
Parámetros adicionales de diseño		
Corte del baffle, B_c	%	23,8
Número de tubos, N_t	-	60
Espaciado de tubos, P_t	mm	33,338
Número de baffles, N_b	-	63
Pares de sealing strips, N_{ss}	-	2
Número de tubos en la ventana, N_{tw}	-	5
Número efectivo de filas de tubos atravesados, N_{tcw}	-	1,32 (2)
Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, N_{tcc}	-	5,66 (6)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, Sw_g	mm^2	20799,34
Área ocupada por los tubos en la ventana, Sw_t		2533,54
Área de flujo de la ventana, Sw		18265,80
Área de reflujo en el banco de tubos, S_b		5557,5
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, S_{sb}		1111,29
Área de fuga entre el tubo y el baffle, S_{tb}		885,73
Área de flujo cruzado, S_m		8464,05
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	101,31
Velocidad másica, G_s	kg/m^2	1050,2
Número de Prandtl, Pr	-	4243,25
Coefficiente de convección de la carcasa, h_s	w/m^2K	550,74
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, J_c	-	1,09
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, r_{lm}	-	0,24
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, r_s	-	0,56
Variable, p	-	0,74
Factor corrector de caída de presión, R_l	-	0,49
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, J_l	-	0,67
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, r_{ss}	-	0,35
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, F_{bsp}	-	0,42
Constante, C_{bh}	-	1,25
Constante, C_{bp}	-	3,7
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, R_b	-	0,09
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, J_b	-	0,49
Factor por gradiente adverso de temperatura, $(J_r)r$	-	-
Factor por gradiente adverso de temperatura, J_r	-	1
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, R_s	-	0,95
Constante, n	-	2
Relación entre espaciado baffles inicial y central, L_i^*	-	2,11
Relación entre espaciado baffles final y central, L_o^*	-	2,11

Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, Js	-	0,99
Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,69
Coeficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	550,74
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,0732
Coeficiente de correlación, a	-	0,8
Factor de fricción ideal, fi	-	0,39
Coeficiente de correlación, b	-	2,59
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, Pbi	kPa	5,82
Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pc	kPa	145,09
Caída de presión en la ventana de los baffles, Pw	kPa	23,05
Caída de presión en la entrada y salida, Pe	kPa	5,56
Caída de presión en la carcasa, Ps	kPa	173,71

5.2.8 Diseño alternativo pérdida de carga mínima segundo modelo

Tabla 5-8. Resultado completo diseño pérdida de carga mínima segundo modelo.

Especificación del intercambiador			
Longitudes	Ud.	Valor	
Longitud nominal del tubo, Lto	mm	6096	
Espesor de la placa tubular, Lts		25,45	
Longitud del tubo del baffle, Lti		6070,55	
Longitud efectiva del tubo, Lta		6141,5	
Longitud nominal de flujo de los tubos, Ltt		6166,95	
Distancia entre baffles máxima, Lbc,max		254,5	
Distancia entre baffles mínima, Lbc,min		50,9	
Luz máxima sin soporte, Lbmax		1852,8	
Distancia entre baffles de entrada, Lbi		200	
Distancia entre baffles de salida, Lbo		200	
Holgura entre el Di de la carcasa y el haz de tubos, Lbb		18	
Holgura entre Do y el orificio del baffle, Lsb		4,12	
Longitud debida a la partición del carril del tubo, Lpl		25,4	
Distancia efectiva de la ventana, Lwp		15,55	
Distancia entre baffles centrales, Lbc		150	
Diámetros			
Diámetro exterior del tubo, Do		mm	25,4
Diámetro interior del tubo, Di			21,18
Diámetro límite central de los tubos, Dctl	211,1		
Diámetro exterior límite de los tubos, Dotl	236,5		
Diámetro hidráulico, Dw	110,97		
Diámetro de la carcasa, Ds	254,5		
Disposición de los tubos			

Arreglo de tubos, θ_{tp}	DEG	90
Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo, L_{pp}	mm	33,34
Espaciado entre tubos efectiva, $L_{tp,eff}$	mm	33,34
Parámetros adicionales de diseño		
Corte del baffle, B_c	%	23,8
Número de tubos, N_t	-	60
Espaciado de tubos, P_t	mm	33,34
Número de baffles, N_b	-	40
Pares de sealing strips, N_{ss}	-	0
Número de tubos en la ventana, N_{tw}	-	5
Número efectivo de filas de tubos atravesados, N_{tcw}	-	0,93 (1)
Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado, N_{tcc}	-	4,01 (5)
Áreas de intercambiador		
Área entre el Di de la carcasa y la arista del corte del baffle, S_{wg}	mm^2	20799,34
Área ocupada por los tubos en la ventana, S_{wt}		2533,54
Área de flujo de la ventana, S_w		18265,80
Área de reflujo en el banco de tubos, S_b		5557,5
Área de fuga entre la carcasa y el baffle, S_{sb}		1111,29
Área de fuga entre el tubo y el baffle, S_{tb}		885,73
Área de flujo cruzado, S_m		10239,65
Parámetros de flujo		
Número de Reynolds, Re	-	83,74
Velocidad másica, G_s	kg/m^2	868,09
Número de Prandtl, Pr	-	4243,25
Coefficiente de convección de la carcasa, h_s	w/m^2K	173,75
Factores de corrección		
Factor de corrección de flujo para la ventana del baffle, J_c	-	1,09
Relación entre áreas de fuga y flujo cruzado, r_{lm}	-	0,19
Relación del área de fuga entre la carcasa y el baffle, r_s	-	0,56
Variable, p	-	0,74
Factor corrector de caída de presión, R_l	-	0,54
Factor por pérdida de flujo por tubo-baffle y carcasa-baffle, J_l	-	0,72
Relación entre el número de tiras de sellado y filas en flujo cruzado, r_{ss}	-	0
Relación entre área de reflujo y de flujo cruzado, F_{bsp}	-	0,54
Constante, C_{bh}	-	1,35
Constante, C_{bp}	-	4,5
Factor corrector de caída de presión por desviación en haz de tubos, R_b	-	0,09
Factor por la desviación de flujo en el haz de tubos, J_b	-	0,49
Factor por gradiente adverso de temperatura, $(J_r)r$	-	0,58
Factor por gradiente adverso de temperatura, J_r	-	0,91
Factor de corrección de caída de presión por espaciado de baffles, R_s	-	1,5
Constante, n	-	1
Relación entre espaciado baffles inicial y central, L_i^*	-	1,33
Relación entre espaciado baffles final y central, L_o^*	-	1,33
Factor por el espaciado de baffles en la entrada y salida, J_s	-	0,99

Parámetros coeficiente de convección de la carcasa		
Factor de corrección total, J	-	0,35
Coeficiente de convección ideal de la carcasa, hi	w/m ² K	498,35
Factor ideal de Colburn, ji	-	0,056
Coeficiente de correlación, a	-	0,69
Factor de fricción ideal, fi	-	0,46
Coeficiente de correlación, b	-	3,61
Presión de la carcasa		
Caída de presión en un banco ideal de tubos, Pbi	kPa	3,27
Caída de presión en la zona central de la carcasa, Pc	kPa	5,99
Caída de presión en la ventana de los baffles, Pw	kPa	9,53
Caída de presión en la entrada y salida, Pe	kPa	0,53
Caída de presión en la carcasa, Ps	kPa	16,05

REFERENCIAS

- [1] NATIONS, U., [sin fecha]. El Acuerdo de París. *United Nations* [en línea]. [consulta: 17 abril 2024]. Disponible en: <https://www.un.org/es/climatechange/paris-agreement>.
- [2] Ley 7/2021 Cambio climático y transición energética. Pacto Mundial [en línea], [sin fecha]. [consulta: 17 abril 2024]. Disponible en: <https://www.pactomundial.org/leyes-directivas-normativas-sostenibilidad/ley-7-2021-de-20-de-mayo-de-cambio-climatico-y-transicion-energetica/>.
- [3] LOMA, Javier. Análisis del potencial de recuperación de calor en la industria [en línea]. Trabajo Fin de Grado, Universidad de Sevilla, 2018. Disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/20538/fichero/PFC-538-LOMA.pdf>
- [4] LÓPEZ, D., 2021. La luz ahoga a las empresas, que consumen el 60% de la producción energética. Cinco Días [en línea]. [consulta: 18 abril 2024]. Disponible en: https://cincodias.elpais.com/cincodias/2021/12/07/economia/1638901377_867435.html.
- [5] Cómo los intercambiadores de calor mejoran la eficiencia energética de los edificios sostenibles. Orbingeneria [en línea], 2023. [consulta: 18 abril 2024]. Disponible en: <https://www.orbingeneria.com/blog/el-ciclo-de-vida-de-las-mquinas-y-la-importancia-del-mantenimiento-9pws-24h48-26me5>.
- [6] Intercambiador de calor; tipos y usos. Naturgy. [en línea], 2018. [consulta: 18 abril 2024]. Disponible en https://www.naturgy.es/empresas/blog/intercambiador_de_calor_tipos_y_como_usarlos_en_sistemas_de_recuperacion_de_energia.
- [7] ROSSI, Cristián. 2021. Análisis PINCH [en línea]. [consulta: 18 abril 2024]. Disponible en: <https://www.cecacier.org/wp-content/uploads/2021/07/Analisis-Pinch-24-6-2021-CRS.pdf>
- [8] Ahorro Energético en Empresas: Hacia una Práctica Sostenible. Ambientum [en línea], 2024. [consulta: 18 abril 2024]. Disponible en: <https://www.ambientum.com/ambientum/ahorro-energetico-en-empresas-hacia-una-practica-sostenible.asp>.
- [9] Diez consejos para los intercambiadores de calor de placas con juntas. Alfa Laval [en línea], [sin fecha]. [consulta: 20 abril 2024]. Disponible en: <https://www.alfalaval.es/servicio-y-soporte/ten-top-tips/diez-consejos-para-los-intercambiadores-de-calor-de-placas-con-juntas/>.
- [10] GOOGLE EARTH. [imagen de satélite]. 2024 [consulta: 10 abril 2023]. Disponible en: <https://earth.google.com/>
- [11] SACOME, 2019. Intercambiadores de calor de tipo horquilla. SACOME [en línea]. [consulta: 1 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.sacome.com/intercambiadores-de-calor-tipo-horquilla/>.
- [12] SÁNCHEZ, Rubén. Diseño de un Sistema de Intercambiadores Fuel oil/Makanato en la Refinería de Petróleo BP Energía España S.A.U [en línea]. Trabajo Fin de Grado, Universidad Jaume I, 2022. Disponible en: TFG_FINAL_RUBÉN_SÁNCHEZ_CABALLERO.pdf
- [13] U, Schlünder Ernst y INTERNATIONAL CENTER FOR HEAT AND MASS TRANSFER., eds. Heat exchanger design handbook. Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1983. 2223 p. ISBN 0891161252.
- [14] Baffles in heat exchangers. 2024 [imagen] [consulta: 10 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.webbustorz.org/baffles-in-heat-exchangers/>
- [15] MARTINEZ, F., 2018. La importancia de la caída de presión en el intercambiador de calor. Termodinámica [en línea]. [consulta: 10 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.termodinamica.com.pe/2018/06/18/la-importancia-de-la-caida-de-presion-en-el-intercambiador-de-calor/>
- [16] Intercambiador de calor de horquilla. Chart Industries [en línea], [sin fecha]. [consulta: 11 mayo 2024].

- Disponible en: <https://chartindustriesv12.azurewebsites.net/Hairpin-Heat-Exchangers>.
- [17] HALE, M., 2019. Entender y prevenir el ensuciamiento en un intercambiador de calor. HRS Heat Exchangers [en línea]. [consulta: 12 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.hrs-heatexchangers.com/es/noticias/entender-y-prevenir-el-ensuciamiento-en-un-intercambiador-de-calor/>
- [18] Los mejores materiales para los intercambiadores de calor. Orbingeniería [en línea], 2023. [consulta: 14 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.orbingenieria.com/blog/los-mejores-materiales-para-los-intercambiadores-de-calor>.
- [19] Intercambiador de calor, usos, ventajas y aplicaciones. 2019 [imagen] [consulta: 14 mayo 2024]. Disponible en: <https://www.sacome.com/intercambiador-tubular-usos-ventajas-aplicaciones/>
- [20] ASTM INTERNATIONAL. A 516 Gr 60 N, Standard Specification for Carbon Steel Forgings for Pressure Vessel Components. 2003.
- [21] ASTM INTERNATIONAL. A 266/A 266M – 03, Standard Specification for Carbon Steel Forgings for Pressure Vessel Components. 2003.
- [22] KERN, Donald Q. Process heat transfer. New York: McGraw-Hill, 1950. 871 p. ISBN 0070341907.
- [23] REYES, Maida; Jorge MOYA; Sergio PÉREZ. Aplicación del Método de la Colonia de Hormigas Mixto a la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Revista científica de ingeniería mecánica. 2014, 17(2), 129–137. ISSN 1815-5944.
- [24] KAKAÇ, Sadik y Hongtan LIU. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, Second Edition. 2a ed. CRC, 2002. 520 p. ISBN 9780849309021.
- [25] SÁNCHEZ, José; GUERRERO, Carmen y PALOMO, Teresa. Métodos Generales de Diseño de Intercambiadores. Apuntes Tecnología Energética. 2023.

