

*Universidad de Matanzas
sede "Camilo Cienfuegos"
Facultad de Ciencias Técnicas*



**EVALUACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL
SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE A LAS CTE ANTONIO GUITERAS Y
ERNESTO GUEVARA**

Trabajo de Diploma en Ingeniería Mecánica

Autor: Arián Alvarez Ramos.

Matanzas, 2022

*Universidad de Matanzas
sede “Camilo Cienfuegos”
Facultad de Ciencias Técnicas*



**EVALUACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL
SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE A LAS CTE ANTONIO GUITERAS Y
ERNESTO GUEVARA**

Trabajo de Diploma en ingeniería Mecánica

Autor: Arián Alvarez Ramos.

Tutor: Prof. Asist., Ing. Yanán Camaraza Medina, M.Sc., Dr C.

Cotutor: Ing. Elina Pérez Moré.

Matanzas, 2022

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Por medio de la presente declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma y, en calidad de tal, autorizo a la Universidad de Matanzas «Camilo Cienfuegos» a darle el uso que estime más conveniente.

NOTA DE ACEPTACIÓN

Miembros del Tribunal:

Presidente

Secretario

Vocal

RESUMEN

El presente proyecto de investigación tiene como objetivo evaluar un intercambiador de calor de tubos y coraza para su uso en la Base de Crudo y Suministro, perteneciente a la UEB División Territorial de Comercialización de Combustible Matanzas, con el fin de garantizar, en caso de averías, el suministro de combustible a las CTE Antonio Guiteras y Ernesto Guevara. Se realiza una compilación de la información necesaria para la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica del intercambiador de calor de tubos y coraza requerido, siendo utilizado el método de Kern para este propósito. Fue revisado el estado del arte sobre el tema, caracterizando los fundamentos teóricos requeridos para la evaluación integral del intercambiador de calor, además es realizado una caracterización de los requerimientos técnicos imprescindibles en la evaluación y diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza, incluyendo sus objetivos y alcance. Se realiza un resumen de datos e información técnica sobre este tipo de instalación, recogidos en distintas fuentes bibliográficas, lo cual facilita la posterior aplicación de los resultados obtenidos en el trabajo de diploma.

Palabras claves: intercambiador de calor; tubo; coraza; deflectores; cabezales.

ABSTRACT

The objective of this research project is to carry out an evaluation of a tube and shell heat exchanger for the Crude and Supply Base, belonging to the Matanzas Fuel Trading Company, in order to maintain the fuel supply to the CTE Antonio Guiteras and Ernesto Guevara in case of failure, for this a compilation of all the necessary information for the thermal, hydraulic and technical-economic evaluation of a tube and shell heat exchanger is carried out. The evaluation is carried out using the Kern method. The state of the art on the subject was reviewed, characterizing the theoretical foundations required for the integral evaluation of the heat exchanger, in addition, a characterization of the essential technical requirements in the evaluation and design of a shell and tube heat exchanger is carried out, including its objectives and scope. A summary of data and technical information on this type of installation is made, collected in different bibliographic sources, which facilitates the subsequent use of the material.

Keywords: heat exchanger; tube; breastplate; baffles; heads.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción	1
Capítulo 1 MARCO TEÓRICO DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.....	3
1.1 Introducción	3
1.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	3
1.2.1 Tubos.....	4
1.2.2 Arreglo de los tubos (<i>tube layout</i>)	7
1.2.3 Número de pasos de los tubos en la coraza.....	8
1.2.4 Número de tubos y su distribución en intercambiadores de varios pasos.....	9
1.2.5 Placa de tubos	12
1.3 Coraza	13
1.4 Deflectores o baffles.....	15
1.5 Cabezales	18
1.5.1 Cabezales anteriores o fijos	18
1.5.2 Cabezales posteriores.....	19
1.6 Recomendaciones para la selección del arreglo más eficiente	22
1.8 Recomendaciones para la ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor	23
CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS PARA LA EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.....	25
2.1 Introducción.....	25
2.2 Condiciones de proceso requeridas.....	25
2.3 Datos de diseño requeridos para el intercambiador de calor	26
2.4 Balance de calor.....	26
2.5 Determinación de la diferencia verdadera de temperatura	27
2.6 Cálculo para el lado de los tubos	28
2.6.1 Área de flujo	29
2.6.2 Velocidad másica.....	29
2.6.3 Diámetro interior de los tubos.....	29
2.6.4 Cálculo del número de Reynolds	29
2.6.5 Coeficiente de transferencia de calor.....	30
2.6.6 Temperatura de la pared del tubo.....	30
2.7 Cálculo para el lado de la coraza	31
2.7.1 Área de flujo	31
2.7.2 Velocidad másica.....	31
2.7.3 Diámetro equivalente.....	31
2.7.4 Número de Reynolds.....	32
2.7.5 Factor de transferencia de calor	32
2.7.6 Coeficiente de transferencia de calor.....	33
2.8 Coeficiente total limpio de transferencia de calor	34
2.9 Coeficiente total de diseño de transferencia de calor.....	34
2.10 Factor de obstrucción.....	35
2.11 Caída de presión para el lado de los tubos	35
2.11.1 Ecuación de Bernoulli.....	37
2.12 Caída de presión para el lado de la coraza	38

2.13 Condiciones a tener en cuenta en la apreciación de la adaptabilidad de los intercambiadores existentes para su nuevo uso.	39
CAPÍTULO 3 EVALUACION INTEGRAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.....	40
3.1 Generalidades.....	40
3.2 Solución del problema examinado mediante el método de Kern	42
Conclusiones	51
Recomendaciones	52
Referencias bibliográficas.....	53
Anexos	59

INTRODUCCIÓN

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación, o para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte o almacenamiento. Para este fin existen una amplia variedad de equipos denominados intercambiadores de calor y cuya función es variar la entalpía de una corriente fluida. En otras palabras, un intercambiador transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas.

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos están compuestos por tubos cilíndricos, montados dentro de una carcasa también cilíndrica, con el eje de los tubos paralelos al eje de la carcasa. Un fluido circula por dentro de los tubos, y el otro por el exterior (fluido del lado de la carcasa), ofrecen un grupo de ventajas que le convierten en el equipo de transferencia de calor preferido en la industria actual. En la actualidad, se usan una amplia variedad de configuraciones en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del desempeño deseado de transferencia de calor, caída de presión y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, fácil mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y la corrosión. Conocidas las condiciones de proceso de los fluidos tales como: temperaturas de entrada y salida, flujos máxicos, caídas de presión permitidas y factores de ensuciamiento, es posible el evaluar un intercambiador de calor de coraza y tubos.

La UEB División Territorial de Comercialización de Combustibles Matanzas, ubicada en la Zona Industrial de la provincia de Matanzas tiene como funciones recibir, almacenar y entregar a los diferentes clientes petróleo crudo y algunos de sus derivados, entre los que se encuentra la nafta. Debido a la no existencia de un intercambiador de respaldo cuando, por diferentes situaciones, ajena a la empresa, falla los encargados de suministrar el combustible a la CTE Antonia Guiteras y a la CTE Ernesto Guevara, este suministro

queda afectado deteniéndose las operaciones hasta tanto no se realicen las acciones de reparación.

Por lo tanto, la realización del presente trabajo de diploma se enfrenta al siguiente

problema científico: *En la actualidad la UEB División Territorial de Comercialización de Combustibles Matanzas no dispone de un intercambiador de calor de respaldo para asumir, en caso de avería, el suministro de combustible a la CTE Antonio Guiteras y Ernesto Guevara.*

Los elementos planteados permiten establecer la siguiente **hipótesis:** *La evaluación de un intercambiador de calor permite mantener el suministro de combustible a la CTE Antonio Guiteras y Ernesto Guevara en caso de que se produzca una avería.*

Por lo tanto, en este trabajo se persigue el siguiente **objetivo general:** *Evaluar un intercambiador de calor de respaldo para asumir, en caso de avería, el suministro de combustible a la CTE Antonio Guiteras y a la CTE Ernesto Guevara.*

Y tiene como **objetivos específicos:**

- *Realizar un análisis de la bibliografía existente del tema.*
- *Determinar si el nuevo intercambiador de calor cumple con los requisitos operacionales.*

El trabajo de diploma está compuesto por tres capítulos. El Capítulo I proporciona una descripción general de un intercambiador de calor de tubos y corazas, detallando cada uno de sus elementos componentes y las normas vigentes que regulan la intercambiabilidad de sus componentes, sus principales usos y aplicaciones industriales afines para cada tipo de intercambiador. En el capítulo II se brindan los materiales y métodos requeridos para la evaluación del intercambiador de calor bajo las condiciones requeridas. En el capítulo III se proporciona paso a paso la evaluación del intercambiador de calor, en este caso, de tubos y corazas.

CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

1.1 Introducción

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación, o para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte o almacenamiento. Para este fin existen una amplia variedad de equipos denominados intercambiadores de calor y cuya función es variar la entalpía de una corriente fluida. En otras palabras, un intercambiador transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas. En el presente trabajo de diploma solo serán tratados los intercambiadores de calor de tubos y coraza [1].

1.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Los intercambiadores de tubo y coraza se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares, conocida como TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). En Europa, por lo general, se emplean las normas DIN.

La norma TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y coraza. Estos son:

- Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.
- Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.
- Clase B: Para servicio en procesos químicos.

Estas clases son aplicables según TEMA con las siguientes limitaciones:

- Diámetro interno de la coraza $\leq 1\ 524\ \text{mm}$ (60")
- Presión $\leq 20,7\ \text{MPa}$ (3 000 psi)
- Relación (diámetro interno coraza) x (presión) $\leq 1,05 \cdot 10^5\ \text{mm} \cdot \text{atm}$

La intención de cumplir con los parámetros anteriores es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la coraza a 50,8 mm (2"), aproximadamente. En la norma TEMA se muestra en detalles el cálculo mecánico de intercambiadores de calor de tubos y coraza atendiendo a las características de diseño particulares de cada tipo de intercambiador [2].

TEMA también propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal anterior o estacionario empleado; la segunda el tipo de coraza y la última al tipo de cabezal posterior. Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la coraza en milímetros. Por lo tanto, la descripción completa de estos equipos es como sigue: diámetro coraza/longitud tubos XXX; donde XXX son las tres letras que lo definen [3].

Para determinar la longitud de los tubos, en el caso que sean tubos en U, se mide desde el extremo hasta la tangente que pasa por el fondo de la "U"; en caso de no tener este tipo de tubos, se toma sencillamente la longitud de los mismos.

La selección del tipo de equipo es gobernada por factores tales como la facilidad de limpieza del mismo, la disponibilidad de espacios para la expansión entre el haz de tubos y la coraza, previsión de empaaduras en las juntas internas, y sobre todo la función que va a desempeñar. A continuación, serán detallados los componentes básicos de este tipo de equipos.

1.2.1 Tubos

Los tubos proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa. Se encuentran disponibles en

varios metales como: acero de bajo carbono, cobre, aluminio, admiralty, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aceros inoxidable, etc. Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia, la selección de estos parámetros responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo [3].

Los tubos pueden estar desnudos o tener aletas en la superficie exterior, cuando se trata de un fluido con un coeficiente de convección substancialmente menor al del fluido interno. Estas aletas pueden proporcionar de 2½ a 5 veces más área externa de transferencia de calor que el tubo desnudo [4].

En la tabla A.1 de los anexos se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales, los de ¾” y 1” de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor para operaciones simples, [1-4].

En la tabla A.1 los valores son dados en pulgadas (1” = 0,0254 m), cumpliéndose que $\epsilon(\text{in})$ es el espesor de la pared del tubo, en pulgadas; $d_1(\text{in})$ es el diámetro interno del tubo, en pulgadas; A_M es el área de flujo por el interior del tubo, en mm^2 ; A_1 es la superficie (área para la transferencia de calor) por el interior del tubo, en $\text{m}^2/\text{m}_{\text{lineal}}$ de longitud del tubo; W es el peso del tubo, en $\text{kg}/\text{m}_{\text{lineal}}$ de longitud del tubo, [5].

El peso por metro lineal de los tubos W dado en la tabla A.1 es considerando que los tubos son confeccionados de acero bajo carbono con $\rho = 7\,850\text{ kg}/\text{m}^3$, para otros materiales se debe multiplicar el valor dado en la tabla por las relaciones de conversión siguientes, [6]:

Aluminio	0,35	AISI 400	0,99	Aluminio-latón	1,06
----------	------	----------	------	----------------	------

Titanio	0,58	Cobre	1,1	Níquel-cromo	1,07
Aluminio-bronce	1,04	Níquel-cobre	1,12	AISI 300	1,02

Las velocidades máximas V_{MAX} y mínima V_{MIN} permisibles en el interior de los tubos están bien estudiadas y definidas, para evitar en la posible formación de deposiciones por afloramiento biológico de microorganismos en el caso del agua, o por sedimentación de lodos para otros fluidos. En la tabla 1.1 se muestra un resumen de las velocidades admisibles V_A para el interior de los tubos, así como la velocidad óptima. Siempre que se cumpla que $R_{INC} < 5 \cdot 10^{-4} (m^2 \cdot ^\circ C)/W$, entonces $V_{MIN} \leq V_A \leq V_{MAX}$. Si sucediera que $R_{INC} \geq 5 \cdot 10^{-4} (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ entonces se recomendable operar en el rango $0,95V_{OPT} \leq V_A \leq 0,95V_{OPT}$ [7-8].

Tabla 1.1 Velocidades recomendadas para fluidos que circulan por el interior los tubos.

Tipo de fluido	Material del tubo	V_{MAX} (m/s)	V_{MIN} (m/s)	V_{OPT} (m/s)
Agua	Acero al carbono	3	0,5	1,7
	Acero Inoxidable	5	0,8	3
	Aluminio	2	0,4	1,2
	Cobre	2,5	0,5	1,5
	90-10 Cobre-Níquel	3,5	0,6	2
	70-30 Cobre-Níquel	4,5	0,8	2,5
	Titanio	15	2,5	8,5

Para otros líquidos la velocidad máxima y mínima permisible, así como la velocidad óptima, se determinan mediante un procedimiento simple, siendo requerido disponer de la densidad del fluido ρ_{Fluid} a su temperatura media, así como de la densidad del agua ρ_{agua} a esa misma temperatura. Este procedimiento es mostrado a continuación, [9-10]:

$$V_{MAX1} = V_{MAX} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}}$$

$$V_{MIN1} = V_{MIN} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}} \quad (\text{m/s}) \quad (1.1)$$

$$V_{OPT1} = V_{OPT} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}}$$

El valor de V_{MAX} , V_{MIN} y V_{OPT} se obtiene en la tabla 1.1 en función del material del tubo.

1.2.2 Arreglo de los tubos (*tube layout*)

La forma en que los tubos son arreglados en el intercambiador (véase la figura 1.1) es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (*pitch*) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación *pitch*/diámetro puede reducirse a 1,20. La selección del ángulo del arreglo en el haz de tubos se muestra en la tabla 1.2. Para todos los intercambiadores con $R_{INC} \leq 3,5 \cdot 10^{-4} (m^2 \cdot ^\circ C)/W$, se prefiere el arreglo triangular de 30°, en caso contrario de utilizará el arreglo cuadrado (en línea), [11-12].

Tabla 1.2 Selección del ángulo del paso de los tubos (*pitch*), [13-14].

Tipo de arreglo	Ángulo del arreglo	Tipo de fluido por la coraza	Aplicaciones
Triangular (escalonado)	30°	Limpio	Es el preferido para $R_{INC} \leq 3,5 \cdot 10^{-4} (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ en cualquier régimen de flujo.
Triangular rotado	60°	Limpio	Raramente se usa por las altas caídas de presión que genera.
Cuadrado (alineado)	90°	Sucio	Se utiliza con flujo turbulento y cuando la limpieza mecánica es crítica.
Cuadrado rotado	45°	Sucio	Se prefiere cuando existe flujo laminar y la limpieza mecánica es crítica.

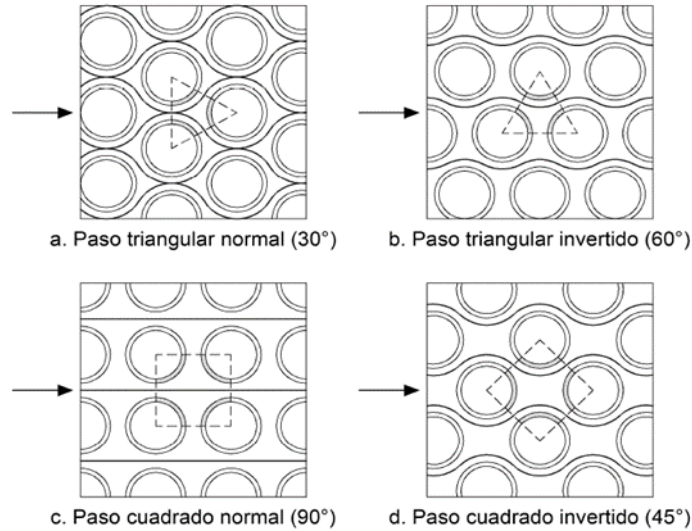


Figura 1.1 Diferentes arreglos de los tubos

El arreglo de tubos para haces removibles puede ser de cualquiera de los tipos especificados (cuadrado, cuadrado rotado o triangular) sin embargo, los haces no removibles usan siempre arreglos triangulares (30°), [15].

1.2.3 Número de pasos de los tubos en la coraza

Cada vez que el fluido atraviesa al equipo de un lado al otro se considera que cubrió un paso. El arreglo de los pasos en el lado de los tubos y en la coraza tiene mucha importancia a la hora del cálculo de la verdadera diferencia de temperaturas entre los dos fluidos y además permiten cambiar la velocidad del fluido al variar su número,

Aunque si bien no existen normas al respecto, un sistema base típico de designación para los pasos de un intercambiador es el m/n o m-n, donde m y n indican el número de pasos para la coraza y para los tubos, respectivamente. Los valores más comunes para m y n son, [16]:

1- $m = 1$, se trata de una coraza tipo E.

2- $m = 2$ para una coraza tipo F.

3- $m = G, H, J$ o X se especifica el tipo de coraza según la designación TEMA.

4- m = número mayor o igual a tres, se refiere al número de pasos en la coraza para sistemas no estándar.

5- $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, \text{etc.}$, para un número específico de pasos en el lado tubos.

6- $n = 2+$, el signo "+" indica un número par no específico de pasos.

7- $n = 4+, 6+, 8+, \text{etc.}$, el signo "+" denota múltiplos no especificados de 4, 6, 8, etc.
Pasos en el lado de los tubos

Es importante destacar que los intercambiadores 1/1 y 2/2 poseen flujo en contracorriente puro, mientras que los intercambiadores 3/3 y 4/4 son diseños muy poco usados.

1.2.4 Número de tubos y su distribución en intercambiadores de varios pasos

El número de tubos requeridos para una coraza con un determinado diámetro interno, un pitch, ángulo de pitch y diámetro externo de los tubos usados, depende de [17-18]:

- a- Tipo de intercambiador, lo que va a determinar el límite exterior de los tubos OTL (*outer tube limit*) esto es el diámetro de la circunferencia más grande que puede ser dibujada, a partir del centro de la coraza, en donde no puede haber tubos insertados.
- b- La presión de diseño, ya que al emplear cabezales flotantes en los intercambiadores puede reducir el OTL.
- c- Número de pasos en el lado tubos, debido a que en el espacio ocupado por las particiones no es posible insertar tubos.
- d- Otros factores como el sistema para fijar los tubos, diámetro de las boquillas, etc.

Debido al gran número de variables involucradas no es posible disponer de tablas exactas. Para un conteo preciso debe recurrirse al diseño gráfico, o a catálogos de fabricantes.

El diámetro del haz de tubos depende del número de tubos, y de la distribución. Un estimado del diámetro del haz de tubos D_H se puede obtener a partir del procedimiento de Kays-London, el cual consiste en un ajuste empírico basado en distribuciones estándar de tubos. Esta expresión viene dada por [19-20]:

$$N_T = N_T' \cdot fc1 \cdot fc2 \quad (1.2)$$

En la expresión (1.2) N_T es el número de tubos real del intercambiador de calor, $fc1$ es un factor de corrección que depende del arreglo y dimensiones de los tubos del intercambiador (se obtiene de la tabla 1.3), N_T' es el número de tubos base del intercambiador de calor, (se obtiene de la tabla 1.4) y $fc2$ es un factor de corrección que depende del tipo de cabezal posterior que posee el intercambiador (se obtiene de la tabla 1.5), [21].

La distribución de los tubos va a depender del número de pasos en la coraza, (véase la figura 1.1.a), mientras el número de tubos por paso es detallado en la tabla 1.2.a, [22-23].

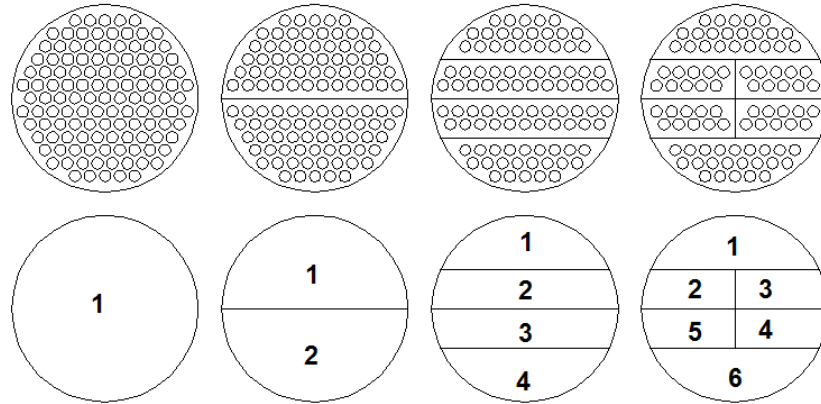


Figura 1.1.a Arreglo de los tubos, mostrando las particiones de los pasos en los cabezales.

Tabla 1.2.a Distribución de los tubos por pasos, [24].

Intercambiador	Paso 1	Paso 2	Paso 3	Paso 4	Paso 5	Paso 6
2 pasos	$0,5 \cdot N_T$	$0,5 \cdot N_T$	-	-	-	-
4 pasos	$33/128 \cdot N_T$	$31/128 \cdot N_T$	$31/128 \cdot N_T$	$33/128 \cdot N_T$	-	-
6 pasos	$21/128 \cdot N_T$	$5/32 \cdot N_T$	$45/256 \cdot N_T$	$45/256 \cdot N_T$	$5/32 \cdot N_T$	$21/128 \cdot N_T$

El número de tubos en la línea de la diagonal horizontal se puede determinar aproximadamente mediante la relación de Kern, [25].

$$N_{TD1} \approx DI/S_D - 2 \quad (1.2.a)$$

En la ecuación (1.2.a), DI es el diámetro interno de la coraza, en m; y S_D es el paso diagonal entre los de los tubos, en m. El valor obtenido se redondea al número impar más cercano.

Tabla 1.3 Constante $fc1$ para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Tubos (OD)	Paso diagonal (S_D)	Arreglo	Coficiente ($fc1$)
5/8" (15,87 mm)	13/16" (20,63 mm)	Triangular	1,33
5/8" (15,87 mm)	13/16" (20,63 mm)	Cuadrado	1,15
3/4" (19,05 mm)	15/16" (23,81 mm)	Triangular	1,0
3/4" (19,05 mm)	15/16" (23,81 mm)	Cuadrado	0,86
3/4" (19,05 mm)	1" (25,4 mm)	Triangular	0,88
3/4" (19,05 mm)	1" (25,4 mm)	Cuadrado	0,76
1" (25,4 mm)	1 ¼" (31,75 mm)	Triangular	0,56
1" (25,4 mm)	1 ¼" (31,75 mm)	Cuadrado	0,49

Tabla 1.4 Constante N_T' para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Coraza (DI)	Cantidad de tubos por la diagonal	pasos de los tubos por la coraza				
		1	2	4	6	8
8" (0,203 m)	5	38	32	26	24	18
10" (0,254 m)	7	62	56	47	42	36
12" (0,304 m)	9	109	98	66	82	80
13¼" (0,336 m)	9	127	114	96	90	86
15¼" (0,387 m)	11	170	160	140	136	128
17¼" (0,438 m)	13	239	224	194	188	178
19¼" (0,489 m)	15	301	282	252	244	234
21" (0,533 m)	15	361	342	314	306	290
23¼" (0,591 m)	17	442	420	386	378	364
25" (0,635 m)	19	531	506	458	446	434
27" (0,686 m)	21	637	602	550	536	524

29"	(0,736 m)	21	721	692	640	629	594
31"	(0,787 m)	23	847	808	736	686	654
33"	(0,838 m)	25	974	938	872	852	826
35"	(0,889 m)	27	1102	1068	1004	988	958
37"	(0,939 m)	29	1220	1200	1144	1104	1078
39"	(0,991 m)	29	1377	1330	1258	1248	1212
42"	(1,066 m)	33	1611	1580	1498	1464	1456
44"	(1,117 m)	35	1782	1738	1650	1624	1592
48"	(1,219 m)	37	1965	1908	1834	1801	1766
52"	(1,321 m)	41	2347	2273	2178	2152	2110
56"	(1,422 m)	43	2704	2660	2556	2526	2489
60"	(1,524 m)	47	3399	3343	3232	3195	3162

Tabla 1.5 Constante $fc2$ para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Tipo de Cabezal	Coefficiente ($fc2$)
Cabezal fijo (Tipo M, L, N)	$fc2 = ((DI - 0,882)/(DI - 1,5))^2$
Cabezal fijo (Tipo L)	$fc2 = 1,053$
Cabezal flotante (Tipo S)	$fc2 = 1$
Cabezal flotante (Tipo P, T)	Para $DI \leq 25 \rightarrow fc2 = ((DI - 4)/(DI - 1,5))^2$ Para $DI > 25 \rightarrow fc2 = ((DI - 4,125)/(DI - 1,5))^2$
Cabezal en U	$fc2 = ((DI - 1,2)/(DI - 1,5))^2$

1.2.5 Placa de tubos

Es generalmente una placa que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empacaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva. Las juntas de los tubos constituyen los puntos más

probables de goteo de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos, [26].

1.3 Coraza

La coraza es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono, o de otras aleaciones en los casos que se necesite cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión. Esta posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. Existen seis arreglos estandarizados de corazas en las normas TEMA (véase la figura 1.2) clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador, [27-28].

El arreglo más común es el de un paso (TEMA E) por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la coraza, dependiendo del tipo y número de deflectores empleados. Cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la coraza (especialmente en servicios donde ocurre condensación) puede resultar ventajoso emplear una coraza de flujo dividido (TEMA J) en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con una tipo E del mismo diámetro; ya que la mitad del fluido del lado coraza atraviesa la misma área transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador. Esta coraza tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Generalmente se emplean deflectores de segmento doble en este tipo de coraza, [28].

La coraza de dos pasos (tipo F) se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos corazas (tipo E) en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primero y el segundo paso, además la remoción del haz de tubos se dificulta bastante. Las boquillas de entrada y salida están colocadas adyacentes a la placa de tubos fija. En esta coraza se deben colocar los tubos de cada paso en forma simétrica en relación con el deflector longitudinal, para así obtener un patrón de flujo correcto. Esta coraza no se recomienda cuando la caída de presión excede de 70 kPa porque se requiere un deflector longitudinal de espesor excesivo, [29].

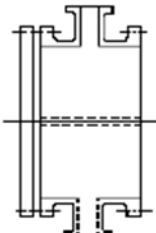
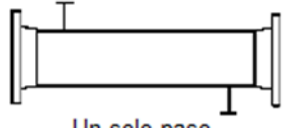
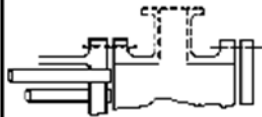
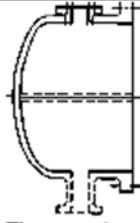
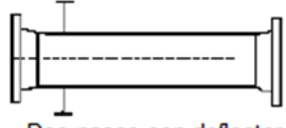
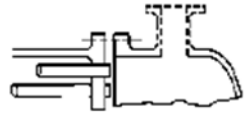
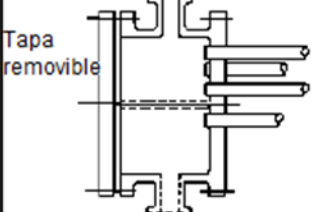
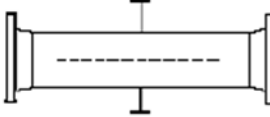
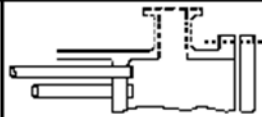
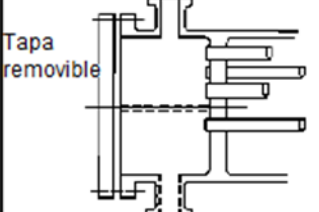
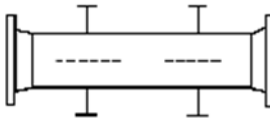
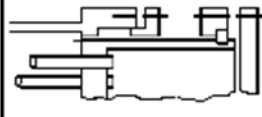
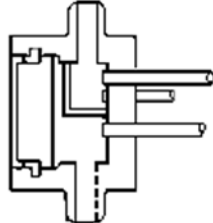
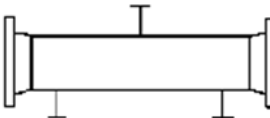
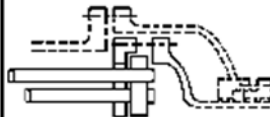
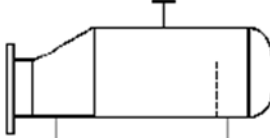
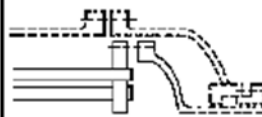

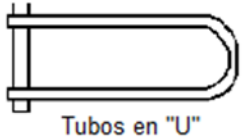
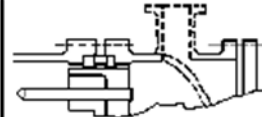
CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CORAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
A	 Canal y tapa removibles	E	 Un solo paso	L	 Cabezal fijo tipo "L"
B	 Tipo sombrero	F	 Dos pasos con deflector longitudinal	M	 Cabezal fijo tipo "M"
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de los tubos	G	 Flujo distribuido	N	 Cabezal fijo tipo "N"
N	 Tapa removible Canal fijo a la coraza	H	 Doble flujo distribuido	P	 Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Anillos divididos
		K	 Rehervidor tipo kettle	T	 Tracción continua
		X	 Flujo cruzado	U	 Tubos en "U"
				W	 Flotante sellado externamente

Figura 1.2 Nomenclatura TEMA para diferentes tipos de corazas y cabezales, [30].

La coraza de tipo X o de flujo transversal, no tiene deflectores segmentados, por lo que el fluido atraviesa una vez al haz de tubos y la caída de presión es aún menor que en el tipo J. Esta coraza posee soportes circulares que eliminan las vibraciones inducidas por el fluido en los tubos. La coraza tipo G es usada cuando se requiere de dos pasos y la caída de presión es un factor limitante. La coraza H es equivalente a dos tipos G en paralelo, pero unidas por los extremos. La coraza tipo K se emplea cuando el fluido sufre un cambio de fase, [30].

La *British Standard* (BS 3274) cubre intercambiadores con diámetro de coraza desde 150 mm (6") hasta 1067 mm (42"). La TEMA abarca un rango mayor de diámetros de coraza, incluyendo en sus estándares diámetro de coraza hasta 1520 mm (60"). Para corazas de hasta 610 mm (24") de diámetro, se emplea la tolerancia dada para tuberías NPS, y usualmente se usan espesores de 10 mm (3/8") y se construyen a partir de tuberías de dimensiones estándar, sobre los 610 mm (24") se construyen a partir de placas roladas. Para fluidos muy corrosivos o cuando la presión en el lado de la coraza excede los 2 MPa, se sugieren el empleo de los métodos para el cálculo de espesores de tanques y recipientes a presión, [31].

El diámetro de la coraza debe ser seleccionado de tal manera que se pueda obtener cierta tolerancia entre el diámetro del haz de tubos y el diámetro interior de la coraza. Este espaciado va a depender del tipo de intercambiador y las tolerancias dadas por los fabricantes. Los valores comúnmente más empleados son dados en la figura 1.3.

1.4 Deflectores o baffles

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la coraza, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la coraza, o para sustituir a dos corazas tipo E en serie. Estos deflectores son denominados también divisores de paso. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo, [32].

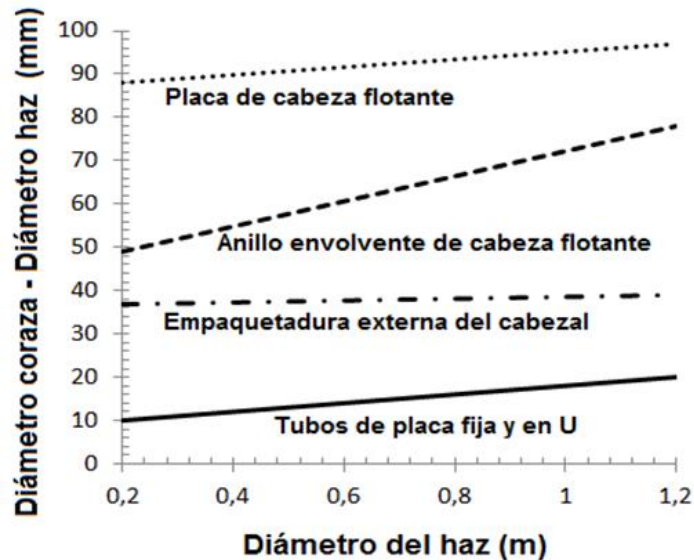


Figura 1.3 Tolerancias requeridas entre la coraza y el paquete de tubos.

Fuente: Elaboración propia

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración e incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre baffles, se puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la caída de presión. Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multi-segmentados o de disco y anillo. Como se muestra en la figura 1.5, los cortes se alternan 180°, por lo que el fluido pase sobre los tubos más o menos en forma perpendicular (flujo cruzado), [33].

Los deflectores segmentados son los más comunes, pero cuando la caída de presión del lado de la coraza es elevada, ésta se puede reducir considerablemente al usar deflectores multisegmentados doble o triple. En todos los casos, el espacio abierto en el deflector por donde pasa el fluido de la coraza de un deflector a otro, se denomina ventana del deflector. La altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la coraza, se denomina corte del deflector. Para deflectores segmentados el corte está entre 15-40% (el mejor resultado se obtiene con 25% de corte).

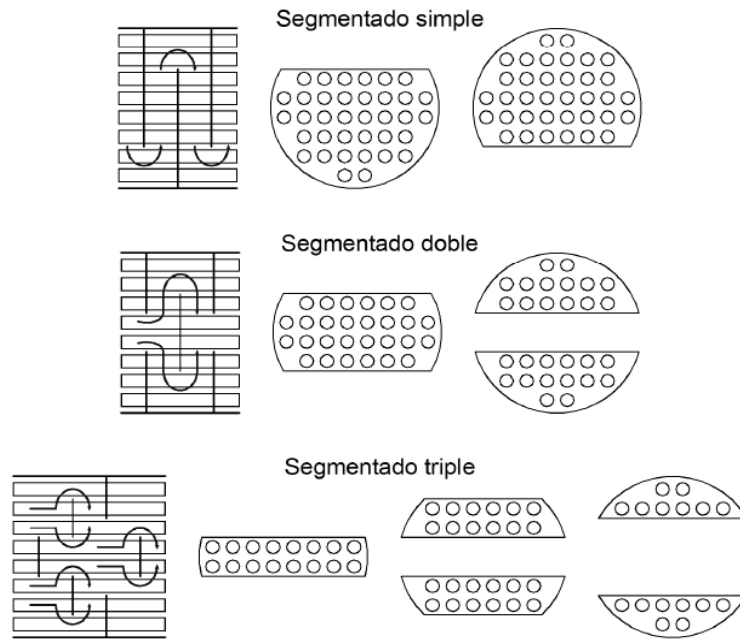


Figura 1.5 Tipos de deflectores transversales

El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje de área de la ventana a área de la sección total del intercambiador. En intercambiadores horizontales el corte de los *baffles* puede ser vertical u horizontal, lo que conlleva a diferentes patrones de flujo en la coraza. La escogencia de una u otra forma se hace de acuerdo al criterio expresado en la tabla 1.6. El espesor de los deflectores depende del diámetro de la coraza y de la longitud no sostenida de tubo, pero usualmente están en un intervalo de 3,2 a 19 mm (1/8 a 3/4 in).

Tabla 1.6 Criterios para escoger la orientación del corte del deflector, [34].

Servicio	Corte de los deflectores	Observaciones
Una fase - fluido limpio	Cualquiera (la horizontal es la más común)	-
Una fase - fluido sucio	Vertical	Previene sedimentos
Condensación	Vertical	Permite condensar el flujo libremente
Vaporización	Cualquiera	La orientación horizontal previene la estratificación

1.5 Cabezales

Los cabezales corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos (figura 1.2). Existen dos tipos de cabezales: estacionarios o fijos (anteriores) y los posteriores. La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empacaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior.

1.5.1 Cabezales anteriores o fijos

Existen dos tipos básicos de cabezales fijos: los tipos canal (*channel*) y los tipos sombrero (*bonnet*). En la tabla 1.7 se resumen las aplicaciones más comunes de los cabezales estacionarios. Los cabezales de canal atornillados (TEMA A) consisten en ductos cilíndricos con bridas a ambos extremos, una de ellas es atornillada a una cubierta plana y la otra a la placa de los tubos o a otra brida en el extremo de la coraza. Este tipo de cabezal se emplea cuando es frecuente la limpieza interna de los tubos, [35-36].

Otro tipo son los de canales soldados (TEMA C y N) que son similares a los atornillados, pero sólo un extremo posee bridas, las que son atornilladas a una cubierta plana. El otro extremo está soldado a la placa de los tubos o a la coraza. Al igual que en el tipo anterior, se tiene acceso in situ a los tubos, pero como el canal y la cubierta de tubos forman una unidad, el haz no puede ser extraído. Los canales soldados son más baratos que los atornillados, ya que sólo poseen una brida en vez de dos, además son seleccionados para servicios con altas presiones y/o fluidos letales, dado que poseen un mínimo de juntas externas, [37].

Tabla 1.7 Tipos de cabezales anteriores. Resumen de aplicaciones, [38].

Cabezal	Aplicaciones
A	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
B	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
C	Se emplea en bancos de tubos removible y en diseños de placa de tubos fijas
D	Se emplea especialmente a altas presiones (presiones de diseño del lado de los tubos > 1.000 psi (6,89 MPa))

El cabezal tipo sombrero (TEMA B) consiste en un barril cuyo fondo tiene forma de sombrero y del otro lado tiene una brida que permite el atornillado a la placa de los tubos o a la coraza. Este tipo es más económico que los dos anteriores, y después de removerlo, permite un acceso directo al haz de tubos una vez que se han desconectado las tuberías externas de las boquillas del cabezal; por lo que es empleado cuando la limpieza interna de los tubos no es frecuente. El cabezal tipo D es utilizado especialmente para servicios a alta presión (presiones de diseño del lado de los tubos superiores a 1 000 psi, (6,89MPa)).

1.5.2 Cabezales posteriores

En tabla 1.8 se resumen las características de los cabezales posteriores. Estos pueden ser de tres tipos principales: fijos, flotantes o tubos en "U" (figura 1.2). Los cabezales fijos (L, M y N) constituyen un sistema rígido ya que la placa de los tubos está adherida a la coraza, razón por la cual a los intercambiadores con este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja. El interior de los tubos puede limpiarse mecánicamente, pero como el haz de tubos no puede ser removido sin cortar la coraza, la limpieza exterior de los mismos sólo puede ser efectuada por medios químicos. Por ello, estos equipos sólo deben ser usados con fluidos limpios en el lado coraza. Otra limitación consiste en los movimientos diferenciales (como vibraciones y/o expansión o contracción térmica) que los materiales de los tubos y la coraza, sean capaces de absorber, por esta razón, la diferencia de temperatura entre los tubos y la coraza debe ser inferior a 100°F (37,7°C).

Si se emplea una junta de expansión en la coraza se puede elevar esta diferencia a 150°F (65,5°C), [39].

Tabla 1.8 Tipos de cabezales posteriores. Resumen de aplicaciones, [40].

Cabezal	Aplicaciones
L	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, cuando se requiere de limpieza mecánica en el lado de los tubos
M	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, para servicios a altas presiones
N	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija
P	Se le denomina cabezal flotante empacado externamente. Permite expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Los dos fluidos no se mezclan en caso de presentarse fugas en las empacaduras. Es un diseño muy costoso
S	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de anillo dividido. Tiene a la placa de tubos entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene un diámetro mayor que la coraza. Es el recomendado para bancos de tubos removibles
T	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de arrastre. Puede ser removido de la coraza. Sólo permite un número par de pasos para los tubos.
U	Es un diseño muy sencillo que requiere de una placa de tubos sin junta de expansión y es muy fácil de remover. No es posible remover tubos individuales, se requiere un número par de pasos para los tubos y la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño más económico
W	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado con anillo de faro. Es posible un arreglo de uno o dos pasos para los tubos. El sistema tubos más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico

Entre las ventajas más resaltantes del cabezal fijo están: Pueden emplearse con cualquier número de pasos de tubos; cada tubo puede ser reemplazado (re-entubamiento) en forma

individual; ausencia de uniones internas, lo que elimina una potencial fuente de fugas de un fluido al otro; permite acomodar un mayor número de tubos que cualquier otro cabezal dentro de un determinado diámetro de coraza; es adecuado para ser usado con altas presiones y/o el manejo de fluidos peligrosos; su costo es relativamente bajo, sin embargo, su costo es superior al tipo tubos en "U". Los intercambiadores que emplean tubos en "U" (TEMA U) sólo necesitan cubierta para los tubos, lo que permite que éstos puedan "moverse libremente" respecto a la coraza, por lo que los movimientos diferenciales del haz de tubos no representan un problema. Por otra parte, el haz de tubos puede ser extraído para limpieza mecánica externa, pero internamente deben limpiarse por medios químicos; por lo que el fluido a circular por el lado de los tubos debe ser relativamente limpio.

Los cabezales flotantes son denominados así ya que mientras el fijo se encuentra adherido a la coraza, éstos se encuentran virtualmente flotando dentro de la misma, permitiendo de esta forma la extracción completa del haz de tubos y la ocurrencia de movimientos diferenciales entre los tubos y la coraza. Existen cuatro tipos de cabezales flotantes, denominados de anillos divididos (TEMA S), tracción continua (TEMA T), flotante empacado externamente (TEMA P) y flotante sellado externamente (TEMA W).

El cabezal tipo S está construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubos. La placa de tubos se puede mover libremente dentro de la cubierta de la coraza. Como existe una junta interna, este cabezal es propenso a sufrir fugas, por lo tanto, su presión interior de diseño se ve limitada a 5 MPa aproximadamente. Además, los tubos periféricos no deben estar cerca de la empacadura, por lo que el número de éstos se ve reducido drásticamente. Este tipo de cabezal es el recomendado para diseños con tubos removibles.

El cabezal tipo T es construido con placas de tubo flotantes atornilladas a la cubierta de la placa de tubos. Posee la ventaja de reducir el tiempo necesario para las labores de mantenimiento del equipo ya que el acceso a los tubos es muy sencillo; además permite el manejo de presiones de hasta 7 MPa. Sin embargo, el número de tubos que éste

permite acomodar es menor que en cualquier otro tipo de cabezal y la posibilidad de fugas permanece.

En el cabezal tipo W, los fluidos se encuentran separados por dos empaaduras, una para la coraza y la otra para los tubos, que se encuentran, a su vez, separadas por un anillo, lo que hace que, en caso de fugas, no exista posibilidad de mezclado de los fluidos dentro del equipo. Su uso se encuentra limitado a uno o dos pasos de tubos, bajas presiones y fluidos no peligrosos.

Por último, el cabezal flotante externo (TEMA P) posee todas las ventajas del tipo anillo de faro, además de no tener restricciones en cuanto a la elección del fluido del lado de los tubos. No obstante, en la coraza se debe restringir a bajas presiones y fluidos no letales, dada la presencia de sellos en este lado.

1.6 Recomendaciones para la selección del arreglo más eficiente

Los tubos de 19,05 mm (3/4") y 25,4 mm (1") de diámetro externo son los más usados; sin embargo, podrían emplearse tubos tan pequeños como de 6,35 mm (1/4") de diámetro externo en unidades pequeñas que manejen fluidos limpios. Las unidades diseñadas para manejar fluidos muy viscosos pueden usar tubos de 50,8 mm (2") y hasta 76,2 mm (3") de diámetro externo.

Si se trabaja con tubos aleteados, se deben tomar en consideración que el costo de los tubos aleteados es de 50 a 70% mayor que el de los tubos lisos (de igual longitud y espesor de pared) por lo que para que se justifique su uso, la resistencia térmica debe reducirse por lo menos en un factor de tres. El espesor de los tubos debe ser elegido en función de la presión interna y externa por separado, o del diferencial máximo de presión a través de la pared del tubo. Sin embargo, la presión muchas veces no es el factor limitante, por lo que el espesor del tubo debe seleccionarse considerando, [41]:

- Suficiente margen para soportar los efectos corrosivos.
- Resistencia a las vibraciones inducidas por el flujo.

- Adecuada resistencia axial, especialmente en los equipos con cabezal posterior fijo.
- Estandarización de las existencias de repuestos, reemplazos y costos.

En la tabla 1.9 se muestran los diámetros y espesores de tubo más utilizados para algunos servicios

Tabla 1.9 Diámetros y espesores de tubos más empleados en servicios diversos

(multiplicar por 0,0254 para convertir a metros)		
Severidad del servicio	$d_E(in)$	$\varepsilon(in)$
Limpio o sucio ($R_{INC} < 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$), levemente corrosivo	(5/8 – 3/4)	0,083
Limpio o sucio ($R_{INC} < 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$), corrosivo	(3/4 - 1)	0,12
Muy sucio ($R_{INC} \geq 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$), levemente corrosivo	1	0,083
Extremadamente sucio ($R_{INC} \geq 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$), corrosivo	1	0,12
Si se emplean tubos a base de aleaciones, se recomienda:		
Severidad del servicio	$d_E(in)$	$\varepsilon(in)$
Limpio o sucio ($R_{INC} < 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$)	(5/8 – 3/4)	0,083
Extremadamente sucio ($R_{INC} \geq 0,000525 m^2 \cdot ^\circ C/W$)	(3/4 - 1)	0,083

1.8 Recomendaciones para la ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor

La decisión del lugar de circulación de los fluidos depende de las propiedades físicas de los mismos y de ciertas condiciones del proceso. Algunas recomendaciones útiles a tal efecto son las siguientes, [39-41]:

- 1- Cuando se opera con un fluido corrosivo debe hacerse circular por el interior de los tubos para evitar la corrosión de todo el intercambiador.

- 2- Para los fluidos con un alto factor de ensuciamiento, es conveniente hacerlo circular por los tubos donde se puede mantener un mejor control de la velocidad que puede reducir este efecto.
- 3- En servicios de alta temperatura se fabrican los tubos de aleaciones que reduzcan la expansión térmica y se hace circular el fluido caliente por el interior de ellos.
- 4- Los fluidos con una baja caída de presión permisible deben generalmente colocarse en los tubos.
- 5- Los fluidos muy viscosos deben colocarse fuera de los tubos para elevar los coeficientes de transferencia, por crearse allí mayor turbulencia.
- 6- El fluido de menor flujo másico se coloca fuera de los tubos, ya que de allí se somete a mayor turbulencia, mejorándose el coeficiente global de transferencia de calor.

Cuando en la elección del lugar de circulación de los fluidos, las propiedades y condiciones anteriores no presenten relevancia alguna, debe elegirse un arreglo tal que produzca un flujo másico por unidad de área (velocidad másica) y una caída de presión parecidos en ambos lados del intercambiador.

CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS PARA LA EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

2.1 Introducción.

En la evaluación integral de un equipo de tubos y coraza intervienen un grupo importante de elementos, entre ellos los factores de ensuciamiento, fluidos operantes, coeficientes medios de termotransferencia, configuración, disposición del paquete de tubos, cantidad de pasos, entre otros. El análisis del intercambiador se realizará por el método de Kern.

Para determinar la adaptabilidad de los intercambiadores de calor disponibles que existen en la División realizando otras funciones que no son imprescindibles para el desarrollo de las operaciones, se emplea la metodología planteada por Donald Q. Kern, que es la adoptada por la División en sus proyectos.

Teniendo en cuenta que en la entidad los equipos son de procedencia norteamericana y se operan en unidades inglesas, además, al usar en este método ecuaciones empíricas, hace necesario el uso de unidades del Sistema Inglés; en el anexo 1 se proporciona un resumen de las principales unidades inglesas utilizadas y sus respectivas conversiones al Sistema Internacional de Unidades.

2.2 Condiciones de proceso requeridas

Las condiciones de proceso que se requieren son:

Para el fluido caliente T_1, T_2 o λ_c (si es vapor), $W, C_{p_c}, s, \mu, k_t, R_d, \Delta p_t$.

Para el fluido frío: $t_1, t_2, w, C_{p_f}, s, \mu, k_c, R_d, \Delta p_c$.

Donde:

T_1, T_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, ($^{\circ}\text{F}$).

t_1, t_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío, ($^{\circ}\text{F}$).

W : Flujo másico del fluido caliente, (lb/h).

w : Flujo másico del fluido frío, (lb/h).

C_{p_c} : Calor específico del fluido caliente, ($Btu/lb^{\circ}\text{F}$).

C_{pf} : Calor específico del fluido frío, (Btu/lb°F).

λ_c : Calor latente de condensación del vapor, (Btu/lb).

s: Gravedad específica.

μ : Viscosidad del fluido, (lb/pie^h).

k: Conductividad térmica, (Btu/(hpie²)(°F/pie)).

R_d : Factor de obstrucción, (hpie²°F/Btu).

Δp : Caída de presión, (lb/pulg²).

2.3 Datos de diseño requeridos para el intercambiador de calor

Los datos de diseño del intercambiador de calor que se requieren son:

Para el lado de la coraza:

- Diámetro interior.
- Espaciado de los deflectores.
- Pasos.

Para el lado de los tubos:

- Número y longitud.
- Diámetro exterior.
- BWG.
- Arreglo.
- Pasos.

2.4 Balance de calor

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, o sea:

$$Q = w_c C_{pcrudo} (t_{2c} - t_{1c}) = w_F C_{pFcrudo} (t_{2F} - t_{1F}) \quad (2.1)$$

En la ecuación (2.1) los subíndices C y F se refiere a los fluidos caliente y frío respectivamente, además se cumple que:

Q es el calor absorbido por el petróleo crudo o cedido por el vapor (BTU/h)

w_c, w_F son los gastos de masa de los fluidos caliente y frío (lb/h)

C_{pC}, C_{pF} son los calores específicos de los fluidos caliente y frío ($BTU/lb^{\circ}F$)

T_{Csal}, T_{Fsal} son las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío ($^{\circ}F$)

T_{Cent}, T_{Fent} son las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío ($^{\circ}F$)

Se considera el calor específico del crudo igual a $0,47 \text{ Btu/lb}^{\circ}F$, según datos suministrados por la Empresa de investigaciones y Proyectos del Petróleo (EIPP), que utiliza ese valor para ejecutar sus cálculos debido a la variabilidad que tienen los crudos en sus propiedades.

Las pérdidas por radiación de los intercambiadores usualmente son insignificantes comparadas con la carga térmica transferida en el equipo, [42]:

Otra forma de plantearse sería de esta manera:

$$Q = W\lambda_c \quad (2.2)$$

Donde:

W es el flujo de vapor requerido (lb/h)

λ_c es el calor latente de condensación del vapor (lb/h)

El calor latente de condensación del vapor (λ_c) puede determinarse en la tabla 7, [42].

2.5 Determinación de la diferencia verdadera de temperatura

Se conocen dos formas básicas de circulación en el equipo de transferencia de calor, flujo paralelo y a contracorriente (véase la figura 2.1). Las temperaturas del fluido que circulan por la coraza serán T_1 y T_2 a la entrada y salida respectivamente, mientras que por el interior de los tubos se designan como t_1 y t_2 respectivamente, por lo tanto, en un intercambiador de calor existirán dos diferenciales de temperaturas en sus extremos.

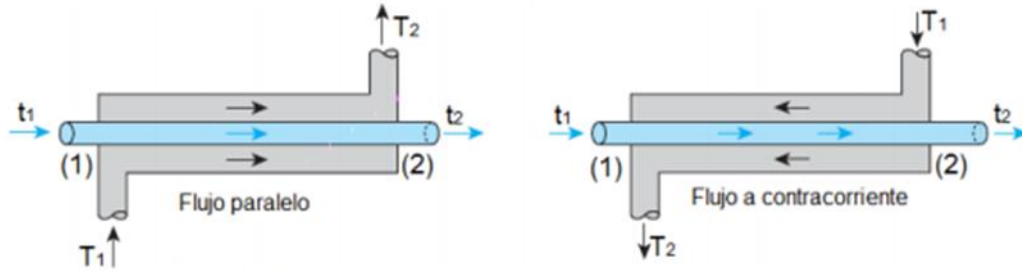


Figura 2.1 Formas básicas de circulación en el equipo de transferencia de calor

La diferencia verdadera de temperatura entre las dos corrientes se calcula a partir de ecuación siguiente:

$$\Delta t = LMTD.F_T \quad (2.3)$$

Donde:

Δt : Diferencia verdadera de temperatura entre las dos corrientes, ($^{\circ}\text{F}$).

LMTD: Media logarítmica de la diferencia de temperatura, ($^{\circ}\text{F}$).

F_T : Factor de diferencia de temperatura, (adimensional).

Para flujos a contracorriente F_T es aproximadamente igual a la unidad, de ahí que, [42]:

$$\Delta t = LMTD \quad (2.4)$$

La media logarítmica de la diferencia de temperatura puede ser calculada como:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (2.5)$$

2.6 Cálculo para el lado de los tubos

Fluido caliente: Vapor saturado.

Al ser corrosivo el condensado del vapor, es recomendable que en el calentamiento el vapor fluya por los tubos del intercambiador de calor y no por la coraza, de forma tal que no se dañen ambos, [42].

Teniendo en cuenta que el vapor es un fluido que se condensa isotérmicamente, la diferencia verdadera de temperatura (Δt) y la $LMTD$ son idénticas, [42]:

2.6.1 Área de flujo

El área de flujo para el lado de los tubos se determina mediante la expresión:

$$a_t = \frac{N_t \cdot a_t'}{144n} \quad (2.6)$$

Donde:

a_t : Área de flujo, (pie²).

a_t' : Área de flujo por tubo, (pulg²).

N_t : Número de tubos.

n : Número de pasos en los tubos.

El área de flujo por tubo puede determinarse en la Tabla 10, [42].

2.6.2 Velocidad másica

La velocidad másica del vapor queda expresada como:

$$G_t = \frac{W}{a_t} \quad (2.7)$$

Donde:

G_t : Velocidad másica del vapor en los tubos, (lb/(h)(pie²)).

w : Flujo másico de vapor, (lb/h).

a_t : Área de flujo, (pie²).

2.6.3 Diámetro interior de los tubos

El diámetro interior de los tubos, en pie (D), puede determinarse en la tabla 10, [42].

2.6.4 Calculo del número de Reynolds

Una vez determinado el diámetro interior de los tubos y la velocidad másica del vapor, el número de Reynolds para el lado de los tubos queda expresado de la siguiente forma:

$$Re_t = \frac{D \cdot G_t}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde:

D : Diámetro interior del tubo, (pie).

G_t : Velocidad másica del vapor en los tubos, (lb/(h)(pie²)).

μ : Viscosidad del vapor a T_a , (lb/(pie)(h))

T_a : Temperatura promedio del fluido caliente, (°F).

La viscosidad del vapor a T_a puede ser determinada mediante la figura 15, [42].

2.6.5 Coeficiente de transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor asociados con la condensación del vapor son altos, por lo que se adopta un valor conservador convencional para el coeficiente de película, puesto que este nunca es la película controlante. Para todos los servicios de calentamiento que empleen vapor de agua relativamente libre de aire, se usará un valor de $h_i = h_o = h_{io} = 1500 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \text{pie}^2\text{°F}$ para la condensación del vapor sin considerar su localización, [42].

2.6.6 Temperatura de la pared del tubo

La temperatura de la pared del tubo se calcula como:

$$t_w = t_a + \left(\frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \right) * (T - t_a) \quad (2.9)$$

Donde:

t_w : Temperatura de la pared del tubo, (°F).

t_a : Temperatura promedio del fluido frío (crudo), (°F).

T : Temperatura promedio del fluido caliente (vapor), (°F).

h_o : Coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior (crudo), ($\text{Btu}/\text{hpie}^2\text{°F}$).

h_{io} : Coeficiente de transferencia de calor del fluido interior (vapor) referido al diámetro exterior del tubo, ($Btu/hpie^2\text{°F}$).

2.7 Cálculo para el lado de la coraza

Fluido frío: Petróleo crudo.

2.7.1 Área de flujo

El área de flujo para el lado de la coraza se determina mediante la expresión:

$$a_s = \frac{DI \cdot C' \cdot B}{144 \cdot P_T} \quad (2.10)$$

Donde:

a_s : Área de flujo, (pie^2).

DI : Diámetro interior de la coraza, ($pulg$).

C' : Sección libre entre tubos, ($pulg$).

B : Espaciado de los deflectores, ($pulg$).

P_T : Espaciado de los tubos, ($pulg$).

$$P_T = C' + d_o \quad (2.11)$$

Donde:

d_o : Diámetro exterior de los tubos, ($pulg$).

2.7.2 Velocidad másica

Conociendo el flujo másico de crudo (w) y el área de flujo para el lado de la coraza (a_s), la velocidad másica del crudo (G_s) queda expresada según la ecuación 2.7.

2.7.3 Diámetro equivalente

El diámetro equivalente para el lado de la coraza puede determinarse en función del tipo de arreglo dispuesto en el cabezal de los tubos.

Para arreglo cuadrado:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (2.12)$$

Para arreglo triangular

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} P_T \cdot 0,86 P_T - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi d_o} \quad (2.13)$$

Donde:

d_e : Diámetro equivalente, (*pulg*).

d_o : Diámetro exterior de los tubos, (*pulg*).

P_T : Espaciado de los tubos, (*pulg*).

Los diámetros equivalentes para los arreglos comunes se incluyen en la figura 28, [42], y pueden ser determinados en dicha figura a partir del diámetro exterior de los tubos (d_o) y del espaciado entre tubos (P_T).

2.7.4 Número de Reynolds

Una vez calculado el diámetro equivalente en pie (De) y la velocidad másica del crudo (Gs), el número de Reynolds para el lado de la coraza queda expresado según la ecuación 2.8.

2.7.5 Factor de transferencia de calor

El factor de transferencia de calor (jH) puede ser determinado a partir del número de Reynolds (R_e) en la figura 28, [42].

2.7.6 Coeficiente de transferencia de calor

La relación entre la razón de viscosidad y el coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior queda expresada de la forma siguiente:

$$\frac{h_o}{\phi_s} = j_H \cdot \frac{k}{D_e} \cdot \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.14)$$

Donde:

h_o : Coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior, (Btu/(h)(pie²)(°F)).

ϕ_s : Razón de viscosidad en la coraza, (adimensional).

j_H : Factor de transferencia de calor, (adimensional).

D_e : Diámetro equivalente, (pie).

μ : Viscosidad del crudo a t_a , (lb/(pie)(h))

k : Conductividad térmica del crudo a t_a , (Btu/(h)(pie²)(°F/pie)).

c : Calor específico del crudo, (Btu/(lb)(°F)).

En función de los grados API y la temperatura promedio la conductividad térmica del crudo se obtiene a partir de la figura 1, [42].

La razón de viscosidad se expresa como:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.15)$$

Donde:

μ : Viscosidad del crudo a t_a , (lb/(pie)(h))

μ_w : Viscosidad del crudo a la temperatura t_w , (lb/(pie)(h))

t_w : Temperatura de la pared del tubo, (°F).

Una vez determinada la relación entre el coeficiente de transferencia de calor y la razón de viscosidad, así como el valor de esta última, el coeficiente de transferencia de calor corregido para el crudo queda expresado como:

$$h_o = \frac{h_o}{\varphi_s} \cdot \varphi_s \quad (2.16)$$

2.8 Coeficiente total limpio de transferencia de calor

La expresión para determinar el coeficiente total limpio de transferencia de calor es la que sigue:

$$U_C = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.17)$$

Donde:

U_C : Coeficiente total limpio de transferencia de calor, (Btu/(h)(pie²)(°F))

2.9 Coeficiente total de diseño de transferencia de calor

El coeficiente total de diseño de transferencia de calor se determina mediante la expresión:

$$U_D = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (2.18)$$

Donde:

U_D : Coeficiente total de diseño de transferencia de calor, (Btu/(h)(pie²)(°F))

Q : Calor absorbido por el petróleo crudo o cedido por el vapor, (Btu/h).

LMTD: Media logarítmica de la diferencia de temperatura, (°F).

A : Área de transferencia de calor, (pie²).

El área de transferencia de calor está dada por:

$$A = a'' \cdot L \cdot N_t \quad (2.19)$$

Donde:

L : Longitud de los tubos, (pie).

N_t : Número de tubos.

a'' : Superficie externa por pie lineal, (pie).

La superficie externa por pie lineal puede ser determinada en la Tabla 10, [42].

2.10 Factor de obstrucción

La expresión para el cálculo del factor de obstrucción es la que sigue:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \cdot U_D} \quad (2.20)$$

Donde:

R_d : Factor de obstrucción, ((h)(pie²)(°F)/Btu)

El factor de obstrucción requerido puede ser determinado en la Tabla 12, [42].

2.11 Caída de presión para el lado de los tubos

La caída de presión para el lado de los tubos se determina como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (2.21)$$

Donde:

ΔP_T : Caída de presión para el lado de los tubos, (lb/plg²).

ΔP_t : Caída de presión en los tubos, (lb/plg²).

ΔP_r : Caída de presión de retorno o pérdida de regreso, (lb/plg²).

La caída de presión en los tubos viene dada por la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot s \cdot \varphi_t} \quad (2.22)$$

Donde:

f : Factor de fricción para el lado de los tubos.

G_t : Velocidad másica del vapor en los tubos, (lb/(h)(pie²)).

L : Longitud del tubo, (pie).

n : Número de pasos en los tubos.

D : Diámetro interior del tubo, (pie).

s : Gravedad específica del vapor.

φ_t : Razón de viscosidad en los tubos, (adimensional).

Las correlaciones graficadas para obtener el factor de fricción f para el lado de los tubos, aparecen en la Figura 26, [42].

La razón de viscosidad en los tubos se expresa como:

$$\varphi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.23)$$

Donde:

μ : Viscosidad del vapor a T_a , (lb/(pie)(h))

μ_w : Viscosidad del vapor a la temperatura t_w , (lb/(pie)(h))

La gravedad específica del vapor se determina mediante la expresión:

$$s = \frac{\rho_v}{62,5} \quad (2.24)$$

Donde:

ρ_v : Densidad del vapor, (lb/pie³).

La densidad del vapor se obtiene de la expresión:

$$\rho_v = \frac{1}{v} \quad (2.25)$$

Donde:

v : Volumen específico del vapor, (pie³/lb).

El volumen específico del vapor puede obtenerse de la Tabla 7 de Kern, (1999).

Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente. Este cambio de dirección introduce una caída de presión adicional llamada caída de presión de retorno o pérdida de regreso, y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida, [42].

La caída de presión de retorno viene dada por la ecuación:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.26)$$

Donde:

n : Número de pasos en los tubos.

s : Gravedad específica del vapor.

V : Velocidad, (pie/s).

g : Aceleración de la gravedad, (pie/s²).

La cabeza velocidad $V^2/2g$ se encuentra graficada contra la velocidad másica en la Figura 27, [42].

Cuando el vapor se emplea en cuatro pasos del lado de los tubos, la caída de presión permitida deberá ser muy pequeña, menor de 1,0 lb/plg², particularmente si el condensado regresa por gravedad a la caldera,[42].

2.11.1 Ecuación de Bernoulli

Si consideramos el transporte de fluido entre el intercambiador y la zona donde se sitúa las calderas podemos analizar el balance en dicho trayecto para establecer la relación entre las presiones y la altura.

Ecuación de conservación de la energía mecánica (Bernoulli) en su forma básica:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1(V_1)^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2(V_2)^2}{2g} + Z_2 + \sum f_{1-2} \quad (2.27)$$

Dónde:

f_1, f_2 : Pérdidas de energía por fricción en el sistema, (pie).

V_1 y V_2 : Velocidad del fluido en los puntos 1 y 2, (pie/s).

Z_1 y Z_2 : Altura con respecto al nivel cero de la horizontal en los puntos 1 y 2, (pie).

P_1 y P_2 : Presión del fluido en los puntos 1 y 2, (lbf/plg²).

g : Aceleración de la gravedad, (pie/s²).

α_1, α_2 : Coeficientes de energía cinética en función del régimen de flujo.

2.12 Caída de presión para el lado de la coraza

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza, [42].

La ecuación isotérmica para la caída de presión en la coraza, para fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \varphi_s} \quad (2.28)$$

Donde:

f : Factor de fricción para el lado de la coraza.

G_t : Velocidad másica del crudo en la coraza, (lb/(h)(pie²)).

$N + 1$: Número de cruces.

D_s : Diámetro interior de la coraza, (pie).

D_e : Diámetro equivalente, (pie).

s : Gravedad específica del crudo.

φ_s : Razón de viscosidad en la coraza, (adimensional).

En función de los grados API y la temperatura promedio, la gravedad específica del crudo puede determinarse en la Figura 6, [42].

El número de veces que el haz se cruza ($N + 1$) se determina a partir de la expresión siguiente:

$$N + 1 = 12 \frac{L}{B} \quad (2.29)$$

Donde:

N: Número de deflectores.

L: Longitud de los tubos, (plg).

B: Espaciado de los deflectores, (plg).

Las correlaciones graficadas para obtener el factor de fricción f para el lado de la coraza, aparecen en la Figura 29, [42].

La gravedad específica de los hidrocarburos se puede obtener en la Figura 6, [42].

2.13 Condiciones a tener en cuenta en la apreciación de la adaptabilidad de los intercambiadores existentes para su nuevo uso.

Es necesario determinar si se cumplen las condiciones de significación en la apreciación de la adaptabilidad de los intercambiadores de calor existentes para su nuevo uso. Estas condiciones son las siguientes, [42]:

- El coeficiente total limpio de transferencia de calor (U_C) debe exceder al coeficiente total de diseño (U_D) suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida del exceso de superficie, permita la correcta operación del calentador por un periodo de servicio razonable.
- El factor de obstrucción (R_d) calculado debe ser mayor que el factor de obstrucción (R_d) requerido.
- La caída de presión permitida para las dos corrientes no debe excederse.

Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para las condiciones de proceso para las que ha sido evaluado.

CAPÍTULO 3 EVALUACION INTEGRAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

3.1 Generalidades

En el capítulo III se presentará la evaluación integral de un intercambiador de calor de tubos y coraza, detallando en cada caso los elementos requeridos. Para este propósito se parte de un problema base, en el cual serán desarrollados cada uno de los aspectos vinculados al mismo.

Tabla 3.1 Datos de diseño del equipo

Diámetro interior de la coraza (DI)	35	<i>plg</i>
Número de deflectores (N)	7	-
Espaciado de los deflectores, corte al 25% (B)	30	<i>plg</i>
Pasos por la coraza (ns)	1	-
Número de tubos (Nt)	475	-
Longitud de los tubos (L)	240	<i>plg</i>
Diámetro interior de los tubos (D)	0.75 (3/4)	<i>plg</i>
Diámetro exterior de los tubos (do)	1	<i>plg</i>
Sección libre entre tubos (C')	0,25	<i>plg</i>
Espaciado de los tubos (Pt)	1.25 (1¼)	<i>plg</i>
Arreglo	Cuadrado	-
Pasos por los tubos (n)	4	-

Superficie externa por pie lineal (a")	0,2618	<i>pie</i>
Área de transferencia de calor (A)	2477,1516	<i>pie²</i>

Tabla 3.2 Condiciones de proceso requeridas

Fluido por la coraza (frío)	crudo	
Flujo de crudo (w)	100	<i>lb/h</i>
Temperatura inicial del crudo (t_1)	86	$^{\circ}\text{F}$
Temperatura final del crudo (t_2)	194	$^{\circ}\text{F}$
Temperatura promedio del crudo (t_a)	140	$^{\circ}\text{F}$
Densidad del crudo (ρ_c)	62,39	<i>lb/pie³</i>
Calor específico del crudo (C_p)	0,47	<i>Btu/lb^oF</i>
Viscosidad del crudo a la temperatura promedio (μ)	3627,970857	<i>lb/hpie</i>
Gravedad específica del crudo (s)	0,99	-
Conductividad térmica del crudo a la temperatura promedio (k)	0,072	<i>Btu/hpie²oF/pie</i>
Fluido por los tubos (caliente)	vapor	
Presión del vapor (P) (abs)	49,7805	<i>lbf/plg²</i>
Temperatura de saturación del vapor (T)	280,77	$^{\circ}\text{F}$
Calor latente de condensación del vapor (l_c)	924,17	<i>Btu/lb</i>
Viscosidad del vapor a la temperatura de saturación T (μ)	0,03146	<i>lb/hpie</i>
Volumen específico del vapor (v)	8,628	<i>pie³/lb</i>
Densidad del vapor (ρ_v)	0,115901715	<i>lb/pie³</i>
Gravedad específica del vapor (s)	0,001854427	-

3.2 Solución del problema examinado mediante el método de Kern

El problema será mostrado paso a paso con el procedimiento de solución mediante el criterio de Donald Q. Kern.

1- Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor

Los fluidos son vapor de agua saturado y crudo. Los criterios de selección son suciedad, corrosión y viscosidad. El criterio de suciedad no define, por ambos tener valores medios, sin embargo, el vapor de agua saturado resulta ser más corrosivo que el crudo, y este último es más viscoso que el vapor de agua saturado, por lo tanto, por la coraza va a circular el crudo y por los tubos el vapor de agua saturado.

2- Construcción del diagrama LMTD

Para construir el diagrama LMTD se considera que en el problema analizado el flujo es a contracorriente, utilizando las letras mayúsculas para designar las temperaturas del fluido que circula por el lado de la coraza. En la figura 3.1 se brinda el diagrama LMTD del intercambiador analizado.

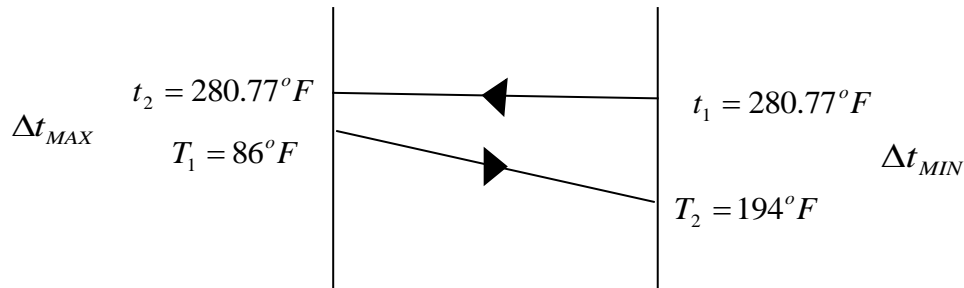


Figura 3.1 Diagrama LMTD del problema analizado

Diferencia de temperatura máxima $\Delta t_{MAX} = \Delta T_1 = T_1 - t_2 = 280.77 - 86 = 194.77^\circ F$

Diferencia de temperatura mínima $\Delta t_{MIN} = \Delta T_2 = T_2 - t_1 = 280.77 - 194 = 86.77^\circ F$

(Véase Anexo 1)

3- Determinación de la diferencia verdadera de temperatura

$$LMTD = \frac{(T - t_2) - (T - t_1)}{\ln((T - t_2)/(T - t_1))}$$

$$LMTD = \frac{(280,77 - 194) - (280,77 - 86)}{\ln((280,77 - 194)/(280,77 - 86))}$$

$$LMTD = 133,57 \text{ °F } (56,43 \text{ °C})$$

➤ **Balance de calor**

4-Determinación del calor absorbido por el petróleo crudo

$$Q = w * C_{p_{crudo}} * (t_2 - t_1)$$

$$Q = 220367,70 * 0,47 * (194 - 86)$$

$$Q = 11185864,64 \text{ Btu/h } (3280 \text{ Kw})$$

5-Determinación del flujo de vapor requerido

$$W = Q/\lambda_c$$

$$W = 11185864,45/924,17$$

$$W = 12103,69 \text{ lb/h } (1,53 \text{ Kg/s})$$

➤ **Cálculos para el lado de los tubos**

6-Determinación del área de flujo por los tubos

$$at' = 0,45 \text{ pie } (0,14 \text{ m})$$

7- Determinación del área de flujo para el vapor

$$at = \frac{at' * N_t}{144 * n}$$

$$at = \frac{0,45 * 475}{144 * 4}$$

$$at = 0,37 \text{ pie}^2 (0,0344 \text{ m}^2)$$

8- Determinación de la velocidad másica del vapor saturado

$$G_t = \frac{W}{at}$$

$$G_t = \frac{12103,69}{0,37}$$

$$G_t = 32616,25 \text{ lb}/\text{pie}^2 \cdot h \text{ (} 44,25 \text{ Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s)}$$

9-Determinación del número de Reynolds

$$R_e = (0,75 * 0,083 * G_t) / \mu_v$$

$$R_e = (0,75 * 0,083 * 32616,25) / 0,0315$$

$$R_e = 64537,88 \rightarrow \text{R.turbulento}$$

10- Determinación del coeficiente de transferencia de calor del vapor saturado

$$h_{io} = 1500 \text{ Btu}/\text{hpie}^2 \cdot ^\circ\text{F} \text{ (} 8517,4 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

11- Determinación de la temperatura de la pared del tubo

$$t_w = t_a + \left(\frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \right) * (T - t_a)$$

$$t_w = 140 + \left(\frac{1500}{1500 + 36,47} \right) * (280,77 - 140)$$

$$t_w = 277,43 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (} 136,11 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

12-Determinación de la viscosidad del crudo a la temperatura de la pared

$$\mu_{w_c} = 85 * 0,03875 * \rho_c * 0,4134 * 2,42$$

$$\mu_{w_c} = 85 * 0,03875 * 62,39 * 0,4134 * 2,42$$

$$\mu_{w_c} = 205,59 \text{ lb}/\text{pie} \cdot h \text{ (} 0,085 \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s)}$$

13- Determinación de la viscosidad del vapor saturado a la temperatura de la pared

$$\mu_{w_v} = 0,03388 \text{ lb}/\text{pie} \cdot h \text{ (} 0,000014 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s)}$$

➤ **Calculo por el lado de la coraza**

14- Determinación del área de flujo para el crudo

$$as = (DI * C' * B) / (144 * 1,25)$$

$$as = (35 * 0,25 * 30)/(144 * 1,25)$$

$$as = 1,46 \text{ pie}^2 (0,133 \text{ m}^2)$$

15- Determinación de la velocidad másica del crudo

$$G_s = \frac{W}{as}$$

$$G_s = \frac{220367,70}{1,46}$$

$$G_s = 151109,28 \text{ lb/pie}^2 \cdot \text{h} (204,94 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s})$$

16- Determinación del diámetro equivalente

$$D_e = (4 \left((1,25 * 1,25) - \left(\frac{3,14 * d_o}{4} \right) \right)) / (3,14)$$

$$D_e = (4 \left((1,25 * 1,25) - \left(\frac{3,14 * 1}{4} \right) \right)) / (3,14)$$

$$D_e = 0,99 \text{ plg} (0,025 \text{ m})$$

17- Determinación del número de Reynolds

$$R_e = (D_e * G_s) / \mu_c$$

$$R_e = (0,99 * 151109,28) / 3627,97$$

$$R_e = 3,42 \rightarrow \text{R.laminar}$$

18- Determinación del factor de transferencia de calor

$$j_H = 1,45$$

19- Determinación del coeficiente de transferencia de calor del crudo

$$h_o = j_H * \left(\frac{K}{D_e} \right) * \left(\frac{C_{pc} * \mu_c}{K} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_o = 1,45 * \left(\frac{0,072}{0,99} \right) * \left(\frac{0,47 * 3627,97}{0,072} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_o = 36,47 \text{ Btu/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F} (207,86 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C})$$

20- Determinación de la razón de viscosidad en la coraza

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w_c}} \right)^{0,14}$$

$$\phi_s = \left(\frac{3627,97}{205,59} \right)^{0,14}$$

$$\phi_s = 1,49$$

21- Determinación del coeficiente de transferencia de calor del crudo corregido

$$h_{o_{\text{corregido}}} = h_o * \phi_s$$

$$h_{o_{\text{corregido}}} = 36,47 * 1,49$$

$$h_{o_{\text{corregido}}} = 54,51 \text{ Btu/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} \text{ (309,52 W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

➤ **Coefficiente total limpio de transferencia de calor**

22- Determinación del coeficiente total limpio de transferencia de calor

$$U_c = (h_{i_o} * h_{o_{\text{corregido}}}) / (h_{i_o} + h_{o_{\text{corregido}}})$$

$$U_c = (1500 * 54,51) / (1500 + 54,51)$$

$$U_c = 52,60 \text{ Btu/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} \text{ (298,68 W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

➤ **Coefficiente total de diseño de transferencia de calor**

23- Determinación del coeficiente total de diseño de transferencia de calor

$$U_d = Q / (A * LMTD)$$

$$U_d = 11185864,45 / (2477,15 * 133,57)$$

$$U_d = 33,81 \text{ Btu/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} \text{ (191,98 W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

➤ **Factor de obstrucción**

24- Determinación del factor de obstrucción calculado

$$R_{d_{\text{calculado}}} = (U_c - U_d) / (U_c * U_d)$$

$$R_{d_{\text{calculado}}} = (52,60 - 33,81) / (52,60 * 33,81)$$

$$R_{d_{calculado}} = 0,011 \text{ pie}^2 \cdot h \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu} \text{ (} 0,0019 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W} \text{)}$$

25- Determinación del factor de obstrucción permitido

$$R_{d_{permitido}} = 0,003 \text{ hpie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu} \text{ (} 0,00052 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W} \text{)}$$

➤ **Caída de presión para el lado de los tubos**

26- Determinación del factor de fricción para el lado de los tubos

$$f_t = 0,00025 \text{ adimensional}$$

27- Determinación de la razón de viscosidad en los tubos

$$\phi_\tau = (\mu_v/\mu_{wv})^{0,14}$$

$$\phi_\tau = (0,03146/0,03388)^{0,14}$$

$$\phi_\tau = 0,99 \text{ adimensional}$$

28- Determinación de la caída de presión en los tubos

$V_2/2g \rightarrow$ es despreciable Fig 26 Kern

$$\Delta Pt = \left(\frac{f_t * (Gt^2) * L * n}{5,22(10^{10}) * 0,75 * 0,083 * s * \phi_\tau} \right) * 0,5$$

$$\Delta Pt = \left(\frac{0,00025 * (32616,25^2) * 19,92 * 4}{5,22(10^{10}) * 0,75 * 0,083 * 0,001854 * 0,99} \right) * 0,5$$

$$\Delta Pt = 1,78 \text{ lb/plg}^2 \text{ (} 8,69 \text{ Kg/m}^2 \text{)}$$

➤ **Caída de presión para el lado de la coraza**

29- Determinación del factor de fricción para el lado de la coraza

$$f_{co} = 0,032 \text{ adimensional}$$

30- Determinación del número de cruces

$$N_{+1} = \frac{L}{B}$$

$$N_{+1} = \frac{240}{30}$$

$$N_{+1} = 8$$

31- Determinación de la caída de presión para el lado de la coraza

$$\Delta P_s = \frac{f_{co} * (GS^2) * \left(\frac{DI}{12}\right) * N_{+1}}{5,22 * (10^{10}) * D_e * s * \phi_s}$$

$$\Delta P_s = \frac{0,032 * (151109,28^2) * \left(\frac{35}{12}\right) * 8}{5,22 * (10^{10}) * 0,0822 * 0,99 * 1,49}$$

$$\Delta P_s = 2,69 \text{ lb/plg}^2 \text{ (13,13 kg/m}^2\text{)}$$

3.3 Resumen de los cálculos

Para el coeficiente limpio se tiene que:

$$h_{i_o} = 8517,4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{o_{\text{corregido}}} = 309,52 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto

$$U_c = 298,68 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Para el coeficiente sucio se tiene que:

$$Q = 3280 \text{ kW}$$

$$A = 230,13 \text{ m}^2$$

$$LMTD = 56,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$U_d = 191,98 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Con el cálculo de U_d y U_c se procede a calcular R_d y se obtiene:

$$R_{d_{\text{calculado}}} = 0,0019 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

Para el cálculo de las caídas de presión se obtiene lo siguiente:

- Por el lado de la coraza:

Factor de fricción de la coraza (f_{co}) = 0,032

Velocidad másica (G_s) = 204,94 kg/m².s

Diámetro interior de la coraza (DI) = 0,889 m

Número de cruces (N) = 7

Diámetro equivalente (D_e) = 0,025 m

Factor de corrección de viscosidad (ϕ_s) = 1,49

- Por el lado de los tubos:

Factor de fricción del lado de los tubos (f_t) = 0,00025

Flujo de vapor (G_t) = 44,25 kg/m².s

Longitud de los tubos (L) = 6,096 m

Número de pasos por los tubos (n) = 4

Diámetro interior de los tubos (D) = 0,01905 m

Gravedad específica del vapor (S) = 0,001880141

Factor de corrección de viscosidad (ϕ_τ) = 0,99

Con todos estos valores se procede se obtiene las caídas de presión por el lado de los y de la coraza:

$$\Delta P_{\text{tubos}} = 8,69 \text{ kg/m}^2$$

$$\Delta P_{\text{coraza}} = 13,13 \text{ kg/m}^2$$

Teniendo en cuenta lo planteado en el epígrafe 2.12 se comparan los valores obtenidos para verificar si se cumplen o no los requisitos mencionados:

1. $U_c = 298,68 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} > U_d = 191,98 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
2. $R_{d_{\text{calculado}}} = 0,0019 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W} > R_{d_{\text{permitido}}} = 0,00052 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$
3. $\Delta P_{\text{coraza}} = 13,13 \text{ kg/m}^2 < 48,82 \text{ kg/m}^2$
4. $\Delta P_{\text{tubos}} = 8,69 \text{ kg/m}^2 < 4,88 \text{ kg/m}^2$

La cuarta condición no se cumple debido al diseño del intercambiador de calor y las condiciones requeridas, pero esta condición se aplica cuando el intercambiador está al mismo nivel que la caldera y en este caso no es así; el intercambiador de calor está a 14 metros por encima de la caldera, por lo tanto teniendo en cuenta esta condición y el principio de Bernoulli, incluso con el valor de caída de presión, el condensado vence la presión atmosférica y puede retornar sin problemas a la caldera.

Después del análisis realizado se concluye que el intercambiador de calor que se seleccionó para evaluar puede ser utilizado para el suministro de combustible (crudo) para las CTE Antonio Guiteras y Ernesto Guevara.

CONCLUSIONES

Una vez realizada la evaluación termo-hidráulica del intercambiador de calor evaluado se puede resumir que:

- La puesta en funcionamiento del intercambiador de calor evaluado permite el continuo funcionamiento del suministro de combustible a la CTE Antonio Guiteras y CTE Ernesto Guevara en caso de avería de los ya instalados.
- La utilización de un intercambiador de calor ya existente constituye un ahorro significativo a la División ya que solo es un acomodamiento de recursos.
- El material presentado, debido al alto grado de aglutinación y compactación de la información básica requerida, resulta ser ventajoso para las futuras evaluaciones en la entidad o para ampliaciones en el proceso productivo de la misma.

RECOMENDACIONES

Según los resultados obtenidos en el presente material se proponen las siguientes recomendaciones:

- Tener en consideración este estudio como una base de datos para la realización de trabajos similares en otras entidades del MINEM, con igualdad de condiciones operacionales.
- Realizar un análisis profundo de este material por parte de la entidad implicada para su futura inclusión en los planes de inversión de la entidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- Sobban C.B. (2020). *Principles of heat transfer in heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 2- Minea, A.A. (2019). *Advances in new experimental techniques in shell and tube heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 3- Chhabra, R.P. (2019). *CRC Handbook of thermal engineering*. Editorial Taylor and Francis.
- 4- Camaraza-Medina, Y., Hernandez-Guerrero, A., Luviano-Ortiz, J.L. (2021). *New simplified method for the thermal optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers*. 34th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2021), Taormina, Sicily, Italy
- 5- Camaraza-Medina, Y., Hernandez-Guerrero, A., Luviano-Ortiz, J.L. (2021). New improved method for heat transfer calculation inside rough pipes, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 143 (7), 1122-1127.
- 6- Cengel, Y. et al. (2020). *Heat and Mass Transfer*, 6 th ed., Editorial McGraw-Hill Education
- 7- Bianco, V. et al. (2018). *Heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 8- VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. (2021). *VDI heat atlas*. Editorial Springer.
- 9- Sidebotham, G. (2015). *Heat transfer modeling. An inductive approach*. Editorial Springer.
- 10- Naterer, G.F (2018). *Advanced Heat Transfer*. Editorial Taylor and Francis.
- 11-Javadi, M.A., Hoseinzadeh, S., Ghasemiasl, R., Heyns, P.S., Chamkha, A.J. (2020). Sensitivity analysis of parameters on exergy, economic and environmental of a shell and tube heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 22, 183-199.

- 12- Ghosh, T.K. (2017). *Fluid properties, theory, estimation, experiment, and data. Application in heat transfer process*. Editorial Springer.
- 13- Cengel, Y. (2019). *Heat and Mass Transfer*. Editorial McGraw-Hill Education.
- 14- Bergman, T.L. et al. (2017). *Fundamentals of heat and mass transfer*. Editorial John Wiley & Sons, Inc.
- 15- Camaraza-Medina, Y. (2020) *Transferencia de calor por conducción*. Editorial Universitaria Félix Valera.
- 16- Camaraza-Medina, Y. (2020) *Introducción a la termotransferencia*. Editorial Universitaria MES.
- 17- Javadi, M.A., Hoseinzadeh, S., Ghasemiasl, R., Heyns, P.S., Chamkha, A.J. (2019). Sensitivity analysis of parameters on exergy, economic and environmental of a shell and tube heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 19, 83-99.
- 18- Ingadottir-Bara, S. (2015). Analysis of heat transfer in compact heat exchanger, dissertation in partial fulfillment of the requirements for the Ph.D degree, Reykjavik University, Iceland, 52-54.
- 19- Alderete, S. (2015). Modelado y simulación dinámica intercambiadores de calor de tubos y carcasa con presencia de factores de ensuciamiento. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 14(2), 707-718.
- 20- Mishra, P., Arya, M., Kumar, A. (2019). Review of literature on shell and tube heat exchangers. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences* 39, 1331– 1378.
- 21- Gnielinsky, V. (2015). Turbulent heat transfer in tubes, a new comprehensive correlation. *Heat Transfer Engineering*, 36, 777-789.
- 22- Xu, Ch., Yang, L., Xiaoze, D. (2017). Experimental study on heat transfer performance improvement of shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 109, 101-116.
- 23- Flynn, A.M., Akashige, T., Theodore, L. (2019). Kern's process heat transfer. Editorial John Wiley & Sons, Inc.

- 24- Kumar, A., Vilayan, P.A. (2019). A complete review on the thermal hydraulic characteristics of the tube and shell heat exchangers in forced convection, *Sadhana* (Transaction of Indian Academy of Sciences), 60(2), 411-612.
- 25- Shah, M.M. (2019). Prediction of heat transfer in shell and tube heat exchanger, an extended review. *Inventiones Mathematicae*, 31(4), 20-31.
- 26- Xiufeng, G., Chenwei, Z., Wei, J., Yu, B. (2018). Experimental simulation of heat transfer performance of a shell and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 1423-1433.
- 27- Nellis, G.F., Haertel, J.H., Heyns, J.A. (2017). A fully developed flow thermo fluid model for optimization of 3d heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 92, 1008-1021.
- 28- Sadaghiyani, O., Shahram, K., Mirzaee, I. (2016). Energetic, Exergic, Exergoeconomic investigation and optimization of shell and tube heat exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 11-19.
- 29- Xue, X., Feng, X., Wang, J., Liu, F. (2015). Modeling of a compact heat exchanger under transient thermal conditions. *Procedia Engineering*, 41, 817-822.
- 30- Zhong, H., Chen, Y., Hua, N., Zheng, W., Xianglong, L., Sonsping, M. (2016). New currents in the heat transfer performance evaluation of a shell and tube heat exchanger. *Applied Energy*, 156, 968-987.
- 31- Romanova, L.V., Gongroshnin, V.I., Kruzllin, A. (2016). Specific features pertinent to calculation of a heat exchanger with fouling tubes, *Thermal Engineering*, 64(1), 603-617.
- 32- Kandlikar, S.D. (2018). *Heat Transfer and fluid flow in shell and tube heat exchangers*. Editorial Butterworth-Heineman.
- 33- Ribatski, G. (2016). Single-phase flow and heat transfer in shell and tube heat exchangers- a review, *Heat Transfer Engineering*, 38(6), 408-424.
- 34- Nield, D.A. (2018). *Convection in Porous Media*. Editorial Springer.

- 35- Kamel, M.A. (2019). Heat transfer enhancement and fluid flow across tube banks of shell and tube heat exchangers. *International Journal of Engineering Science* 133, 363-372.
- 36- Mishra, P., Arya, M., Kumar, A. (2017). Review of literature on shell and tube heat exchangers. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences* 31, 31–48.
- 37- Deng, H., Liu, J., Zheng, W. (2019). Analysis and comparison on heat transfer performance of shell and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 717-731.
- 38- Masloum, Y., Sayah, H. (2017). Exergoeconomic analysis and optimization of a tube and shell heat exchanger. *International Journal of Thermodynamics*, 20, 6-14.
- 39- Manassaldi, J.I., Scenna, A., Mussati, A.B. (2019). Optimization and mathematical modelling for the detailed design of a shell and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 98, 734-746.
- 40- Ishihara, K., Taborek, J. (2014). Critical review of correlation for predicting twophase flow heat transfer and pressure drop across tube bank. *Heat Transfer Engineering*, 33(10), 332-345.
- 41- Shen, Q., Sun, D., Su, S., Zhang, N., Jin, T. (2017). Development of a heat transfer model for thermal evaluation in heat exchanger with fouling influence. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 84, 35-40.
- 42- Kern, D.Q. (2019). *Process heat transfer*. Compañía Editorial Continental SA de México.

Tabla A.1 Datos de tubos para intercambiadores de calor.

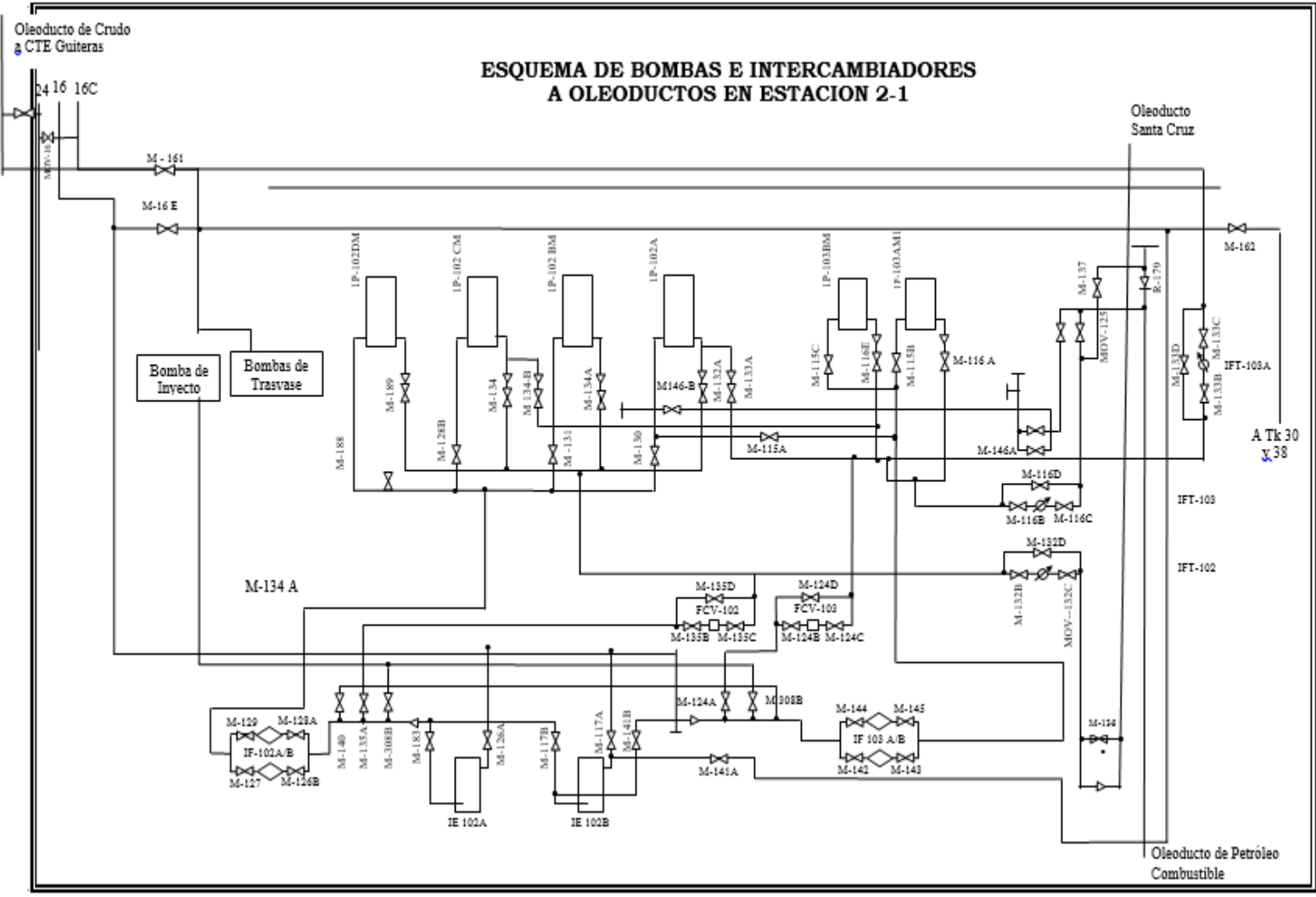
$d_E (in)$	BWG	$\varepsilon(in)$	$d_I(in)$	A_M	A_E	A_I	W
1/4" (6,35mm)	22	0,028	0,194	19,1	0,02	0,0155	0,1
	24	0,022	0,206	21,5		0,0164	0,08
	26	0,018	0,214	23,2		0,0171	0,07
	27	0,016	0,218	24,1		0,0174	0,06
3/8" (9,525mm)	18	0,049	0,277	38,9	0,03	0,0221	0,25
	20	0,035	0,305	47,1		0,0243	0,19
	22	0,028	0,319	51,6		0,0255	0,15
	24	0,022	0,331	55,5		0,0264	0,12
1/2" (12,7mm)	12	0,109	0,282	40,3	0,03989	0,0225	0,73
	14	0,083	0,334	56,5		0,0267	0,6
	16	0,065	0,37	69,4		0,0295	0,49
	18	0,049	0,402	81,9		0,0321	0,38
	20	0,035	0,43	93,7		0,0343	0,28
	22	0,028	0,444	99,9		0,0354	0,21
5/8" (15,875mm)	12	0,109	0,407	83,9	0,04987	0,0325	0,89
	13	0,095	0,435	95,9		0,0347	0,8
	14	0,083	0,459	106,8		0,0366	0,72
	15	0,072	0,481	117,2		0,0384	0,63
	16	0,065	0,495	124,2		0,0395	0,58
	17	0,058	0,509	131,3		0,0406	0,52
	18	0,049	0,527	140,7		0,0421	0,45
	19	0,042	0,541	148,3		0,0432	0,39
	20	0,035	0,555	156,1		0,0443	0,33
3/4" (19,05mm)	10	0,134	0,482	117,7	0,05984	0,0385	1,44
	11	0,12	0,51	131,8		0,0407	1,32
	12	0,109	0,532	143,4		0,0425	1,22
	13	0,095	0,56	158,9		0,0447	1,08
	14	0,083	0,584	172,8		0,0466	0,96
	15	0,072	0,606	186,1		0,0484	0,85
	16	0,065	0,62	194,8		0,0495	0,77
	17	0,058	0,634	203,7		0,0506	0,7
	18	0,049	0,652	215,4		0,052	0,6
	20	0,035	0,68	234,3		0,0543	0,4
7/8" (22,225mm)	10	0,134	0,607	186,7	0,0698	0,0484	1,58
	11	0,12	0,635	204,3		0,0507	1,44
	12	0,109	0,657	218,7		0,0524	1,33
	13	0,095	0,685	237,8		0,0547	1,18
	14	0,083	0,709	254,7		0,0566	1,05

	15	0,072	0,731	270,8		0,0583	0,92
	16	0,065	0,745	281,2		0,0594	0,84
	17	0,058	0,759	291,9		0,0606	0,75
	18	0,049	0,777	305,9		0,062	0,64
	20	0,035	0,805	328,4		0,0642	0,47
1" (25,4 mm)	8	0,165	0,67	227,5	0,07979	0,0535	2,19
	10						
	11	0,12	0,76	292,7		0,0606	1,68
	12	0,109	0,782	309,9		0,0624	1,54
	13	0,095	0,81	332,5		0,0646	1,37
	14	0,083	0,834	352,4		0,0666	1,21
	15	0,072	0,856	371,3		0,0683	1,06
	16	0,065	0,87	383,5		0,0694	0,97
	18	0,049	0,902	412,3		0,072	0,74
	20	0,035	0,93	438,3		0,0742	0,54
1¼" (31,75 mm)	8	0,165	0,92	428,9	0,09974	0,0734	3,11
	9	0,148	0,954	461,2		0,0761	2,84
	10	0,134	0,982	488,6		0,0784	2,6
	11	0,12	1,01	516,9		0,0806	2,35
	12	0,109	1,03	537,6		0,0824	2,16
	13	0,095	1,06	569,3		0,0846	1,9
	14	0,083	1,08	591		0,0865	1,68
	15	0,072	1,11	624,3		0,0883	1,47
	16	0,065	1,12	635,6		0,0894	1,34
	18	0,049	1,15	670,1		0,0905	1,2
1½" (38,1 mm)	8	0,165	1,17	693,6	0,1197	0,0934	3,82
	9	0,148	1,1	613,1		0,0961	3,48
	10	0,134	1,23	766,6		0,0983	3,18
	11	0,12	1,26	804,5		0,1005	2,95
	12	0,109	1,28	830,2		0,1023	2,63
	13	0,095	1,31	869,6		0,1045	2,32
	14	0,083	1,33	896,3		0,1064	2,04
	15	0,072	1,36	937,2		0,1082	1,79
	16	0,065	1,37	951		0,1093	1,62
2" (50,8 mm)	11	0,12	1,76	1569,6	0,1596	0,1404	3,59
	12	0,109	1,782	1609,1		0,1422	3,28
	13	0,095	1,81	1660		0,1444	2,88
	14	0,083	1,834	1704,3		0,1463	2,53

ANEXOS

Unidades de medida en el Sistema Ingles	Multiplicador de conversión	Unidades de medida en el Sistema Internacional
°F	$(°F - 32) * 5/9$	°C
<i>plg</i>	0,0254	<i>m</i>
<i>plg</i> ²	0,0006452	<i>m</i> ²
<i>pie</i>	0,3048	<i>m</i>
<i>pie</i> ²	0,0929	<i>m</i> ²
<i>pie</i> ³ / <i>lb</i>	0,0624	<i>m</i> ³ / <i>K_g</i>
<i>lb/h</i>	0,0001264	<i>K_g/s</i>
<i>lb/pie</i> ³	16,0185	<i>k_g/m</i> ³
<i>lb/hpie</i>	0,0004134	<i>K_g/m. s</i>
<i>lb/hpie</i> ²	0,001357	<i>K_g/m². s</i>
<i>lbf/plg</i> ²	4,8824	<i>K_{gf}/m</i> ²
<i>Btu/lb</i>	4,1868	<i>KJ/K_g °C</i>
<i>Btu/h</i>	0,0002932	<i>Kw</i>
<i>Btu/hpie</i> ² °F	5,6783	<i>W/m</i> ² . °C
<i>Btu/hpie</i> ² °F/ <i>pie</i>	1,7307	<i>W/m</i> °C
<i>pie</i> ² <i>h</i> °F/ <i>Btu</i>	0,1733	<i>m</i> ² . °C/ <i>W</i>

Anexo 1: Tabla de conversión de unidades del Sistema Ingles al Sistema Internacional



Anexo 2: Esquema de bombas e intercambiadores a oleoductos en estación 2-1