

621



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"**

**DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE
TUBOS Y CORAZA**

FALLA DE ORIGEN

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
HECTOR JURADO CARDENAS



DIRECTOR DE TESIS: I. Q. HECTOR J. BECERRA RIOS

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MEXICO, 1990



Universidad Nacional
Autónoma de México

UNAM



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

Introducción	i
CAPITULO I	
Mecanismos de transferencia de calor	
1.1 GENERALIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	1.1
Conducción	1.1
Convección	1.3
Radiación	1.4
1.2 CONVECCION LIBRE Y FORZADA	1.6
Convección natural o libre	1.7
Convección forzada	1.7
Ecuaciones básicas para convección forzada .	1.10
CAPITULO II	
Factores que influyen en el diseño	
2.0 INTRODUCCION	2.1
2.1 Diferencia de expansión térmica	2.2
2.2 Control de flujo por los tubos	2.8
2.3 Control de velocidades a través de la coraza	2.9
2.4 Consideraciones de facilidad de mantenimiento y servicio	2.11
2.5 Componentes principales	2.13
2.5.1 Cabezas Frontal y Posterior	2.13
2.5.2 Facción de coraza	2.18
2.6 Tubos entre intercambiadores de calor	2.20
2.7 Baffles o mamparas	2.23
2.8 Accesorios generales para el lado de la coraza	2.26
2.9 Materiales de construcción	2.29
2.10 Designación de intercambiadores de calor .	2.30

CAPITULO III

Procedimiento de diseño

3.1	Introducción	3.1
3.2	Etapas en el diseño de equipos de tubo y coraza	3.1
3.2.1	Balace de energía	3.1
3.2.2	Colocación de los fluidos	3.2
3.2.3	Diferencia de temperaturas	3.3
3.2.4	Suposición del coeficiente total	3.5
3.2.5	Evaluación de temperatura caldrina ...	3.5
3.2.6	Proposición del arreglo	3.7
3.2.7	Cálculo de área de transferencia y número de tubos	3.13
3.2.8	Cálculo de coeficientes de transfe-- rencia	3.14
3.2.8.1	Corrección del coeficiente	3.17
3.2.9	Cálculo de caídas de presión	3.19
3.3	Ejemplo de cálculo	3.23
3.4	Conclusiones	3.39

INTRODUCCION

Durante la formación académica del Ingeniero Químico, el estudio de la transferencia de calor es una etapa básica para su posterior desempeño profesional. Sin embargo, debido a la amplitud del campo de la transferencia de calor, no se cuenta con toda la información necesaria reunida en un solo manual.

Durante el desempeño profesional del Ingeniero Químico, esta falta de información lo hacen recurrir en muchas ocasiones a firmas de ingeniería que se especializan en el dimensionamiento y construcción de intercambiadores de calor; lo que aumenta el costo del equipo, pues estas firmas reciben un pago por la construcción y además por el diseño de dicho equipo.

Este trabajo tiene como objetivos, reunir la información requerida para el diseño termodinámico, proponer un método de cálculo lógico y secuencial así como proporcionar una descripción de los componentes de estos equipos, lo cual facilitará la elección apropiada de cada componente de acuerdo al proceso para el que se está diseñando.

En el Capítulo I, se describe de manera simplificada, los mecanismos de transferencia de calor, dando mayor énfasis a la transferencia de calor por convección forzada. Se proponen además una serie de alternativas para la evaluación de coeficientes a diferentes condiciones, tanto por la coraza, como por los tubos.

El Capítulo II contiene una descripción detallada de los partes constitutivos de los intercambiadores de calor y puede ser utilizada como guía a la hora de seleccionar el intercambiador propiamente dicho.

El Capítulo III proporciona una secuencia ordenada para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza, lo que permite la mecanización en el diseño. Esta secuencia, unida a la descripción de las partes del Capítulo II dan como resultado, diseñar y seleccionar el mejor equipo en poco tiempo.

En el capítulo IV se proporciona una serie de datos de propiedades físicas, constantes de diseño e información de dimensiones varias para diferentes tipos de geometría y arreglos.

CAPITULO I

MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1 Generalidades de transferencia de calor.

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos, llamados respectivamente fuente y receptor.

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos ó las tres formas de transferencia. Estas son: Conducción, Convección y Radiación.

1.1.1 Conducción.

Es la transmisión de calor de una parte a otra de un mismo cuerpo, o de un cuerpo a otro con el que está en contacto físico, sin que se produzca un desplazamiento apreciable en las partículas del cuerpo.

La ecuación diferencial fundamental para la transmisión de calor por conducción es la Ley de Fourier,

$$dq = -k A \frac{dt}{dx} \quad (1-1)$$

en la que dQ (BTU/hr) es el flujo de calor, A es el área normal a la dirección en que fluye el calor, y $-dt/dx$ es la rapidez con que varía la temperatura en función de la distancia en la dirección y sentido en que fluye el calor, es decir, es un gradiente de temperatura. El factor k se denomina conductividad térmica y depende del material a través del cual fluye el calor y de la temperatura. La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor de calor, tal como un metal, o un mal conductor, estos últimos

se pueden emplear como aislantes.

La presencia de impurezas, especialmente en metales, puede producir variaciones en la conductividad térmica del 50 al 75 por ciento. Al utilizar las conductividades térmicas debe tenerse en cuenta que la conducción no es el único método para transmitir calor y, que en particular con líquidos y gases la radiación y la convección pueden ser mucho más importantes.

En el flujo estacionario de calor, el término dQ de la ecuación (1-1) es constante y se puede sustituir por q . Si k y A son independientes de t y x , la ecuación (1-1) puede escribirse de la siguiente manera

$$q = kA \frac{(t_1 - t_2)}{(x_2 - x_1)} = kA \frac{\Delta t}{x} \quad (1-2)$$

en la que Δt representa la diferencia de temperaturas.

Generalmente como ya se mencionó k no es constante, sino que es función de la temperatura. En la mayoría de los casos en los intervalos de valores considerados, la relación es de primer grado. La integración de la ecuación (1-1) con k como una función de primer grado con respecto a t nos da

$$q = k_{\text{med}} A \frac{\Delta t}{x} \quad (1-3)$$

en la que k_{med} es la media aritmética de las conductividades térmicas entre las temperaturas t_1 y t_2 . Esta media de probablemente resultados correctos dentro de la precisión de los datos en la mayoría de los casos, aunque puede hacerse una integración especial, siempre que k difiera mucho de ser una función de primer grado con respecto a la temperatura.

1.1.2 Convección.

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla, es decir, se trata de un transporte de energía que se lleve a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas) y está íntimamente relacionado con el movimiento de este, y por lo tanto, las propiedades del fluido tienen un efecto importante sobre la transferencia de calor.

Debido a que el campo de temperatura de un fluido está influenciado por el movimiento de este, la determinación de la distribución de temperatura y de la transferencia de calor por convección es difícil en la mayoría de los casos prácticos. Por lo que es más conveniente calcular el flujo de calor disipado por el sistema en términos de la diferencia total de temperaturas entre la superficie de este a una temperatura T_U y el fluido que se desplaza sobre ella a una temperatura media T_F ,

$$q = h (T_F - T_U) \quad (1-4)$$

donde (h) es el coeficiente de transferencia de calor o coeficiente de película y, (q) es el flujo de calor en la pared. Si el flujo de calor se expresa en las unidades BTU/hr ft² o U/m² y la temperatura en °F ó °C, entonces el coeficiente de transferencia de calor (h) tendrá las unidades (BTU/hr ft²°F) ó (U/m² °C). A la ecuación (1-4) se le conoce como la "Ley de Newton de Enfriamiento".

El fenómeno de transferencia de calor por convección usualmente se clasifica como convección forzada y convección libre o natural. En el primer caso el fluido se hace pasar sobre el sistema mediante la acción de algún agente externo, como un ventilador, una bomba o agentes meteorológicos. Por

otra parte, el movimiento del fluido resulta en el segundo caso como una consecuencia de los gradientes en densidad que experimenta éste, al estar en contacto con una superficie a mayor temperatura y en presencia de un campo gravitacional (o centrífugo).

1.1.3 Radiación.

Tanto los mecanismos de transferencia de calor por conducción como por convección requieren de un medio para la propagación de la energía. Sin embargo, el calor también puede propagarse aún en el vacío absoluto mediante radiación. Puede decirse que a una temperatura dada, todos los cuerpos emiten radiación en forma de energía electromagnética en diferentes longitudes de onda, siendo la radiación dependiente de la temperatura absoluta del cuerpo y de sus características superficiales. Sin embargo, solo aquella fracción que se encuentra en el rango de longitudes de onda de 0.1 a 100 micrones (1 micrón = 0.0001 cm) aproximadamente, se considera como radiación térmica. Dentro de este intervalo del espectro electromagnético se localiza el rango ultravioleta, el visible y el infrarrojo.

Un radiador perfecto o cuerpo negro es aquel que emite energía radiante de su superficie a una razón proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia, es decir,

$$q = \sigma T^4 \quad (1-5)$$

donde σ es una constante que adquiere un valor igual a $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}^4$ en el Sistema Internacional de Unidades ó $0.173 \times 10^{-8} \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{R}^4$, y se conoce como la constante de Stefan Boltzman. De esta expresión se deduce que la superficie de todo cuerpo negro emite radiación, si es que se

encuentra a una temperatura diferente del cero absoluto, independientemente de las condiciones de los alrededores.

Un cuerpo real no satisface las características de un cuerpo negro, dado que emite una menor cantidad de radiación que este. Si un cuerpo emite a una temperatura dada, una fracción constante de la emisión correspondiente a un cuerpo negro, a cada longitud de onda se conoce como cuerpo gris. Es decir,

$$q = \epsilon \sigma T^4 \quad (1-6)$$

donde ϵ es la emitancia o emisividad de la superficie gris y es numéricamente igual al cociente de la emisión de radiación de un cuerpo gris, con respecto a la de uno negro.

La radiación emitida por un cuerpo negro a una temperatura absoluta T_1 , hacia una envoltura a temperatura T_2 que lo rodea completamente y la cual se comporta también como cuerpo negro (figura 1-1), puede evaluarse mediante la expresión

$$q = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-7)$$



Figura 1-1

Por otra parte, la radiación emitida por un cuerpo gris a una temperatura absoluta T_1 hacia la misma envoltura a temperatura T_2 , puede calcularse mediante la expresión

$$q = \sigma \epsilon A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-8)$$

Esta ecuación se conoce como la ley de Prevost.

Si se consideran ahora dos cuerpos grises a temperaturas -

absolutas T_1 y T_2 respectivamente como se muestra en la figura 1-2, el flujo neto de energía radiante entre ellos puede calcularse a través de la expresión

$$q = \sigma F A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-9)$$

donde F es una función que no sólo depende de las características superficiales de ambos cuerpos, sino también del arreglo geométrico que guardan entre sí. Es decir, la función F depende de la emitancias de ambos cuerpos y de la fracción de energía radiante emitida por el cuerpo 1 que es interceptada por el cuerpo 2.

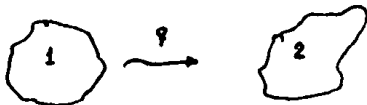


Figura 1-2 Transferencia de calor por radiación entre dos cuerpos.

1.2 Convección libre y forzada.

Cuando el calor se transmite por mezcla de las partes calientes con las frías de un mismo material, el mecanismo se conoce con el nombre de Convección, la cual está restringida al caso de los fluidos. Es muy raro que el calor se transmita a través de los fluidos por conducción pura sin que exista algo de convección debido a que se forman torbellinos por los cambios de densidad producidos por la variación de temperatura. Por esta razón los términos Conducción y Convección se utilizan con frecuencia juntos, aunque en muchos casos el fenómeno preponderante es el de Convección. Existen dos tipos de transmisión de calor por Convección que son:

a) Convección natural o libre. Cuando el movimiento del fluido es provocado por una diferencia de temperatura y en consecuencia se obtiene diferencia de densidades. Se ha observado que las velocidades de convección natural dependen de las propiedades del fluido: densidad, viscosidad, conductividad térmica, capacidad calorífica a presión constante, y por otros factores como alguna dimensión lineal del sistema (el diámetro o la longitud), la aceleración de la gravedad.

b) Convección forzada. Cuando el movimiento del fluido es provocado por un agente externo como una bomba o agitador.

Este tipo de transferencia puede ser descrito por la siguiente ecuación:

$$dq = hA \Delta T \quad (1-10)$$

La constante de proporcionalidad es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de excitación, debe evaluarse experimentalmente. Se le llama "Coeficiente de Transferencia de Calor". A la ecuación anterior escrita en su forma integrada, ecuación 1-11 se la conoce como la ley de enfriamiento de Newton.

$$Q = hA \Delta T \quad (1-11)$$

En convección forzada se distinguen dos grandes casos que son: convección a régimen laminar y convección a régimen turbulento.

En régimen laminar las partículas del fluido, fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, procediendo como el deslizamiento de delgadas cilindros concéntricos de líquido, uno dentro del otro como se muestra en la fig. 1-3.

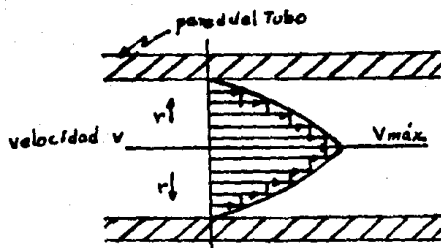


Figura 1-3 Flujo laminar en tubos.

En cada "lámina" sucesiva existen gradientes de las propiedades de transporte (velocidad, concentración o de temperatura) hasta el centro del tubo.

El flujo laminar en tubos puede ser interpretado como un efecto de conducción, y está sujeto también a la ocurrencia simultánea de convección libre. Los fluidos pueden desolarse en régimen laminar debido a tres condiciones:

- 1) El fluido es viscoso
- 2) El fluido no es viscoso pero la cantidad es pequeña para el área de flujo en cuestión, y
- 3) El costo y la viscosidad son intermedias, pero su combinación resulta en un flujo en régimen laminar.

A medida que el campo de flujo o las propiedades del fluido cambian se empiezan a presentar perturbaciones en el régimen de flujo hasta que este se hace completamente turbulento. Esta transición de régimen laminar a turbulento no es abrupta y depende también de las condiciones de rugosidad y del nivel de turbulencia en la corriente libre del fluido.

Mientras que en régimen laminar la transferencia de calor y movimiento se lleva a cabo por difusión molecular entre capas de manera ordenada, en régimen de transición se presenta un movimiento desordenado de esas capas a nivel molecular, en la que los efectos laminares (moleculares) y turbulentos son igualmente importantes.

En el régimen turbulento, el fluido fluye en forma de torbellino no localizado, figura 1-4. Las fluctuaciones de velocidad sobrepuestas al movimiento principal provocan una homogeneización de las propiedades del fluido en una zona cercana al centro de la propia corriente.

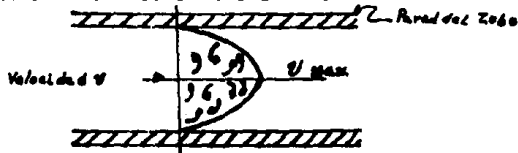


Figura 1-4 Flujo turbulento en tubos.

En el régimen turbulento, los efectos enteramente laminares (moleculares) son despreciables frente a los turbulentos en la transferencia de calor.

En la figura 1-5 se muestran los perfiles de velocidad para régimen laminar y turbulento. Puede observarse que en las cercanías de la pared del tubo, la velocidad del fluido tiende a ser cero, mientras que en la parte media del tubo la velocidad es máxima. Mientras que el perfil en régimen laminar obedece a una parábola, en régimen turbulento se aprecia una zona cercana al centro en que la velocidad del fluido es constante.

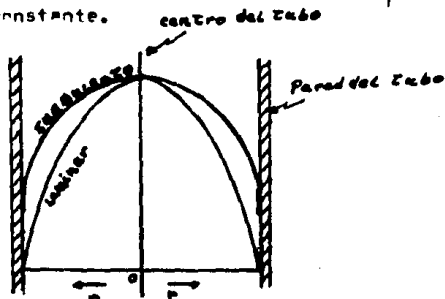


Figura 1-5 Perfil de velocidades en un tubo en régimen laminar y turbulento.

Dada la relación física tan estrecha que existe entre el movimiento del fluido y la transferencia de energía, la determinación analítica del coeficiente de transferencia de calor deberá considerar las propiedades físicas del fluido, la rugosidad del ducto, área de flujo y el régimen de flujo.

Existen diversas correlaciones que toman en cuenta estas condiciones para la predicción del coeficiente de película.

A continuación se darán algunas de estas ecuaciones para un régimen de flujo determinado.

a) Régimen laminar.

En el caso de un tubo circular en que la temperatura de la pared es constante, Hausen recomienda la siguiente expresión empírica para calcular el valor promedio del número de Nusselt (Nu).

$$\bar{N}u = \frac{hD}{k} = 3.66 + \frac{0.0668 (D/L) Pe}{1 + 0.04 [(D/L) Pe]^{2/3}} \quad (1-12)$$

Donde

- D = diámetro interior del tubo (in)
- L = longitud del tubo (ft)
- k = conductividad térmica (BTU/hr ft² (°F/ft))
- Pe = No. de Peclet = RePr

Las propiedades físicas en la ecuación 1-12 se evalúan a la temperatura media del fluido.

b) Régimen turbulento.

Para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, Dittus y Boelter sugieren la siguiente correlación.

$$\bar{N}u = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (1-13)$$

Las propiedades en esta expresión se evalúan a la temperatura

ture media del fluido y el exponente "n" adquiere los siguientes valores.

$$\begin{aligned} n &= 0.4 \text{ para calentamiento} \\ n &= 0.3 \text{ para enfriamiento.} \end{aligned}$$

Esta ecuación es aplicable a fluidos cuyos números de Prandtl varíen entre 0.7 y 120 aproximadamente y en situaciones en que la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es moderada.

Para tomar en cuenta las variaciones en las propiedades físicas del fluido cuando la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es grande, Sieder y Tate recomiendan la siguiente expresión:

$$\bar{N}u_{\frac{h}{k}} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/4} (\mu/\mu_s)^{0.14} \quad (1-14)$$

En donde todas las propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido, con excepción de la viscosidad μ_s que se evalúa a la temperatura del tubo.

Para casos con Número de Prandtl entre 0.5 y 1.0, Rohsenow y Hartnett presentan las siguientes dos expresiones para situaciones en que el flujo de calor por unidad de área o la temperatura de la superficie del tubo son constantes.

$$\bar{N}u_{q_s = C} = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (1-15)$$

$$\bar{N}u_{T_s = C} = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (1-16)$$

c) Para líquidos fluyendo normalmente sobre bancos de tubos, el coeficiente se puede calcular con la ecuación 1-17.

$$\bar{N}_u = \frac{hD}{k} = 0.36 Re^{0.62} Pr^{1/4} (\mu/\mu_s)^{0.14} \quad (1-17)$$

Las siguientes, son dos relaciones que toman en cuenta la manera como se presenta el flujo en el arreglo de los tubos.

Para líquidos sin cambio de fase, flujo cruzado

$$\frac{h}{C_p G_t} = 0.198 (Re)^{-0.4} Pr^{-0.75} \quad (1-18)$$

Para líquidos sin cambio de fase, flujo en línea

$$\frac{h}{C_p G_t} = 0.0299 (Re)^{-0.2} Pr^{-0.75} \quad (1-19)$$

donde G_t = masa velocidad (lb/hr ft²)

Grimison propuso la siguiente ecuación para la determinación del coeficiente promedio de transferencia de calor para varios fluidos.

$$\bar{N}_u = \frac{hD}{k} = 1.13 C \left(\frac{DG_{max}}{\mu} \right)^n Pr^{1/3} \quad (1-20)$$

donde $G_{max} = V_{max} e = \frac{V}{\text{min.}}$ total para el fluido (1-21)

para flujo en línea

$$V_{max} = V_0 \frac{S_t}{S_t - 1} \quad (1-22)$$

para flujo cruzado

$$V_{max} = V_0 \frac{S_t}{0.27(S_t - 1)} \quad (1-23)$$

donde

V_p = Velocidad del flujo en un punto, antes de entrar el banco de tubos.

V_{max} = Máxima velocidad que se basa en el área mínima disponible para el flujo libre.

A_{min} = Área mínima total para el flujo.

La ecuación anterior es propia para la distribución cruzada y en línea de 10 o más filas en la dirección del flujo. En esta ecuación los parámetros c y n van a depender del tipo de flujo (cruzado o en línea) y también del arreglo de los tubos. En la tabla 1.1 se encuentran tabulados los valores de estas constantes.

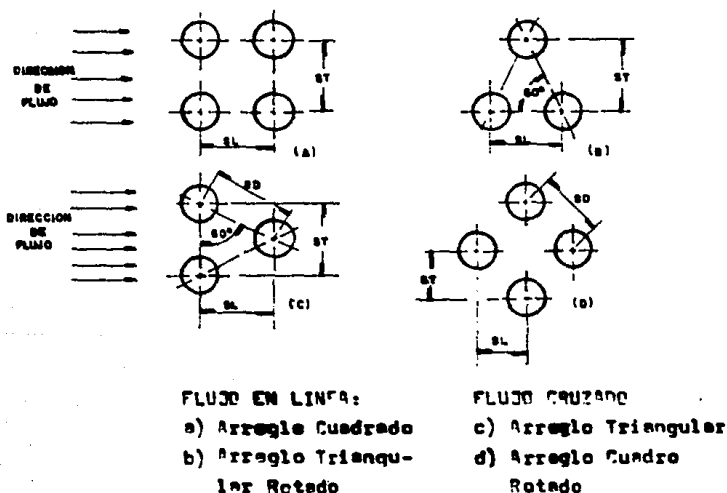


Figure 1-6 Dimensiones ST y SL para los arreglos de tubos más comunes, de acuerdo a la dirección del flujo.

CAPITULO II

FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO

2.0 Introducción.

El diseño de intercambiadores de calor involucra una serie de consideraciones mecánicas y fisicoquímicas, es decir, el equipo debe satisfacer las necesidades del proceso, ser económico, tener bajo costo de construcción y mantenimiento y, además poseer una eficiencia de operación aceptable.

Normalmente un cambiador de calor se diseña para las condiciones máximas de el proceso en lo que a flujo y temperatura se refiere, pero si se contemplan variaciones considerables en la operación, puede ser necesario revisar el diseño para las condiciones mínimas, ya que tan perjudicial puede resultar la falta de superficie de transferencia de calor, como la pérdida de control del proceso por exceso de área.

Se puede decir que los requerimientos del proceso fijan las condiciones de operación, cantidad de fluidos a manejar y en ciertas ocasiones el tamaño promedio de la unidad. El siguiente paso es el diseño de la unidad que cumpla con las condiciones antes citadas. El diseño óptimo de un cambiador es el que combine los costos menores de inversión inicial y de operación.

Hay cuatro consideraciones básicas al escoger un arreglo mecánico que sea capaz de proporcionar un eficiente intercambio de calor entre dos fluidos y que no muestre un deterioro considerable durante largo tiempo

Estos son:

- 1.- Considerar la diferencia de expansión térmica en los tubos y coraza.

- 2.- Control de flujo por los tubos.
- 3.- Control de velocidades a través de la coraza.
- 4.- Consideraciones de facilidad de mantenimiento y servicio.

2.1 Diferencia de expansión térmica.

Puesto que el fluido en la coraza está a diferente temperatura del fluido en los tubos, esto provoca diferencia de expansión térmica de la coraza y tubos.

En muchos casos, esta diferencia de temperatura pueden ser moderada y la diferencia de expansión térmica muy baja. Es bueno tener la diferencia de expansión y su esfuerzo asociado, conservativamente dentro de los límites de esfuerzo del material de construcción.

En los intercambiadores de tubos en "U", las diferencias de expansión térmica están prevenidas por la misma forma de los tubos; como su nombre lo indica, los tubos tienen forma de horquilla con ambos extremos soldados al espejo, esto permite a cada tubo expandirse y contraerse independientemente. Tiene todas las ventajas del tipo de cabezal flotante, sin sus desventajas y es más económico. El interior de los tubos presenta mayor dificultad de limpieza que los tubos rectos. Solamente los tubos periféricos del haz pueden ser cambiados en caso de reparación. Este tipo de cambiador es muy usado cuando se tienen creaciones elevadas, para sustituir al de espejos fijos con junta de expansión si no hay problemas de limpieza, y para inserción en tanques y recipientes, --- figura 2.1. El TEMA especifica los radios mínimos de doblado para los "U".

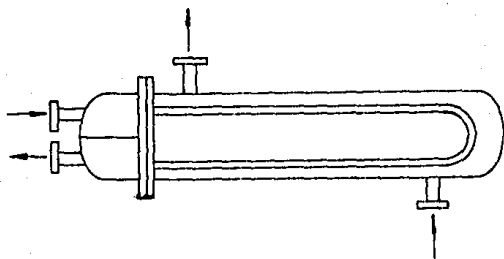


Figura 2.1 Cambiador de tubos en "U"

En intercambiadores de espejos fijos, se utilizan tubos rectos con ambos extremos soldados a espejos y estos soldados o sujetos a la coraza. Cuando el problema de expansión térmica existe, una junta de expansión se incorpora en la coraza, la cual permite a la coraza expandirse o contraerse.

Es el diseño más económico y solamente se tienen posibilidades de fuga en la unión de los tubos a los espejos o por rotura de un tubo. Es el diseño que presenta mayores esfuerzos térmico-mecánicos entre los tubos y la coraza. Cuando requiere junta de expansión para reducción de esfuerzos, la presión en el lado de la coraza no deberá exceder de 150 psig para juntas estándar o de 600 psig para juntas especiales, ya que el espesor requerido por la junta reduce la flexibilidad de ésta. El lado de la coraza no puede ser inspeccionado y solamente se puede limpiar por medios químicos, por lo que solo se recomienda manejar fluidos limpios en este lado (figura 2.2).

A reserva de la determinación precisa del requerimiento de junta de expansión en el diseño mecánico del cambiador, se puede considerar que será necesario cuando:

- 1.- La diferencia de esfuerzos longitudinales entre la coraza y los tubos, sea de 3000 psi o mayor

en valor absoluto.

2.- La LMTD sea de 50°F ó mayor.

El TEMA proporciona un método de cálculo para determinar los esfuerzos longitudinales en la coraza y en los tubos.

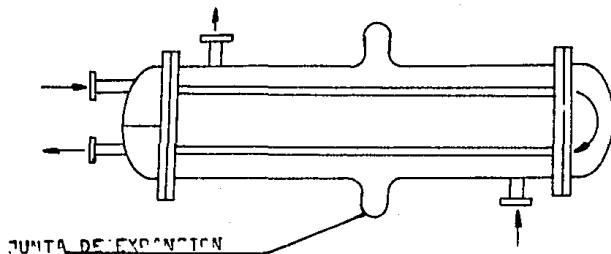


Figura 2.2 Cambiador de espejos fijos con junta de expansión en coraza.

El diseño de un espejo flotante satisface los problemas de expansión en tubos rectos por tener un espejo fijo y uno libre y movable -"flotante"- posterior. Los tubos se expanden o contraen hacia adelante o atrás bajo la influencia de los cambios de temperatura.

Este diseño elimina prácticamente los esfuerzos entre los tubos y la coraza. El haz de tubos es accesible para limpieza y mantenimiento. Una desventaja es la posibilidad de falla del empaque del cabezal flotante, dependiendo de la reactividad de los fluidos y las presiones y temperaturas de operación. Cuando se tiene solamente un paso en el lado de los tubos, requiere junta de expansión interna para la conexión de salida o bien, estopero para hacer sello, lo que reduce sus ventajas. Se pueden presentar diferentes variaciones en este diseño.

CABEZAL FLOTANTE TIPO HAZ DESLIZANTE.

Un cabezal separado o tana está enfrente del espejo flotante dentro de la coraza, el cabezal flotante tiene empaques internos para prevenir fugas entre los tubos y la coraza, - figura 2.3.

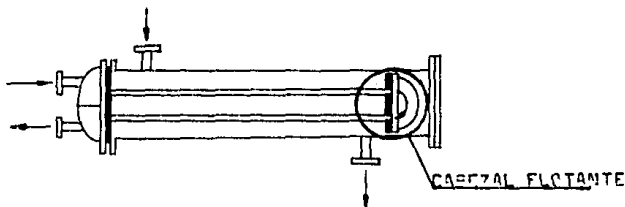


Figura 2.3 Cabezal flotante tipo haz deslizante.

CABEZAL FLOTANTE TIPO ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO

Emplee un anillo de cierre hidráulico (estopero) al rededor del espejo flotante para sellar los dos fluidos cuando el espejo flotante se mueve para expandirse o contraerse.

El anillo de cierre hidráulico forma una envoltura en ambos lados y está provisto con barrenos noteadores, por lo que el escape de fluidos está abierto hacia la atmósfera para fácil detección, figura 2.4.

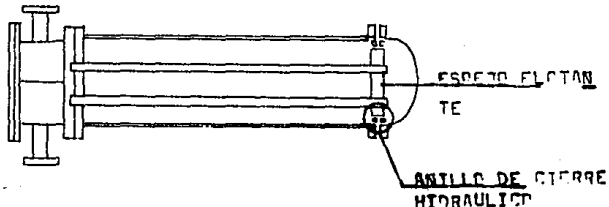


Figura 2.4 Cabezal flotante tipo anillo de cierre hidráulico.

Existen dos variantes más, las cuales son un poco más elaboradas y por lo tanto de diseño más preciso y mayor costo de construcción.

CABEZAL FLOTANTE TIPO ANILLO POSTERIOR DIVIDIDO

La tapa del cabezal flotante en lugar de atornillarse directamente en el espejo flotante como en el tipo de haz deslizante, está atornillada a un anillo posterior dividido, - figura 2.5.

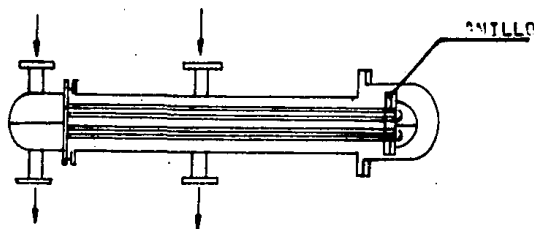


Figura 2.5 Cabezal flotante tipo anillo posterior dividido.

CABEZAL FLOTANTE TIPO CAJA EMPACADA

Emplee el borde exterior del espejo como parte del cabezal flotante. Una caja de empaques selle el fluido del lado de la coraza permitiendo que el cabezal flotante se mueva para contraerse o expandirse. Como la caja de empaques está en contacto sólo con el fluido del lado de la coraza, no hay posibilidad de pérdidas por mezcla con el fluido del lado de los tubos, figura 2.6

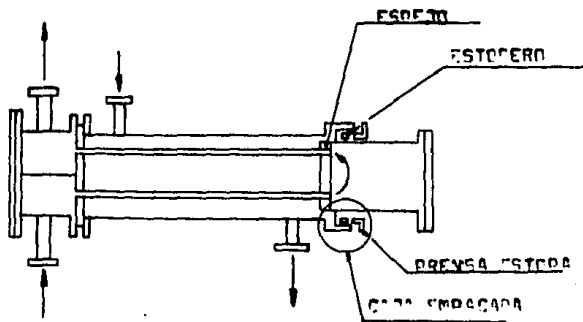


Figure 2.6 Cabezal flotante tipo caja embacada.

Cuando las posibilidades de mezcla interna de los fluidos del lado de la coraza y los tubos no se pueden permitir, - construir un doble espejo ofrece positiva seguridad contra el goteo de un fluido dentro del otro y de un tubo hacia la junta del espejo. El segundo espejo es instalado con un pequeño espacio entre espejos, usualmente abierto hacia la atmósfera, figura 2.7.

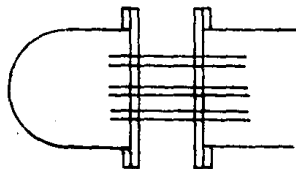


Figure 2.7 Doble espejo.

Un doble espejo puede ser instalado solo en cambiadores - con tubos en "U", espejos fijos y cabezal flotante de tipo caja embacada.

No es factible usar doble espejo en cambiadores con cabe-

zal flotante tipo haz deslizante, cabezal flotante tipo anillo posterior dividido o cabezal flotante tipo anillo de cierre hidráulico.

2.2 Control de flujo por los tubos.

El modelo más simple de flujo a través de tubos es paralelo el fluido que entra en un extremo y sale en el otro extremo, es decir, un paso por los tubos. Sin embargo, generalmente las condiciones no permiten un paso simple en el lado de los tubos y se prefiere cambiarlos.

Incrementando la velocidad del flujo y la turbulencia, se previene la formación de películas estacionarias del fluido en la superficie del tubo; así, más altas velocidades mejoran el rango de transferencia de calor. El aumento en velocidad y turbulencia significa un incremento del número de pasos por el lado de los tubos y esto se logra con placas de partición en los cabezales para obligar al fluido a contraerse y expandirse a través del haz de tubos, figura 2.8.

Existen algunas limitaciones en los diferentes tipos de intercambiadores de calor para ser provistos de placas de partición para proporcionar varios pasos por los tubos.

- Con intercambiadores de tubos en "U" un simple paso no es posible, porque el fluido tiene que atravesar el haz de tubos mínimo dos veces.

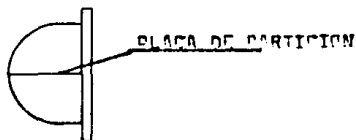


Figura 2.8 Placa de partición.

Prácticamente cualquier número par de pasos en los tu
bos puede ser obtenido instalando placas de partición
en el cabezal frontal.

- El cambiador de espejos fijos puede ser usado para -
prácticamente cualquier número de pasos, non o par.
Para arreglos multipasos, las placas de partición est
n instaladas en el interior de ambos cabezales.
- En el cabezal flotante tipo haz deslizante, práctica-
mente cualquier número par de pasos es posible. Para
operación en simple paso, una junta empaçada debe ser
instalada en el cabezal flotante.
- En el cabezal flotante tipo anillo de cierre hidráuli
co sólo se puede construir paso simple o dos pasos.
- El cabezal flotante tipo anillo posterior dividido es
idéntico al diseño de haz deslizante en las posibil-
dades del número de pasos por los tubos. El cabezal
dividido puede ser usado para obtener prácticamente -
cualquier número par de pasos requeridos, sin embargo
una junta empaçada especial en el cabezal flotante se
requiere para un solo paso.
- El cabezal flotante tipo caja empaçada, prácticamente
no tiene limitaciones en el número de pasos por los
tubos.

2.3 Control de velocidades a través de la coraza.

Los tubos en el intercambiador de calor son algo flexibles
puesto que son largos y de pared relativamente delgada. Con
secuentemente deben contar con soportes a intervalos en la -
coraza para prevenir colgaduras y minimizar la vibración.

Los soportes de tubos imparten algún efecto adicional al
flujo en el lado de la coraza pero su uso principal es sonor

ter los tubos en un paquete, figura 2.9.



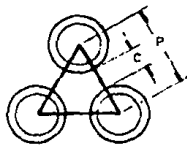
Figura 2.9 Soportes de tubos.

Al igual que en los tubos, el modelo más simple de flujo a través de la coraza es cuando el fluido entra por un extremo, se distribuye a través del banco de tubos fluyendo lentamente y paralelo a los mismos para salir por el otro extremo de la coraza. Debido a la baja velocidad se presenta alta incrustación, así como la desviación del fluido del banco de tubos hacia los lugares que ofrezcan menor resistencia al paso, provocando la generación de áreas muertas o inútiles, por ejemplo en el espacio libre entre el banco y la pared de la coraza.

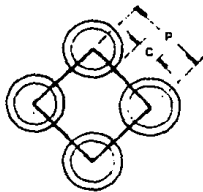
Las membranas ("baffles") son empleados para modificar las condiciones de flujo en el ledo de la coraza, así como para alcanzar un coeficiente de transferencia de calor óptimo.

La velocidad del fluido a través de la coraza se incrementa, el flujo es más turbulento y la acción limpiante se incrementa (menor incrustación), el fluido pasa rápidamente de un lado a otro o de las puntas a la base a lo largo de los tubos y el área muerta se minimiza, figura 2.10.

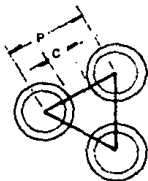
Hay un gran número de tipos de membranas y pueden ser instalados de diferente manera para proveer el flujo requerido para una aplicación dada.



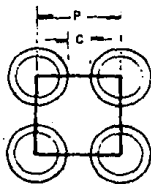
ARREGLO TRIANGULAR



ARREGLO CUADRADO ROTADO



ARREGLO TRIANGULAR ROTADO



ARREGLO CUADRADO

FT. FLUJO TRANSVERSAL
 P. PASO
 C. CLARO

ARREGLO DE TUBOS EN LOS CAMBIADORES

FIG. 2.11

En general la selección y localización de "baffles" es un problema en el que intervienen varias variables, de tal manera que la turbulencia máxima para incrementar la transferencia de calor se obtenga dentro de los límites de caída de presión.

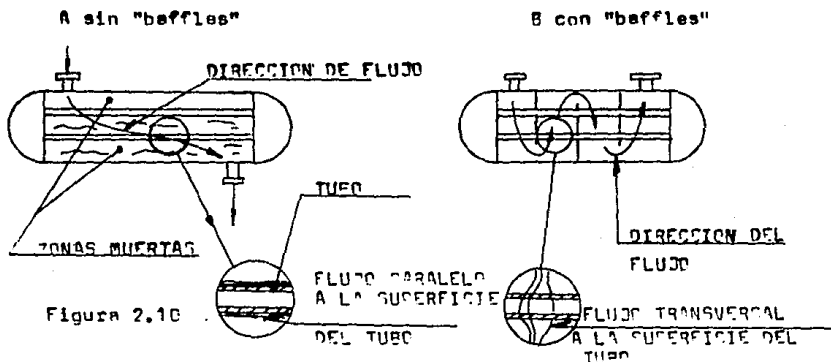


Figura 2.10

2.4 Consideraciones de facilidad de mantenimiento y servicio.

Los arreglos de tubos son diseñados para acomodar determinado número de tubos dentro de la coraza, que provean una superficie dada de transferencia de calor.

En ocasiones se debe seleccionar una colocación que permita el acceso a los tubos para limpieza cuando sea requerido por las condiciones de proceso.

Dos arreglos básicos de tubos son posibles: arreglo triangular y arreglo cuadrado.

Los tubos en arreglo triangular están empujados más juntos. En la sección transversal forman un modelo triangular al unir los centros de los tubos. Los tubos en arreglo cuadrado están algo más separados formando un modelo cuadrado al unir los centros de los tubos, figure 2.11

Al mismo tamaño de coraza, el paquete triangular rinde - una mayor superficie de transferencia de calor, que el asociado cuadrado (junto con gran turbulencia y mayor caída de presión.

El asociado triangular, a iguales dimensiones (paso y - diámetro) da un mayor coeficiente de transferencia de calor, a cambio de mayor caída de presión.

El arreglo cuadrado es ventajoso donde una baja caída de presión por el lado de la coraza es un requerimiento límite en un proceso dado.

El pequeño asociado de tubos en arreglo triangular tiene la desventaja de hacer inaccesible desde el exterior la superficie de los tubos para limpieza mecánica. Solo una herramienta no rígida se puede insertar entre ellos. Si un - proceso determinado produjera depósitos sobre el exterior de los tubos y éstos no pudieran ser removidos por solventes o medios químicos, el arreglo cuadrado deberá ser empleado.

Cuando se prevé que un proceso no produce depósitos sobre los tubos, es preferible utilizar intercambiadores con espejos fijos a cualquier variante, puesto que será más fácil efectuar la limpieza química o pasará un tiempo relativamente largo sin que se tengan problemas de incrustación. Si por el contrario, el proceso es altamente incrustante, es recomendable utilizar un diseño de intercambiadores con haz de tubos fácilmente desmontables. Por ejemplo, se puede utilizar una combinación de espejo flotante y espejo fijo sujeto con la brida del cabezal y de la coraza, o intercambiador de tubos en "U".

Aunque este tipo de diseños suelen ser más caros (a excepción del diseño de tubos en "U", que es más barato), la facilidad y rapidez en el armado y desarmado para la limpieza y el nulo daño que sufren todas las partes del intercambiador,

compensan el costo. Para soluciones incrustantes, "baffles" muy espaciados favorecen la creación de zonas muertas en donde se empezarán a acumular depósitos, por el contrario, "baffles" demasiado cercanos resultarían en un efecto "tanón" que ocasionaría incrustación por obstrucción.

La selección final, como ya se dijo deberá ser hecha por consideración de la velocidad obtenida y por la caida de presión permisible.

2.5 Componentes principales.

Los componentes principales de un intercambiador de calor están en el cabezal frontal, la sección transversal de la coreza y el cabezal posterior.

2.5.1 Cabezales frontal y posterior.

Los cabezales pueden variar del modelo inicial estandar para fabricar montajes con características muy especiales. - En muchos casos, los requerimientos de una instalación pueden dictar el cambio a un modelo más elaborado, pero en otros el cambio puede ser posible para efectos económicos y no sacrificar el funcionamiento del intercambiador por seleccionar un modelo rápidamente disponible o fácilmente fabricable de cabezal.

Los cabezales de hierro fundido son los menos caros cuando los modelos estandares son aprovechables. Los cabezales fabricados pueden ser más costosos, con el costo proporcionaldo por el número de características especiales deseadas.

Uno de los cabezales fabricados de hierro fundido o acero, pueden ser apropiados para requerimientos de servicio en varios procesos.

Sin embargo, la naturaleza corrosiva o requerimientos de pureza de los fluidos manejados (o las condiciones de presión y temperatura manejados), pueden dictar el empleo de cabezales de fundición o fabricados de aleaciones.

Las divisiones o placas de partición se colocan dentro de los cabezales para controlar el número de pasos del fluido por los tubos. En la figura 2.12 se muestran algunos arreglos de placas de partición en ambos canales para producir diferentes números de pasos. En la figura 2.13 se muestran las ranuras que es necesario practicar en ambos espejos para producir el número de pasos anotados.

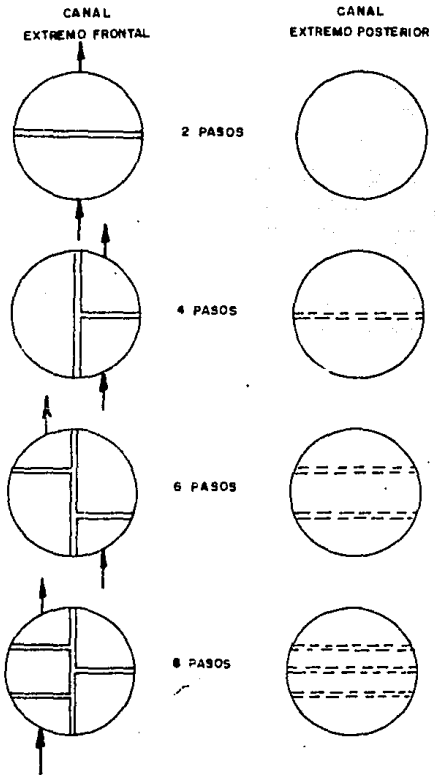
Una consideración especial en la elección de un cabezal, es la accesibilidad a los tubos. Si un proceso fuera incrustante, el intercambiador deberá limpiarse frecuentemente. Un plato cubierta podrá removerse fácilmente. El paso siguiente es la localización de conexiones sobre los lados, no en los extremos, para cabezales móviles.

Los cabezales de extremos abiertos son aquellos fabricados de secciones cilíndricas, llamados canales. Estos son apropiados con platos cubierta fácilmente móviles, así los tubos pueden limpiarse sin desacomodar el cabezal y el haz de tubos.

El espesor de los canales se calcula de acuerdo con el código ASME, pero el TEMA establece espesores mínimos en relación al diámetro, que son mandatorios en caso de que el cálculo por ASME diera un espesor menor.

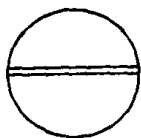
Canales hasta de 18" de diámetro, normalmente se fabrican con tubo (de cédula específica), y los de mayor diámetro de placa rolada. El TEMA especifica la longitud mínima de los canales, de acuerdo con el área de flujo de la sección transversal.

En los dibujos de la figura 2.14 se ilustran algunos de -

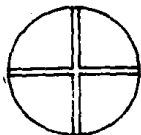


PLACAS DE PARTICIONEN LOS CANALES

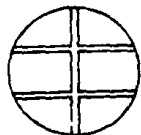
FIG. 2. 12



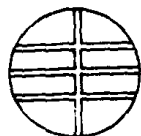
2 PASOS



4 PASOS



6 PASOS



8 PASOS

**RANURAS PARA PLACAS DE PARTICION EN AMBOS ESPEJOS DE UN
CAMBIADOR DE ACUERDO AL NUMERO DE PASO EN EL LADO DE LOS
TUBOS**

FIG. 2.13

Los modelos más comunes de cabezales frontales (FRONT HEAD, FH).

Tipos de fundición como las FH-1, FH-2 y FH-3 son generalmente las menos costosas y ofrecen un gran número de alternativas cuando el roscado, el perno prisionero o conexiones bridas son sustituibles. Cuando se requiere conexión con brida atornillada en el diseño multipasos, una alternativa económica es una tapa como la FH-4, la cual puede ser tanto de fundición como maquinada.

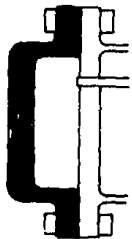
FH-6 y FH-7 son maquinadas a partir de placas cuando se requiere de un cabezal profundo, puede obtenerse en uno fabricado como el diseño FH-8.

Los modelos FH-9, FH-10 y FH-11 proveen de muchas posibilidades de arreglo de tubería y gran accesibilidad para mantenimiento. Las conexiones de bridas radiales permiten fácil remoción del cabezal con mínima alteración de la tubería y de la instalación total. Las entradas en la parte superior del cabezal y salidas en el fondo, sirven para facilitar el drenado en diseños multipasos.

Si las aplicaciones requieren frecuente revisión y limpieza de tubos, se pueden construir canales como FH-12, FH-13, FH-14 y FH-15. El diseño de canales puede hacerse para un solo paso o para unidades multipasos. No es necesario desacomodar la tubería para tener acceso a los tubos, solamente es necesario desacomodar el plato cubierta. Cuando no está integrado con la coraza, el canal íntegro puede ser removido cuando sea necesario.

FH-16 y FH-17 son dos modelos especiales de cabezales frontales que pueden ser fabricados para condiciones especiales.

Cada modelo de cabezal de fundición está disponible solamente con el tipo de conexión mostrada. Sin embargo, puede ser fabricado supliendo las conexiones con tornillos, bridas, forjados u otros tipos de conexiones.



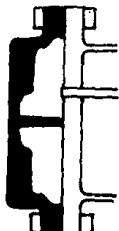
FH-1

TAPA DE FUNDICION-PASO
SIMPLE-CONEXION N.P.T.



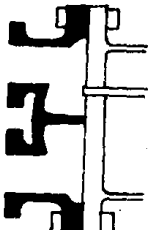
FH-2

TAPA DE FUNDICION-PASO SIMPLE-
CONEXION DE BRIDA CON PERNO
PRISIONERO



FH-3

TAPA DE FUNDICION O
MULTIPASOS-CONEXION N.P.T.



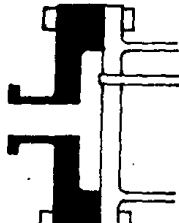
FH-4

TAPA DE FUNDICION O FABRICADA-
MULTIPASOS CONEXION BRIDADA



FH-5

TAPA DE FUNDICION, VAPORES
2 PASOS-CONEXION N.P.T.



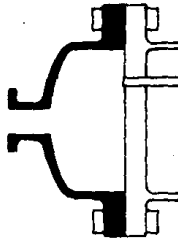
FH-6

PLACA-PASO SIMPLE-
CONEXION BRIDADA



FH-7

PLACA - MULTIPASO
CONEXION BRIDADA

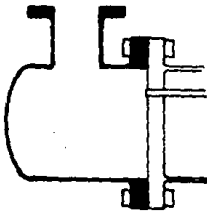


FH-8

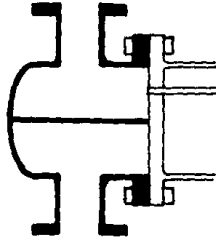
TAPA-PASO SIMPLE
CONEXION BRIDADA

FIG. 2.14 MODELOS DE CABEZALES FLOTANTES

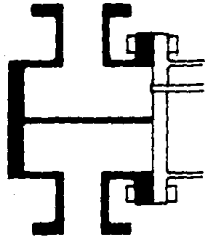
FIG. 2.14 CONTINUACION



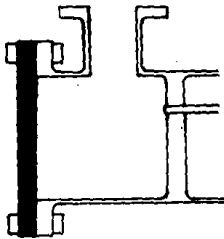
FH-9
TAPA PASO SIMPLE - CONEXION
BRIDADA RADIAL



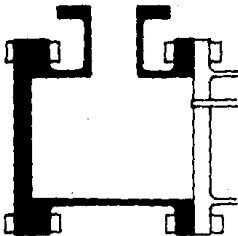
FH-10
TAPA MULTIPASOS CONEXION
BRIDADAS RADIALES



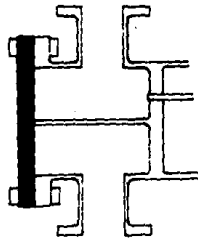
FH-11
TAPA MULTIPASOS CONEXION
BRIDADAS RADIALES



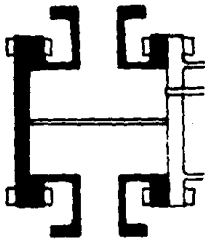
FH-12
CANAL CON PLATO CUBIERTO REMOVIBLE PASO
SIMPLE CANAL INTEGRADO A LA CORAZA
CONEXION BRIDADA RADIAL



FH-13
CANAL CON PLATO CUBIERTO
REMOVIBLE PASO SIMPLE
CONEXION BRIDADA RADIAL

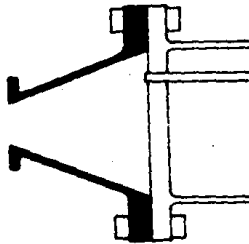


FH-14
CANAL CON PLATO REMOVIBLE
MULTIPASOS CANAL INTEGRADO
A LA CORAZA CONEXION BRIDADA
RADIAL



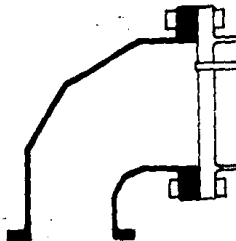
FH-15

CANAL CON PLATO CUBIERTA
REMOVIBLE MULTIPASOS
CONEXION BRIDAS RADIALES



FH-16

CONO PASO SIMPLE CONEXION
BRIDADA



FH-17

CADA ANGULO CONICO CONEXION
BRIDADA

FIG. 2.14 CONTINUACION

Los dibujos de la figura 2.15 ilustran 28 modelos estandar de cabezal posterior, (RCAR HEAD, RH). Son similares a los modelos de cabezales frontales en cuanto a la variedad en accesibilidad a los tubos. Son más modelos de cabezales posteriores porque, a diferencia del cabezal frontal, se usan tanto para espejo flotante como para espejos fijos.

Como para cabezal frontal, el modelo menos costoso es el de tapa de fundición, RH-1 a RH-3. Se ofrecen en una variedad de conexiones para un solo paso. Para multi pasos, este tipo de cabezal es de menor costo que cuando se utiliza placa, como se muestra en RH-4 y RH-5.

Los modelos del RH-1 a RH-12 son usados con espejos fijos o estacionarios. Se requieren modelos más elaborados cuando se tiene cabezal flotante, tal como se muestra en los modelos RH-13 a RH-24.

Cuando el cabezal flotante tiene una tapa empujada interna, como en el tipo haz deslizante (RH-14) y en el tipo anillo posterior dividido (RH-18), solo se puede aplicar a un intercambiador multipasos, a menos que una junta empujada se instale en el cabezal flotante, tal como se puede ver en los modelos RH-13 y RH-17. El casquillo del prensa-estopa sella el fluido del lado de la coraza de la atmósfera y la abertura a través de la tapa posterior. El haz de tubos de RH-17 y RH-18 pueden ser removidos después de la tapa de la coraza y la tapa del cabezal flotante se puede remover.

En el RH-15 y RH-16, el anillo de cierre hidráulico presiona el sello entre el fluido del lado de la coraza y el fluido del lado de los tubos cuando el espejo se mueva para contraerse o expandirse por efecto de los tubos. Los orificios practicados en el anillo, fueron solo infiltraciones hacia la atmósfera. A diferencia del cabezal flotante con tapa inter-

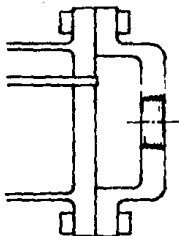
na, este diseño es fácilmente adaptable para operación en un solo paso.

Los modelos de cabezales frontales numerados de RH-19 a RH-24 emplean un anillo de cierre hidráulico para sellar el fluido del lado de la coraza de la atmósfera. En construcciones de espejo simple como en RH-20, RH-22 y RH-23, el otro borde del espejo flotante forma parte de el cabezal. Cuando se usa un doble espejo, un cabezal separado está instalado en el otro espejo con un ero llave dividido como en RH-21 y RH-24.

Estos modelos son adaptables para operación en un solo paso o multipasos. Con un doble espejo, no hay posibilidades de que el fluido de el lado de los tubos y el fluido de el lado de la coraza fluquen uno dentro del otro.

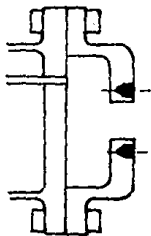
Los últimos modelos son cabezales posteriores en paso simple. RH-25 y RH-26 tienen separadores internos y fondos drenadores para separar líquido del vapor y permitir la salida del fluido del intercambiador. RH-27 y RH-29 son dos modelos especiales de cabezal posterior que pueden ser fabricados para condiciones especiales.

FIG. 2.15 MODELOS DE CABEZAL POSTERIOR



RH-1

TAPA DE FUNDICION PASO SIMPLE
CONEXION N.P.T.



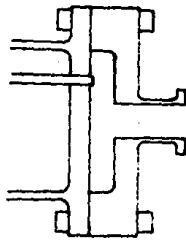
RH-2

TAPA DE FUNDICION PASO SIMPLE PASO
SIMPLE CONEXION DE BRIDA CON
BARRERO PUNONERO



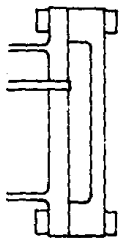
RH-3

TAPA DE FUNDICION MULTIPASOS



RH-4

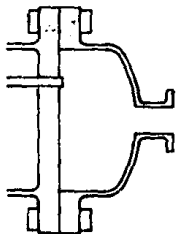
PLACA PASO SIMPLE CONEXION
BRIDADA



RH-5

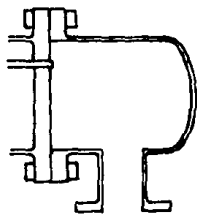
PLACA-MULTIPASOS

FIG. 2.15 CONTINUACION



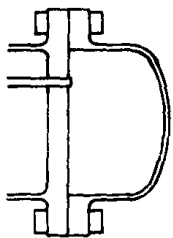
RH-6

**TAPA PASO SIMPLE CONEXION
BRIDADA**



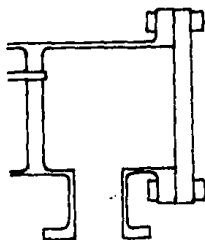
RH-7

**TAPA PASO SIMPLE CONEXION
BRIDADA RADIAL**



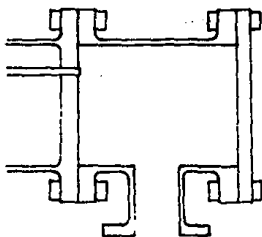
RH-8

TAPA MULTIPASOS



RH-9

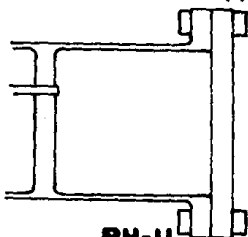
**CANAL CON PLATO CUBIERTA REMOVIBLE PASO
SIMPLE CONEXION BRIDADA RADIAL CANAL
INTEGRADO A LA CORAZA**



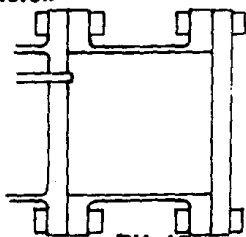
RH-10

**CANAL CON PLATO CUBIERTA REMOVIBLE
PASO SIMPLE CONEXION BRIDA RADIAL**

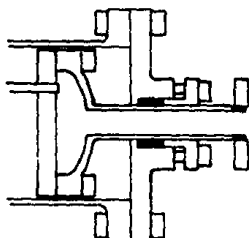
FIG. 2.15 CONTINUACION



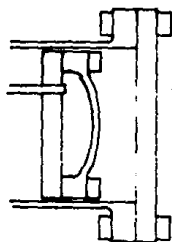
RH-11
CANAL CON PLATO CUBIERTA REMOVIBLE
MULTIPASOS CANAL INTEGRADO A LA
CORAZA



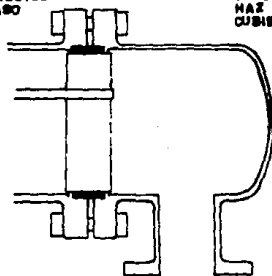
RH-12
CANAL CON PLATO CUBIERTA REMOVIBLE
MULTIPASOS



RH-13
CABEZA FLOTANTE DE TUBOS RECTOS
HAZ DESLIZANTE REMOVIBLE PASO
SIMPLE CONEXION BRIDADA
CON JUNTA EMPAGADA

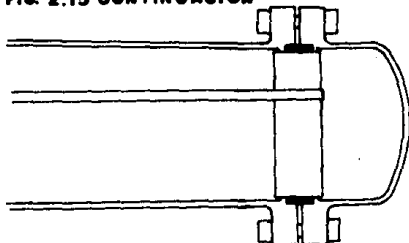


RH-14
CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS
HAZ DESLIZANTE REMOVIBLE Y PLATO
CUBIERTO EN LA CORAZA MULTIPASOS



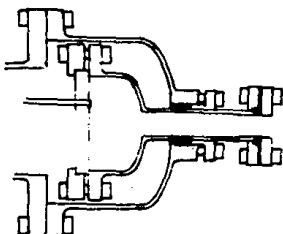
RH-15
CABEZA FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DE TUBOS REMOVIBLE
CONSTRUCCION CON ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO PASO SIMPLE
CONEXION BRIDADA RADIAL

FIG. 2.15 CONTINUACION



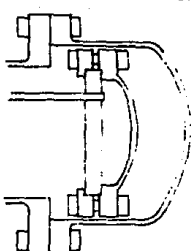
RH-16

CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS- HAZ DE TUBOS REMOVIBLE CONSTRUCCION CON ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO DOS PASOS



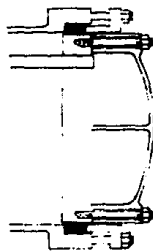
RH-17

CABEZAL FLOTANTE DE TUBO RECTO HAZ REMOVIBLE CONSTRUCCION CON ANILLO POSTERIOR DIVIDIDO CON CUBIERTO DE CORAZA PABO SIMPLE CONEXION BRIDADA CON JUNTA EMPACADA



RH-18

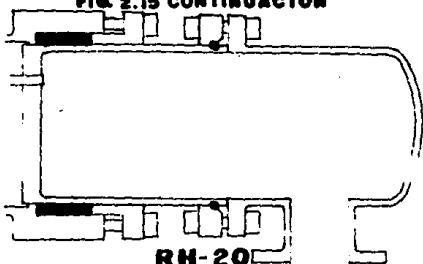
CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DE TUBOS REMOVIBLE CONSTRUCCION CON ANILLO POSTERIOR DIVIDIDO CON CUBIERTA CORAZA MULTIPASO



RH-19

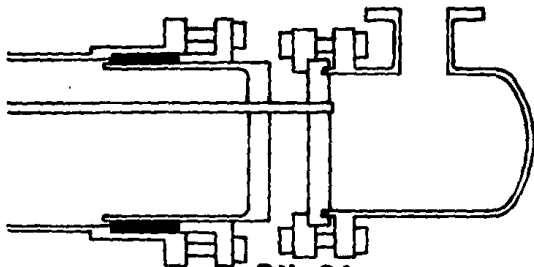
CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DEBLIZANTE REMOVIBLE ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO MULTIPASOS

FIG. 2.15 CONTINUACION



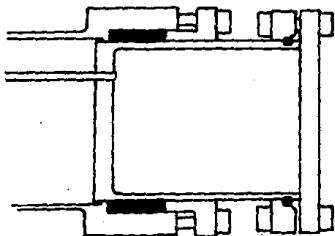
RH-20

**CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DE TUBOS
REMOVIBLE ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO PASO SIMPLE**



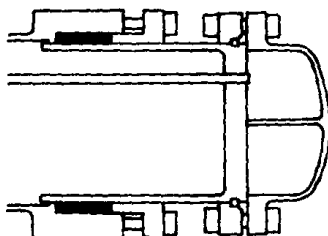
RH-21

**CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS DOBLE ESPEJO HAZ DE TUBO REMOVIBLE CONSTRUCCION
DE ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO Y ANILLO POSTERIOR DIVIDIDO PASO SIMPLE CONEXION
BRDADA RADIAL.**



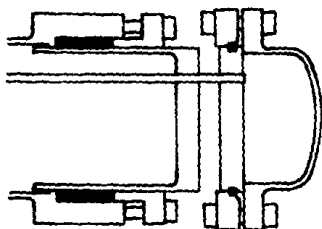
RH-22

**CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DE
TUBOS REMOVIBLE CONSTRUCCION CON ANILLO
DE CIERRE HIDRAULICO Y ANILLO LLAVE
DIVIDIDO**



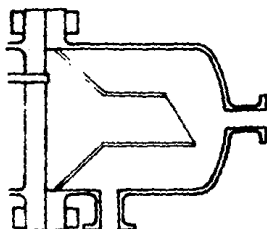
RH-23

**CABEZAL FLOTANTE DE TUBOS RECTOS HAZ DE
TUBOS REMOVIBLE CONSTRUCCION CON ANILLO
DE CIERRE HIDRAULICO Y ANILLO LLAVE
DIVIDIDO MULTIPASO**



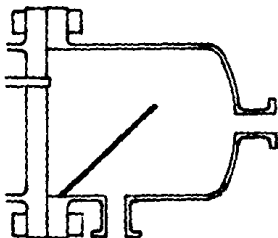
RH-24

CAMISAL FLOTANTE DE TUBO RECTO - UNZ DE TUBOS
 RESERVABLE - DOBLE ESPEJO - CONSTRUCCION CON ANILLO
 DE CIERRE HIDRAULICO Y ANILLO LLAVE DIVIDIDO



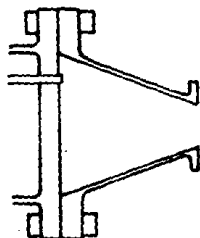
RH-25

TAPA - PASO SIMPLE CON SEPARADOR
 INTERNO CONEXION BRIDADA



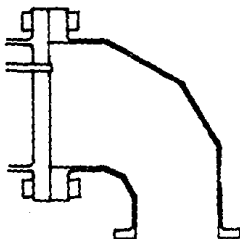
RH-26

TAPA PASO SIMPLE CON SEPARADOR INTERNO
 CONEXION BRIDADA



RH-27

CONO - PASO SIMPLE CONEXION
 BRIDADA



RH-28

CONO ANGULO CONICO CONEXION BRIDADA

FIG. 2.15 CONTINUACION

2.5.2 Sección de Coraza

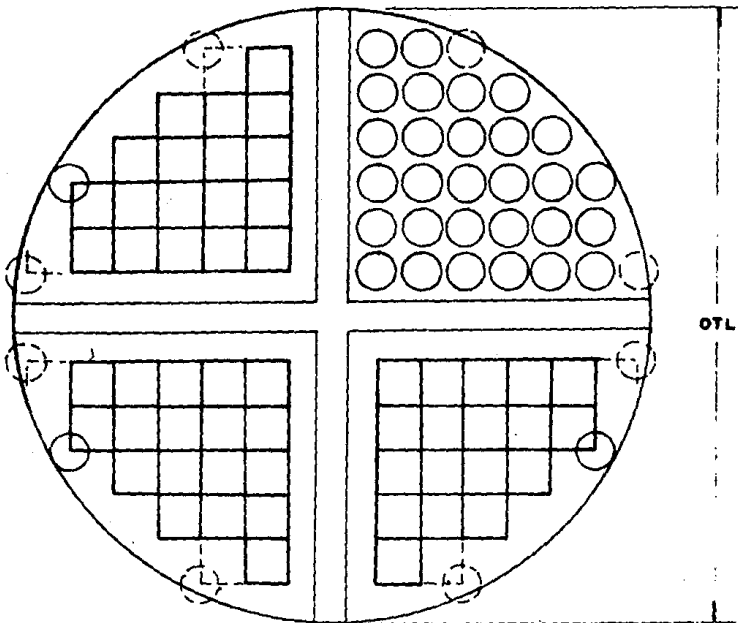
Las corazas para intercambiadores de calor están manufacturadas en su mayoría en tamaños estándar de materiales y espesores. Las corazas hasta de 18" de diámetro, normalmente se fabrican con tubo (de cédula especificada), y los de mayor diámetro con placa rotada. Se calculan de acuerdo con el código ASME, pero el TEMA establece espesores mínimos en relación al diámetro que son mandatorios en caso de que el código por ASME diere un espesor menor.

El diámetro interior de la coraza es importante para el diseño térmico, ya que la distancia entre el límite exterior de los tubos y la coraza debe ser la mínima posible para evitar que parte del fluido pase por esta zona, en la que no hay transferencia de calor. Una vez conocido el límite exterior de los tubos, figura 2.16, y con esto el diámetro de las membranas (mínimo de un 1/4" mayor que el límite exterior de los tubos), se puede determinar el diámetro interior de la coraza.

El TEMA especifica la distancia máxima que debe haber entre membranas y la coraza.

La selección de un tamaño particular de coraza depende por supuesto de los requerimientos de una instalación dada. Como una regla de trabajo, la experiencia indica que un intercambiador de calor será más económico cuando pueda diseñarse empleando un diámetro de coraza pequeño y la longitud máxima permitida de la misma por factores prácticos semejantes como trazado de planta, instalación, servicio, etc.

Las siguientes son dieciséis variantes en tipos de coraza comúnmente empleadas, (SHELL SECTION, SS) figura 2.17.



LIMITE EXTERIOR DETUBOS (OTL)

FIG. 2. 16

Tres variantes de coraza para tubos removibles en "U" - están representados en SS-1, SS-2 y SS-3.

SS-3 está diseñado para construcción con doble espejo.

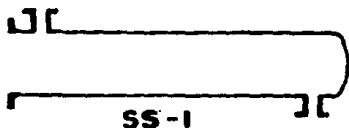
El espejo fijo, haz de tubos no removibles, provee un - gran número de alternativas en características de construcción de espejos fijos, juntas de expansión y tipos de conexiones.

Los modelos como SS-4, SS-6 y SS-8 muestran corazas para espejos fijos sin junta de expansión; cuando esta es requerida, se pueden usar modelos como SS-5, SS-7 y SS-9.

Cuando la posibilidad de fluir de un fluido en el otro no pueden permitirse, un espejo doble en la sección de la coraza, tal como SS-8 o SS-9 puede emplearse. Para la mayoría de las aplicaciones es satisfactorio construir un espejo - simple en corazas tipo SS-4 a SS-7.

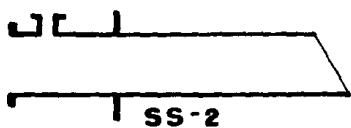
Los modelos como SS-6 y SS-7 tienen carrete integrado a la coraza, por tanto, para una combinación completa con cabezal frontal, sección de coraza y cabezal posterior solo son necesarias las tapas para los cerretes.

Los modelos tales como SS-10 a SS-12 son para construcción con espejo flotante. El SS-10 también puede usarse con cabezal flotante tipo haz deslizante y con espejo flotante separado de la tapa dentro de la coraza o construcción con - cabezal flotante tipo anillo de cierre hidráulico. El SS-11 está diseñado para acomodar una tapa de cabezal flotante que está fija al espejo con una división en el anillo-empaque. En SS-12 una empuñadura del casquillo exterior sella el fluido del lado de la coraza hacia la atmósfera, en diseños tales que el borde posterior del espejo flotante es parte - del cabezal flotante y la tapa está fijada con un anillo-seguro dividido.



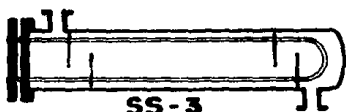
SS-1

CONSTRUCCION PARA TUBOS EN "U" CON HAZ REMOVIBLE



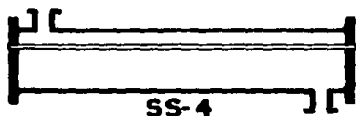
SS-2

TUBOS EN "S" CON HAZ REMOVIBLE
CONSTRUCCION PARA CARGA DE CALENTAMIENTO



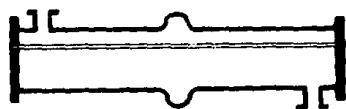
SS-3

TUBOS EN "S" DOBLE ESPEJO
HAZ REMOVIBLE



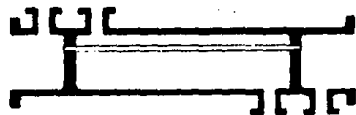
SS-4

TUBOS RECTOS ESPEJOS FIJOS HAZ NO REMOVIBLE



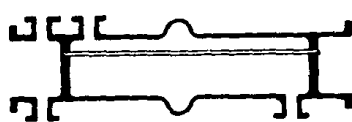
SS-5

TUBOS RECTOS ESPEJOS FIJOS
HAZ NO REMOVIBLE CON JUNTA DE EXPANSION



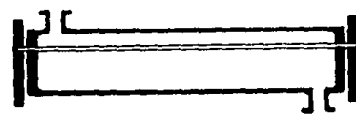
SS-6

TUBOS RECTOS ESPEJOS FIJOS
HAZ NO REMOVIBLE PASO SIMPLE
CANAL INTEGRADO A LA CORAZA



SS-7

TUBOS RECTOS ESPEJOS FIJOS
HAZ NO REMOVIBLE CANAL INTEGRADO A LA CORAZA MULTI PASOS JUNTA EXPANSION



SS-8

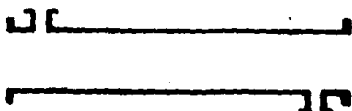
TUBOS RECTOS DOBLE ESPEJO FIJO
HAZ NO REMOVIBLE

FIG. 2.17 MODELOS DE CORAZAS



SS-9

TUBOS RECTOS DOBLE ESPEJO PISO
HAZ NO REMOVIBLE JUNTA DE
EXPANSION



SS-10

CABEZAL FLOTANTE CON TUBOS RECTOS SE PUEDE
UTILIZAR PARA HAZ REMOVIBLE CON ESPEJO
FLOTANTE DEL TIPO HAZ DESLIZANTE O ANILLO
DE CIERRE HIDRAULICO



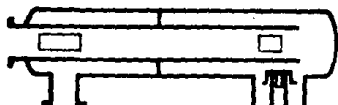
SS-11

TUBOS RECTOS HAZ REMOVIBLE CONSTRUCCION
PARA ANILLO DIVIDIDO



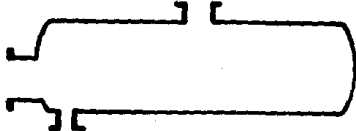
SS-12

TUBOS RECTOS HAZ REMOVIBLE CONSTRUCCION
PARA CABEZAL CON CAJA DE EMPAQUES Y CONSTRUCCION
DE ANILLO DENTADO DIVIDIDO



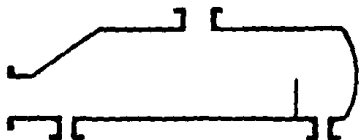
SS-13

TUBOS EN "U" O CABEZAL FLOTANTE
CON TUBOS RECTOS HAZ DESLIZANTE
REMOVIBLE CON TAMBOR ABITADOR Y
SEPARADOR LIQUIDO VAPOR INTEGRADO



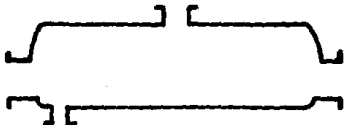
SS-14

RECIPIENTE PARA VARIOS USOS TUBO EN "U"
O RECTO CONSTRUCCION CON HAZ DESLIZANTE
REMOVIBLE



SS-15

REHENVIDOR TIPO CALDERIN CONVERTIDOR
POR DERRAME PARA TUBOS EN "U" RECTO
HAZ DESLIZANTE CONSTRUCCION PARA
GENERACION DE VAPOR



SS-16

RECIPIENTE PARA VARIOS USOS DOBLE
TUBO RECTO O DOBLE TUBO EN "U"
HAZ DESLIZANTE REMOVIBLE

FIG. 2.17 CONTINUACION

En aplicaciones donde la separación del líquido y vapor - del fluido del lado de la coraza es un problema, los modelos como SS-13 incorporan un tambor agitador y un generador - líquido-vapor.

Cuando se genera vapor, las corazas como SS-14 a SS-16 - proveen un enorme volumen abierto para ebullición del líquido. Esto permite que el vapor viaje a velocidad suficientemente baja hacia la salida de modo que el líquido entrente se asiente antes de abandonar la coraza.

La conexión de salida de la coraza está localizada encima del centro de la longitud del haz de tubos, esto permite un volumen máximo de vapor a abandonar la coraza para una velocidad de vapor rápida ya que el vapor no debe atravesar más de la mitad del área del domo de salida.

Todos los anteriores modelos pueden emplearse tanto para tubos en "U" o tubos rectos en construcción de banco de tubos deslizables. La coraza SS-15 es un rehervidor tipo Kettle contiene una mampara de sobreflujo para drenar el fondo y - mantener el líquido en un nivel óptimo. El SS-16 permite la instalación de dos haces de tubos con una coraza. Los modelos SS-14 y SS-16 solo son usados para servicio de calentamiento y enfriamiento.

2.6 Tubos para Intercambiadores de Calor.

Los tubos usados en los intercambiadores de calor, como superficie de transmisión de calor, son los conocidos como "tubing" cuyo diámetro nominal es el diámetro exterior real del tubo dentro de una tolerancia muy estricta y pueden ser con costura y/c sin costura.

Los tubos con costura son rolados dentro de una forma cilíndrica por desposte del material y soldan automáticamente

bajo un control preciso de las condiciones de fabricación. Los tubos sin costura pueden ser unidos en caliente y estirados.

En cobre y aleaciones de cobre se dispone solamente de productos sin costura, mientras que los metales más comerciales se ofrecen en ambos, con y sin costura. Los tubos duplex o bimetalicos se fabrican en una amplia variedad de combinaciones metálicas y cada una de ellas, ofrece una respuesta a problemas específicos de proceso. Por ejemplo, si el material requerido en la coraza, de acuerdo al fluido, no es compatible con el metal requerido por el fluido que circula en los tubos, los tubos de aleaciones bimetalicas pueden satisfacer ambas condiciones.

El tamaño de tubo está especificado por el diámetro exterior y el espesor de la pared.

Todos los tubos de intercambiadores de calor caen dentro del rango entre 3/8" y 2" de diámetro exterior. Los más comunes son de 5/8", 3/4" y 1" de diámetro.

Las longitudes nominales consideradas estándar por el TEMA, para tubos rectos y en "U" son: 8, 10, 12, 16 y 20 ft, aunque se admite el uso de otras longitudes, de preferencia en número par, o bien submúltiplos de las cantidades enteras. Se pueden acrecentar entonces: 2,3,4,5,6,8 ft y como longitudes máximas 39 y 42 ft.

Cuando se prevalece la necesidad de dar limpieza mecánica a los tubos, el diámetro práctico mínimo es de 3/4", pero será preferible usar 1".

Cuando solo se requiere limpieza química, se pueden usar diámetros menores, siempre que no vayan a producirse fenómenos que eviten el paso de la solución química.

Los tubos se fijan al espejo por alguno de los siguientes procedimientos básicos.

Expansión: Es el método más común de fijar los tubos. Normalmente se hacen 2 ranuras sobre el perímetro del barrenado, en el espesor del espejo. Al expandirse o rolar el tubo con la herramienta especial para este propósito, parte de la pared del tubo queda incrustada en la ranura, y el resto que da presión contra el perímetro del barrenado. El TEMA especifica los requerimientos de ranuras así como las longitudes mínimas de expansión.

Soldadura: Se usa cuando los materiales de espejos y tubos son compatibles y pueden considerarse dos casos:

- a) **Soldadura de sello:** Los tubos son expandidos como ya se indicó y posteriormente, se aplica la soldadura de sello sobre la proyección de los tubos.
- b) **Soldadura de soporte:** En este caso no hay expansión previa y la soldadura se aplica con penetración sobre el espejo.

El arreglo de tubos en el cambiador es un factor determinante en el lado de la coraza para la transferencia de calor, la caída de presión, el depósito y limpieza de la incrustación, además de que, con el número de tubos, se fija el diámetro de la coraza.

Las tablas de conteo de tubos existentes, proporcionan el diámetro interior de la coraza para un cierto número de tubos de acuerdo al arreglo, paso y del número de pasos que se considere. En el anéndice se encuentre una recapitulación de datos de "tubing" para intercambiadores así como tablas para conteo de tubos.

2.7 Baffles o Membranas

La masa velocidad en la coraza, se obtiene con la media geométrica de las masas velocidad transversal y longitudinal, y por lo mismo, queda determinada por 3 factores:

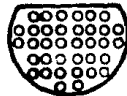
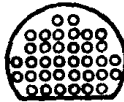
- 1.- Arreglo de los tubos, el cual influye en la masa velocidad transversal.
- 2.- Distancia entre membranas, en combinación con el arreglo de tubos, determina el área de flujo transversal, pero como el arreglo de tubos se fija al iniciar el diseño, la distancia entre membranas es normalmente la única variable para optimizar el flujo transversal. El TEMA especifica la distancia mínima y máxima a las que pueden espaciarse las membranas, y el espesor de estas en cada caso.
- 3.- Corte de las membranas: El área de la "ventana" - obtenida al cortar la membrana, menos el área transversal exterior de los tubos que se localizan en esa ventana, se conoce como Área Neta Libre, la cual es el área de flujo longitudinal. El corte de las membranas es la variable para optimizar el flujo longitudinal.

Las membranas transversales se usan para promover turbulencia en el lado de la coraza, con lo que se mejora la transferencia de calor, y también para incrementar el flujo transversal sobre el exterior de los tubos, también mejorándose la transferencia de calor.

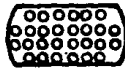
Los tipos de membranas transversales, en orden decreciente de su frecuencia de aplicación, son los siguientes:

1.- Membrana segmental.

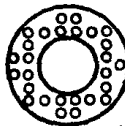
Consiste en un disco al que se le ha cortado un segmento.



MAMPARA SEGMENTAL



MAMPARA DOBLE SEGMENTAL

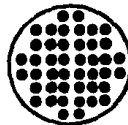
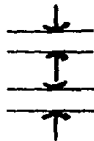


CORONA



DISCO

MAMPARA DISCO Y CORONA



MAMPARA DE ORFICIOS

MAMPARAS TRANSVERSAL Y PATRON DE FLUJO QUE PRODUCEN QUE PRODUCEN

FIG. 2. 10

La altura del corte, expresado como porcentaje del diámetro del disco, varía entre 10 y 50 %.

La línea de corte, en los cambiadores horizontales, puede quedar horizontal o vertical, de acuerdo con la aplicación particular. La posición de la línea de corte debe estar de acuerdo al flujo transversal deseado, para el arreglo de tubos seleccionado. Las mamparas segmentales se colocan alternadamente, con el corte opuesto a 180°.

2.- Mamparas Doble Segmental.

Esté formado por dos segmentos de disco y por la parte central de otro disco al que se le han cortado dos segmentos menores que los primeros. Con este tipo de mamparas se puede manejar mayor cantidad de flujo que con los segmentales sencillos, ya que el flujo transversal se divide en dos corrientes.

Las "ventanas" deben quedar balanceadas para que el flujo longitudinal sea constante.

3.- Mamparas Disco y/Corona.

Formado por un disco con una "ventana" circular central (corona) y otro disco completo, mayor que la "ventana" del primero. Las "ventanas" deben quedar balanceadas para que el flujo longitudinal sea constante.

Una desventaja de este tipo de mamparas es que los discos no pueden sonortarse puesto que no llegan a la periferia; únicamente se sonortan las coronas.

4.- Mamparas de Orificio.

Formado por un disco completo, en el que los orificios para caso de los tubos son sobredimensionados para que constituyen todos, en conjunto, la ventana de la mampara.

Este tipo de mampara es poco usada, y no se tienen datos adecuados para predecir la transferencia de calor en este caso. En la figura 2.18 se muestran estos tipos de mamparas y el patrón de flujo que producen.

5.- Mamparas Longitudinales.

Las mamparas longitudinales actúan en la coraza como placa de partición, para aumentar el número de pasos. El efecto de estas mamparas es reducir las áreas de flujo transversal y longitudinal. El uso de estas mamparas complica la construcción del cambiador y puede producir problemas de operación y mantenimiento, por lo que solamente se aplican cuando resultan indispensables. No se debe utilizar cuando se tengan problemas de incrustación, ya que favorecen el depósito de sólidos.

En el aspecto de diseño térmico, un cambiador con mamparas longitudinales, puede sustituirse por dos cambiadores en paralelo o en serie.

Los siguientes dibujos ilustran varios arreglos comúnmente usados para mamparas transversales y longitudinales, figura 2.19.

Las mamparas segmentadas como en SB-1 y SB-2 se usan generalmente para impartir velocidades transversales al cruce de tubos. Son aplicables para diseños de intercambiadores con flujo en un solo paso o multipasos.

Arreglos de flujo simple dividido como SB-3 se usan en intercambiadores para mantener una distribución razonable de flujos y velocidades. Este tipo de flujo solo se usa cuando se desea reducir la caída de presión, en SB-4 la coraza está dividida por dentro en compartimientos que dan doble flujo dividido.

Las mamparas longitudinales son usadas para dividir la co raza por dentro en dos secciones pero dos pasos en la coraza, como en SF-7 o en más secciones como SF-8.

Estas pueden ser combinadas con mamparas circulares verti cales para proveer varios tipos de flujo dividido como en SF-5 y SF-6.

Otros tipos de mamparas horizontales son las mamparas Re- ciadores colocadas encima de los tubos en un generador de va por, tal como SF-9, para disminuir la velocidad de genera - ción de vapor. Se puede agregar un separador de vapor que - puede instalarse abajo de la tubería de salida en cada uni- dad.

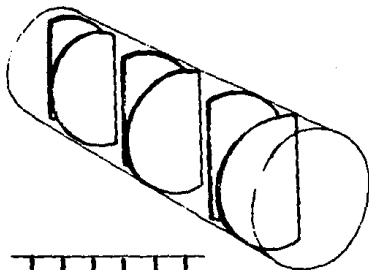
2.6 Accesorios Generales Para El Lado de la Coraza.

Se pueden considerar como accesorios todos aquellos - implementos que complementan el diseño mecánico de un cam biador de calor. Cada accesorio cumple una determinada función y además todos en conjunto, favorecen la eficiente operación del equipo. Los principales accesorios son:

Placas de Soporte.

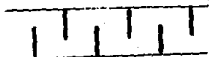
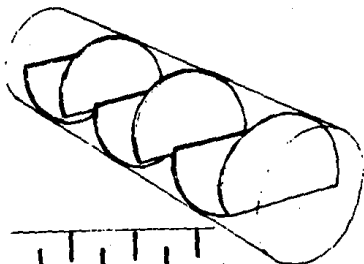
En aplicaciones de los cambiadores tales como la condensa ción de un vapor saturado o la evacuación de un líquido se- turado, las mamparas no se requieren por el diseño térmico ya que la turbulencia en estos casos, no influye en la trans- misión de calor, pero por diseño mecánico si se requiere so- portar los tubos. En este caso las mamparas se convierten en placas de soporte y el espaciamiento es especificado por el TEMA.

Cuando se usan tubos en "U", siempre se tendrá una placa de soporte en el extremo de la tan gencia entre la longitud -



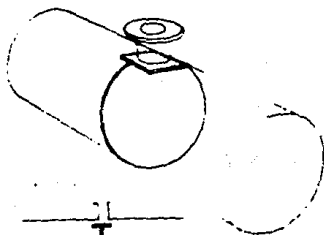
SB-1

DISEÑO ESTANDAR DE BAFLE SEGMENTADO
PARA FLUJO DE LADO A LADO



SB-2

BAFLE SEGMENTADO ESTANDAR DISEÑADO
PARA FLUJO FLUCTUANTE

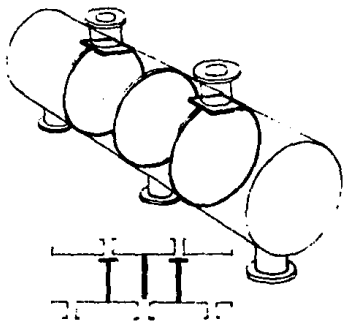


SB-3

DISEÑO ESTANDAR PARA FLUJO DE DIVISION
SIMPLE

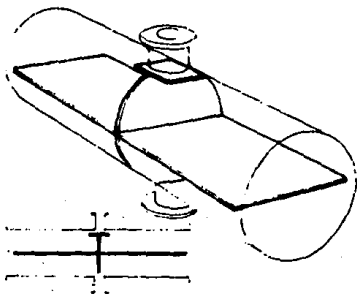
**FIG. 2.19 MAMPARAS LONGITUDINALES
Y TRANSVERSALES**





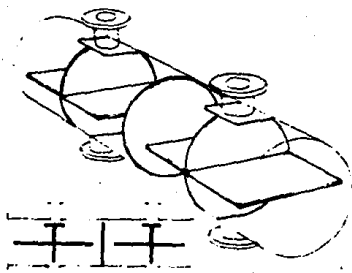
SB - 4

DISEÑO STANDAR PARA FLUJO DE DOBLE
DIVISION



SB - 5

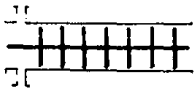
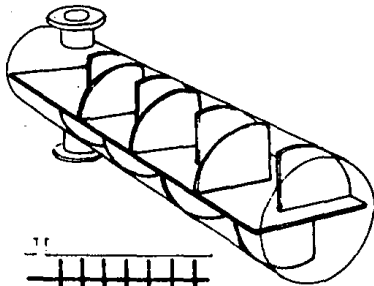
DISEÑO STANDAR PARA FLUJO DE DIVISION
SIMPLE CON BAFLE HORIZONTAL



SB - 6

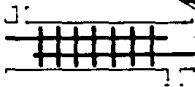
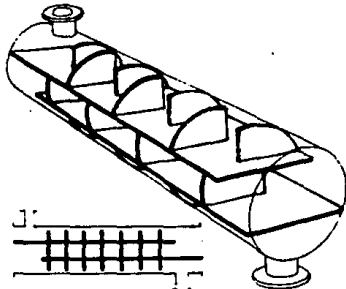
DISEÑO STANDAR PARA FLUJO DE DOBLE
DIVISION CON BAFLE HORIZONTAL

2.19 CONTINUACION



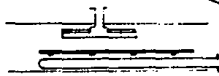
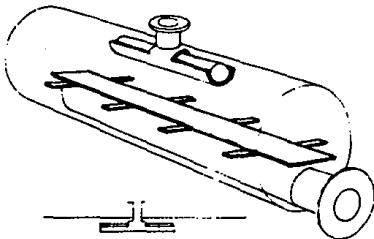
SB-7

DISEÑO STANDARD DE BAFLE SEUMENTADO
CON DOS PASOS EN CORAZA



SB-8

DISEÑO STANDARD DE BAFLES SEUMENTADO
PARA CORAZA CON TRES PASOS



SB-9

DISEÑO STANDARD DE BAFLE RECIADOR Y
SEPARADOR VAPOR-LIQUIDO. EMPLEADO
PARA GENERACION DE VAPOR

FIG. 2.19 CONTINUACION

recta de los tubos y la "U".

Tirantes y Espejadores.

Las mamparas transversales y placas de soporte se mantienen en su posición por medio de los tirantes y espejadores. Los tirantes se fabrican con barra sólida redonda. Uno de sus extremos va roscado en la cara interior del espejo estacionario y el otro, termina después de la última mampara o placa soporte, donde se colocan dos tuercas como cierre. Los tirantes atraviesan todas las mamparas o placas soporte.

Los espejadores se fabrican con tubo, ya sea de tubo de cédula o tubing, estos no atraviesan las mamparas, sino que va un espejador entre cada dos mamparas, o entre mampara y espejo estacionario, a lo largo del tirante correspondiente. El orificio por el que pasa el tirante en la mampara no debe permitir el peso del espejador.

El TEMA especifica el número mínimo y diámetro de los tirantes, de acuerdo con el diámetro del envolvente. En la figura 2.20 se muestra de manera esquemática un haz de tubos con mamparas, tirantes, espejadores y espejos.

Placa de Choque.

Para evitar la erosión y el golpe hidráulico contra los tubos del cambiador cuando se tienen velocidades altas de entrada, o fluidos abrasivos o corrosivos, o alta temperatura, se debe proteger al haz de tubos con una placa de choque. El TEMA especifica para que valores de fuerza del fluido, y para que tipos de fluidos, se requiere placa de choque.

La placa de choque normalmente va soportada sobre dos de los tirantes del haz de tubos, como se ilustra en la figura 2.21, aunque en ocasiones, por falta de espacio o para evitar espacios libres en el interior del envolvente, se coloca en

la boquilla de entrada, que en este caso, necesita ser de un diámetro mayor al requerido por el flujo.

En el interior de la coraza, se pueden tener espacios libres como resultado de los tubos eliminados para poder instalar placas de partición, el claro existente entre el límite exterior de los tubos y el diámetro interior de la coraza - por necesidades de construcción, especialmente en los cambios de espesores flotantes, por los tubos eliminados o el diámetro de la coraza aumentado, para instalar placas de choque.

El efecto de estos espacios libres son fugas internas consistentes en la disminución de la masa velocidad, (tanto longitudinal como transversal por el aumento del área de flujo) y también la disminución del contacto del fluido con el área de transferencia de calor (superficie exterior de los tubos), ya que parte del flujo "by-passes" el haz de tubos al encontrar menor resistencia en los espacios libres.

Este fenómeno que reduce la eficiencia en la transferencia de calor, afecta mayormente en el enfriamiento de fluidos viscosos ya que se produce con facilidad el flujo laminar.

Para evitar las fugas internas, se usan los siguientes dispositivos, que principalmente evitan las fugas en el flujo transversal.

Tubos Falsos.

Fabricados con barra sólida redonda, del mismo diámetro que los tubos, substituyen a parte de los eliminados por las placas de partición en los puntos de fuga. No tocan los espesores y van soportados por las membranas, a todo lo largo de la coraza entre las caras internas de los espesores.

Tiras de Sello.

Fabricadas con solera o tiras de placa, se colocan longitudinalmente a todo lo largo del haz de tubos, atravesando las membranas por ranuras del tamaño de estas tiras. Su posición es paralela al corte de las membranas.

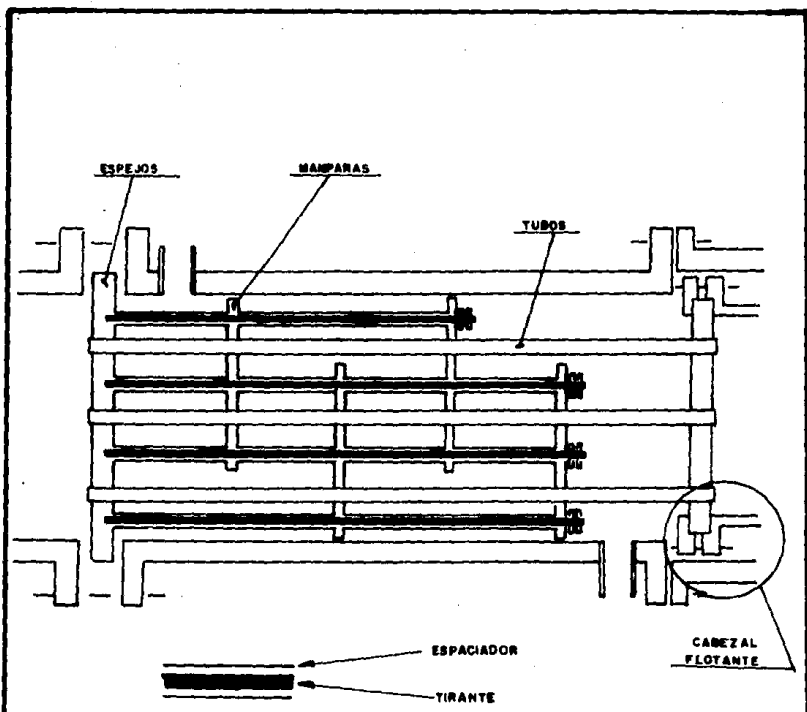
En la figura 2.22 se muestra un corte de la coraza de un cambiador de calor. En la mitad izquierda de la figura se indican las tiras de sello y los tubos falsos, puede observarse como se evita el "by-pass" del haz de tubos para el flujo transversal. En la mitad derecha de la figura puede observarse el "by-pass" del haz de tubos con parte del flujo el no existir ningún impedimento para su paso por los espacios libres.

2.9 Materiales de Construcción.

Los materiales de construcción usados en los intercambiadores dependen de los fluidos manejados, condiciones de proceso, tales como presión, temperatura, etc., y de un balance inicial de costos contra tiempo de vida y requerimientos de mantenimiento.

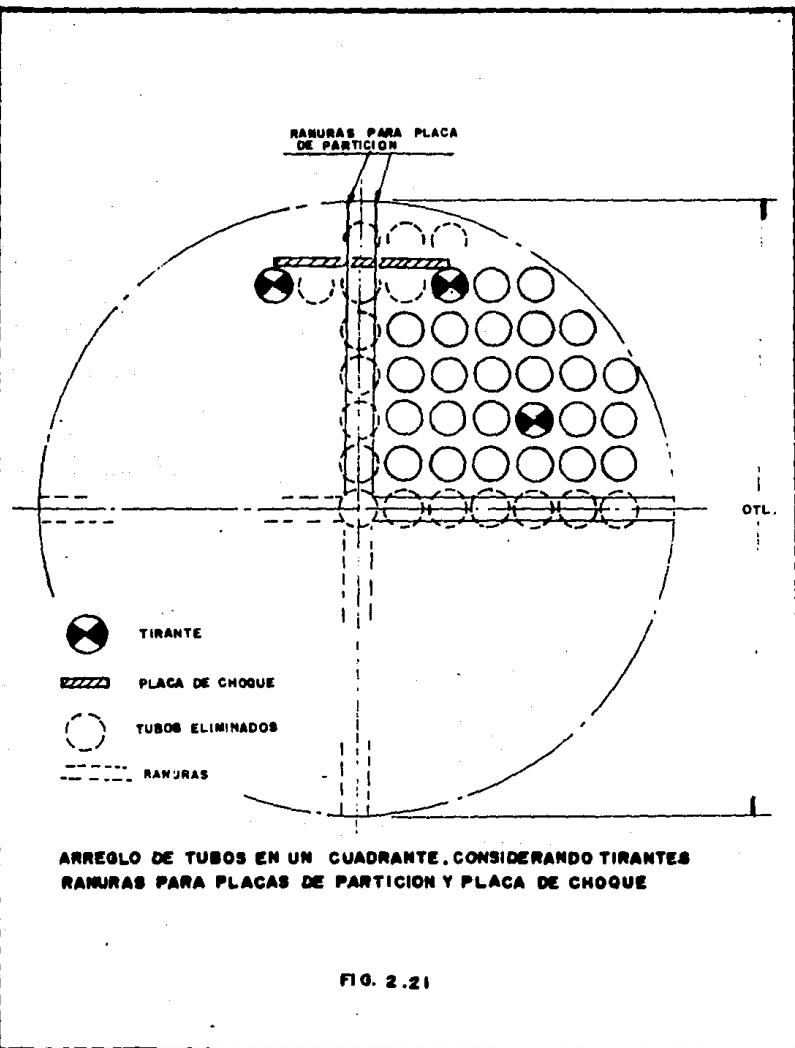
Muchos componentes o la unidad completa pueden fabricarse en diversos materiales, tales como acero al carbón, acero inoxidable, cobre, aleaciones de cobre, níquel, aleaciones de níquel, aluminio u otras aleaciones especiales.

En el TEMA se especifican las calidades mínimas de material cuando se usa acero al carbón, acero de baja aleación, acero de alta aleación, níquel y sus aleaciones, aluminio y sus aleaciones y cobre y sus aleaciones. Las calidades indicadas en el TEMA, se refieren a las adoptadas por el ASME y el ASTM, y cubren materiales para tubing, tubo, placas, fundiciones, forjas, tornillos, esbofrados y tuercas.



**DIAGRAMA ESQUEMATICO DE UN CAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE
 MOSTRANDO MAMPARAS.TIRANTES.ESPACIADORES ESPEJOS Y
 TUBOS**

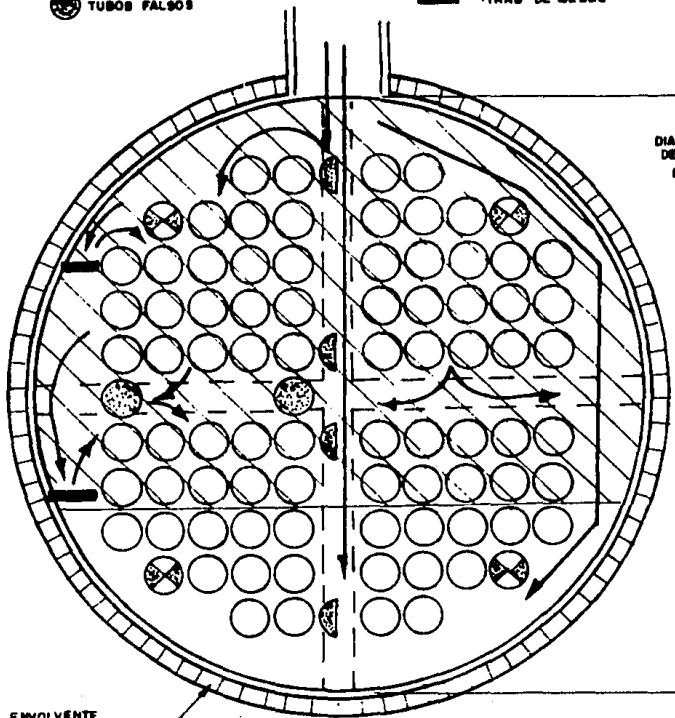
FIG. 2.20



TUBOS FALSOS

TIRAS DE SELLO

DIAMETRO DEL ESPEJO FLOTANTE



ENVOLVENTE

FLUJO TRANSVERSAL



AREA DE UNA MANPARRA

TIRANTES

CORTE TRANSVERSAL DE UNA CORAZA

FIG. 2.22

La tabla No. 8 del anéndice indica los materiales que se pueden emplear para manejar diferentes substancias de acuerdo a su corrosividad, como una guía general, aunque para casos críticos se requiere mayor información.

Aunque el comportamiento de un material frente a un determinado fluido está influenciado por muchos factores (resistencia del material, temperatura, contaminantes, concentración, velocidad del fluido, etc.) esta tabla puede ser una buena guía para la selección del material de construcción del intercambiador.

Cuando se requieren materiales especiales, es común usar en los cambiadores acero al carbón como base y recubrirlos con el material especial en las partes en contacto con el fluido. El recubrimiento puede hacerse por depósito de soldadura (clad) o por una placa muy delgada del material especial (Lining). El recubrimiento se usa con mayor frecuencia para aros y bridas que para otras partes.

2.10 Designación de Intercambiadores de Calor.

El TEMA identifica a los diferentes tipos de cambiadores de acuerdo con las características de la coraza y los cabezales, en la figura 2.23 se ilustra dicha designación, por medio de letras, de las diferentes corazas y cabezales.

Aunque en este trabajo se ha usado solo las abreviaturas de coraza (SS) y cabezales (FH, RH), la aplicación de la designación por TEMA no presenta mayor problema.

De acuerdo con la designación del TEMA:

- Una de las letras: A, B, C ó D designa el cabezal frontal del cambiador (FH).
- Una de las letras: E, F, G, H, J ó K designa a la coraza del cambiador (SS).

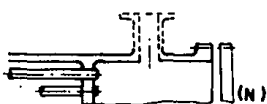
CABEZAL POSTERIOR
(Tipos de cabezal)



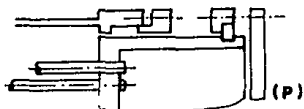
ESPEJO FIJO
 COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"



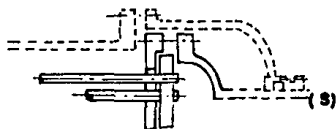
ESPEJO FIJO
 COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"



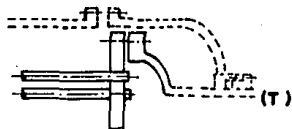
ESPEJO FIJO
 COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "C"



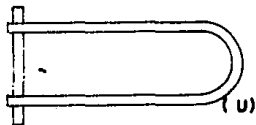
CABEZAL FLOTANTE TIPO
 CAJA EMPACADA



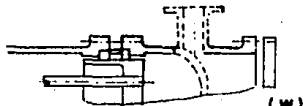
CABEZAL FLOTANTE TIPO ANILLO
 POSTERIOR DIVIDIDO



CABEZAL FLOTANTE TIPO
 HAZ DESLIZANTE

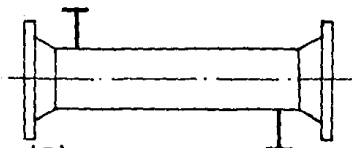


TUBOS EN "U"

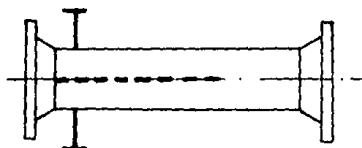


CABEZAL FLOTANTE TIPO
 ANILLO DE CIERRE HIDRAULICO

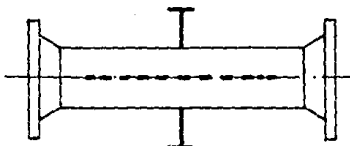
TIPOS DE CORAZA



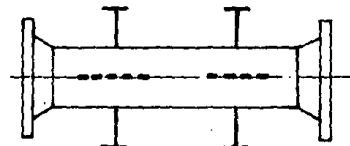
(E) UN PASO EN CORAZA



(F) DOS PASOS EN CORAZA CON MAMPARAS LONGITUDINALES



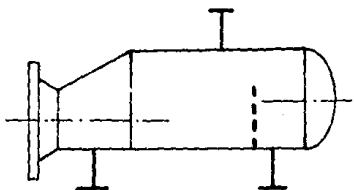
(G) FLUJO DIVIDIDO



(H) DOBLE FLUJO DIVIDIDO



(J) FLUJO DIVIDIDO

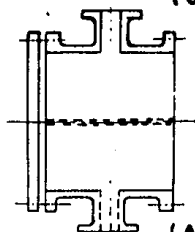


(K) REMERVIDOR TIPO KETTLE

Fig. 2-25 Continuacion

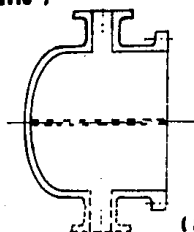
CABEZAL FRONTAL

(Cabezal estacionario)



(A)

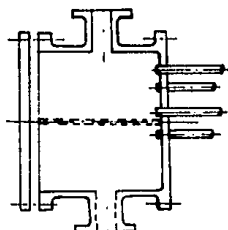
CANAL Y TAPA REMOVIBLE



(B)

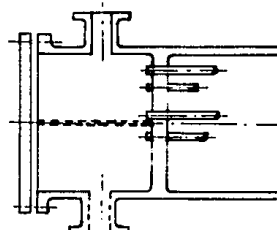
TAPA (TAPA INTEGRAL)

CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y TAPA REMOVIBLE

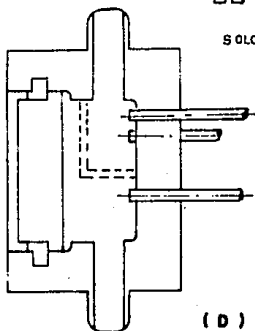


(C)

SOLO ESPEJO FINO



SOLO HAZ DE TUBOS REMOVIBLES



(D) SELLO ESPECIAL PARA
ALTA PRESION

Fig. 2-25 Designación del TEMA para cabezales y coraza

- Una de las letras: L, M, N, P, S, T, U ó W designa el cabezal posterior del cambiador (RM).

Así, el tipo de cambiador queda designado por tres letras que identifican, (de acuerdo con TEMA), en este orden siempre: cabezal frontal, coraza y cabezal posterior.

En los ejemplos de intercambiadores de la figura 2.24 se encuentra en forma esquemática los componentes de los mismos, la designación dada por TEMA y la designación de acuerdo a este trabajo.

Por ejemplo, de los cambiadores mostrados en la figura 2.24 se puede decir del tipo AES:

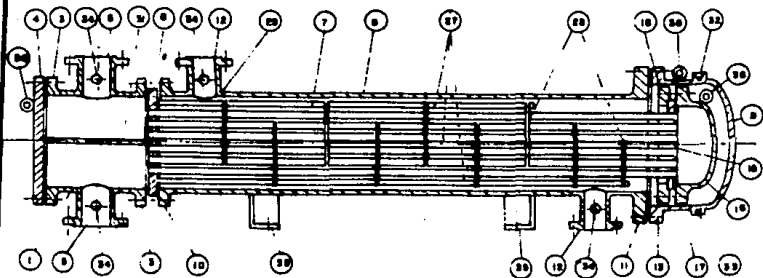
- 1.- La letra A designa el cabezal frontal. Este cabezal tiene tapa plana removible y el cabezal completo también es removible.
- 2.- La letra E designa a la coraza. Es una coraza de un paso.
- 3.- La letra S designa el cabezal posterior. Este cabezal es flotante con anillo dividido. La tapa del cabezal es removible.

De acuerdo al presente trabajo, la misma descripción quedaría hecha por:

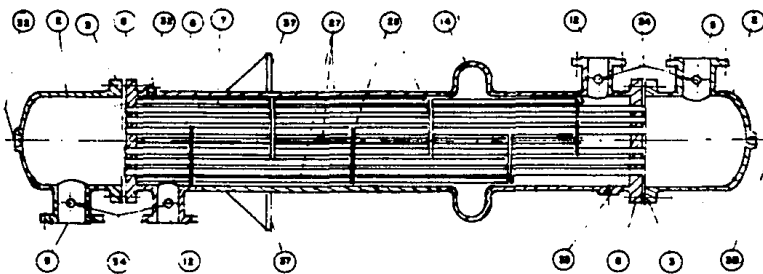
FH15-6511-RH18

Siendo un cambiador con las siguientes características.

Canal con tapa removible, multicasos -tubos rectos, haz deslizante- tapa removible, cabezal flotante tipo anillo posterior dividido.

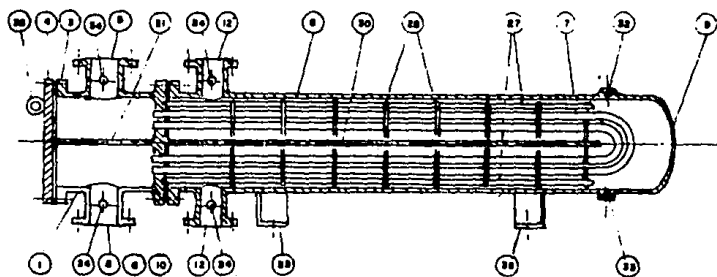


CAMBIADOR TIPO AES
FH15 SS11-RH18

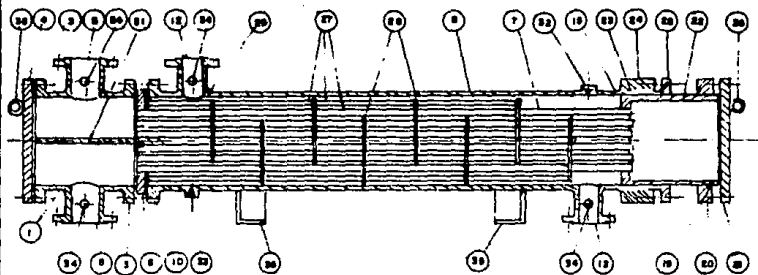


CAMBIADOR TIPO BEM
FH9 - SS5 RH7

FIG. 2.24

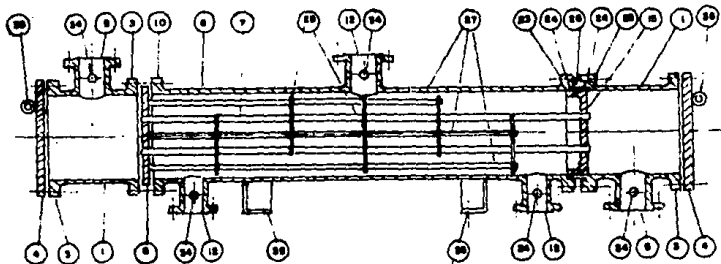


CAMBIADOR TIPO CFU

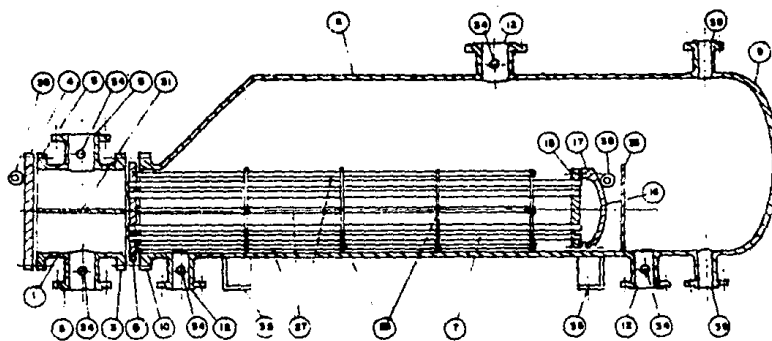


CAMBIADOR TIPO AEP

FIG. 2.24 CONT.



CAMBIADOR TIPO AJW



CAMBIADOR TIPO AKT

FIG. 2.24 CONT.

NOMENCLATURA PARA LAS FIGURAS 2.24

CANAL ESTACIONARIO CON TAPA PLANA	1
CANAL ESTACIONARIO CON TAPA ABOMBADA	2
BRIDA(S) DEL CANAL ESTACIONARIO	3
TAPA PLANA DEL CANAL	4
BOQUILLAS DEL CANAL	5
ESPEJO ESTACIONARIO	6
TUBOS	7
ENVOLVENTE	8
TAPA DEL ENVOLVENTE	9
BRIDA DEL ENVOLVENTE-EXTREMO ESTACIONARIO	10
BRIDA DEL ENVOLVENTE-EXTREMO POSTERIOR	11
BOQUILLAS DEL ENVOLVENTE	12
BRIDA DE LA TAPA DEL ENVOLVENTE	13
JUNTA DE EXPANSION	14
ESPEJO FLOTANTE	15
TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE	16
BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE	17
ANILLO DIVIDIDO DEL CABEZAL FLOTANTE	18
ANILLO DIVIDIDO EXTERIOR	19
BRIDA DESLIZANTE EXTERIOR	20
TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE EXTERIOR	21
FALCON DEL ESPEJO FLOTANTE	22
BRIDA DEL ESTOPERO	23
EMPAQUE EN EL ESTOPERO	24

PRESA EMPAQUE _____	26
ANILLO LINTERNA _____	26
TRANTES Y ESPACIADORES _____	27
MAMPARAS O PLACAS DE SOPORTE _____	28
PLACA DE CHOQUE _____	29
MAMPARA LONGITUDINAL _____	30
PLACA DE PARTICION _____	31
VENTEO _____	32
DRENE _____	33
CONEXIONES PARA INSTRUMENTOS _____	34
BILLETAS _____	35
OREJA DE IZAMIENTO _____	36
SOPORTES VERTICALES _____	37
DERREMADORES _____	38
CONEXIONES PARA NIVEL _____	39

CAPITULO III

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

3.1 Introducción.

Posiblemente una de las aplicaciones más comunes de la transferencia de calor se encuentre en el diseño y selección de intercambiadores de calor.

Aún cuando los problemas que intervienen en el diseño completo de un intercambiador de calor son múltiples y de carácter muy diverso, la metodología para predecir el comportamiento térmico es relativamente sencilla.

Algunos de los aspectos más importantes que se deben considerar en el diseño y selección de un intercambiador de calor son: problemas de corrosión; depósito de sólidos en las líneas de flujo; caídas de presión; peso y tamaño del intercambiador; esfuerzos mecánicos y dilataciones térmicas en las tuberías y desde luego el costo; el cual juega un papel muy importante en la selección final del intercambiador de calor.

3.2 Etapas en el diseño de equipos de tubos y coraza.

1) Balance de Energía.

El balance de energía es necesario para conocer la cantidad de calor que debe ser transferida por el intercambiador. Deben tomarse en cuenta los posibles cambios de fase que pueden sufrir los fluidos que se manejan, por ejemplo, una vaporización y/o condensación en el equipo.

Calentamiento ó enfriamiento sin cambio de fase

$$Q = u \overline{F_p} (t_1 - t_2) \quad (3-1)$$

donde

Q = cantidad de calor transferido

w = flujo másico

\bar{c}_p = calor específico evaluado a la temperatura promedio aritmética

t_1 = temperatura de entrada

t_2 = temperatura de salida.

Fluidos con cambio de fase

$$Q = w \lambda \quad (3-2)$$

donde

λ = calor latente de vaporización

Cuando se presenta un cambio de estado de alguno de los fluidos combinado con calentamiento o enfriamiento, el calor total a transferir será la combinación de las ecuaciones anteriores.

$$Q = w \bar{c}_p (t_1 - t_2) + \lambda w \quad (3-3)$$

2) Colocación de los fluidos.

Los criterios que se emplean con mayor frecuencia para la colocación de los fluidos en intercambiadores de tubos y coraza son los siguientes:

- a) Corrosión. El fluido más corrosivo en los tubos, ya que si se requieren materiales especiales, el envolvente puede quedar de acero al carbón.
- b) Incrustación. El fluido más incrustante en los tubos, ya que se puede controlar más fácilmente la velocidad de diseño y al aumentar esta, se reduce la incrustación. Cuando se usan tubos rectos, la limpieza por el interior es más sencilla, inclusive sin remover el haz de tubos.
- c) Presión. Cuando se tiene un fluido con alta presión se localiza en los tubos ya que se requiere menor cantidad de partes para alta presión y los canales siempre son más pequeños que el envolvente.

- d) **Temperatura.** Cuando se tiene un fluido con alta temperatura se localiza en los tubos, ya que se pueden requerir materiales especiales y la temperatura reduce los esfuerzos permisibles de los mismos, pudiendo resultar equivalente a la presión alta.
- e) **Gasto.** El fluido con menor gasto normalmente va en la envolvente, ya que se consigue la turbulencia a menor velocidad y se evita un número de pasos elevado en el lado de los tubos.
- f) **Viscosidad.** Por la misma razón que con el gasto, el fluido más viscoso se coloca en la envolvente, pero si el flujo resultara laminar, se cambia a los tubos ya que la predicción del coeficiente de transmisión de calor y la caída de presión será más exacta.
- g) **Caída de Presión.** Para una misma caída de presión, se obtiene un coeficiente mayor en el lado de los tubos. Si la caída de presión permisible es crítica o muy baja el fluido se localiza en los tubos, ya que se calculará con mayor exactitud y se obtendrá un coeficiente de transferencia de calor más alto.
- h) **Fluido más peligroso, tóxico o costoso.** En el lado de los tubos, ya que normalmente se tendrán menos fugas, o se puede usar espejo doble.

3) Diferencia de temperaturas.

La diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío que circulan por el cambiador, constituye el gradiente o fuerza que permite se realice el cambio de calor entre ambos fluidos.

Para dos fluidos que fluyen uno u otro en paralelo o a contracorriente, la diferencia efectiva de temperaturas es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD).

$$LMTD = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (3-4)$$

donde

Δt_1 = diferencia de temperaturas de los fluidos en uno de los extremos del intercambiador (extremo frío).

Δt_2 = diferencia de temperaturas de los fluidos en el otro extremo del intercambiador (extremo caliente).

O si la temperatura de entrada de la corriente caliente es T_1 y sale a T_2 y el agua de enfriamiento entra a t_1 y sale a t_2

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \quad (3-5)$$

Para intercambiadores en los que no hay solamente flujo a contracorriente, es decir, cuando existe más de un paso por el lado de los tubos y/o la coraza se tiene la siguiente relación:

$$F = \frac{(R^2 + 1)^{1/n} \log\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\log\left(\frac{(2/P) - 1 - R + (R^2 + 1)^{1/2n}}{(2/P) - 1 - R - (R^2 + 1)^{1/2n}}\right)} \quad (3-6)$$

donde

F = factor por el que se debe multiplicar el LMTD para obtener la diferencia de temperaturas efectiva

$$P = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)$$

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$$

t_1 = temperatura de entrada del fluido frío.

t_2 = temperatura de salida del fluido frío.

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente.

Para dos pasos en la envoltura y 4 ó más pasos en los tubos, el factor por el que se multiplica el LMTD se expresa en la siguiente ecuación:

$$F = \frac{\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{R - 1} \log \frac{1 - P}{1 - PR}}{\log \frac{(2/P) - 1 - R + (R^2 + 1)^{0.5}}{(2/P) - 1 - R - (R^2 + 1)^{0.5}}} \quad (3-7)$$

El valor de F es representativo de la eficiencia del equipo por lo que no se recomienda que sea menor de 0.75 o mejor aún de 0.80.

4) Suposición del coeficiente total U*.

Las características físicas y materiales de construcción de los cambiadores, y las propiedades físicas de los fluidos manejados, presentan en conjunto una resistencia para que se realice la transferencia de calor. El coeficiente de transferencia de calor es igual al inverso de esta resistencia, y por lo mismo es una indicación de la rapidez con que se realiza el proceso de transferencia de calor.

Con objeto de dar al equipo un arreglo inicial, es necesario suponer una rapidez de transferencia que luego es necesario comprobar con las propiedades del fluido. Esta suposición puede hacerse conforme a la tabla no. 4 del anéndice.

5) Evaluación de la temperatura calórica para evaluar las propiedades de los fluidos.

Para la mayoría de las condiciones de intercambio el promedio aritmética de las temperaturas para el lado de la coraza y los tubos respectivamente representa una condición satisfactoria para evaluar las propiedades de los fluidos, y por tanto para determinar el coeficiente total U*.

Cuando las propiedades del fluido observen una alta variación de la entrada a la salida de la unidad, entonces el promedio aritmético de temperaturas, no es muy satisfactorio para evaluar dichas propiedades. Para estos casos, una temperatura más representativa para cada corriente, es la llamada temperatura calórica. Las expresiones para el cálculo de la temperatura calórica en fluido caliente y frío las proporciona Kern y son:

$$t_h = t_{h2} + F_c(t_{h1} - t_{h2}) \quad (3-8)$$

$$t_c = t_{c1} + F_c(t_{c2} - t_{c1}) \quad (3-9)$$

donde

t_h = valor calórico para fluido caliente ($^{\circ}\text{F}$)

t_{h1} = temperatura de entrada fluido caliente ($^{\circ}\text{F}$)

t_{h2} = temperatura de salida fluido caliente ($^{\circ}\text{F}$)

t_c = valor calórico para fluido frío ($^{\circ}\text{F}$)

t_{c1} = temperatura de entrada fluido frío ($^{\circ}\text{F}$)

t_{c2} = temperatura de salida fluido frío ($^{\circ}\text{F}$)

F_c = factor de temperatura calórica; para un cálculo rápido de este factor para fracciones del petróleo - acudir a la figura no. 7 del anéndice.

Temperatura en la pared exterior del tubo basada en el fluido caliente estando fuera de los tubos

$$t_w = t_h - \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (t_h - t_c) \quad (3-10a)$$

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{i0} + h_o} (t_h - t_c) \quad (3-10b)$$

donde

h_{i0} = coeficiente de película interno referido al exterior del tubo ($\text{BTU/hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$).

h_o = coeficiente de película externo referido al exterior del tubo (BTU/hr ft² °F).

t_w = temperatura de la pared del tubo (°F)

Temperatura de la pared exterior del tubo para fluido caliente en el interior de tubos.

$$t_w = t_c + \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (t_h - t_c) \quad (3-11a)$$

$$t_w = t_h - \frac{h_o}{h_{i0} + h_o} (t_h - t_c) \quad (3-11b)$$

6) Proposición del arreglo.

Se hace necesario proponer un arreglo inicial del cambiador de calor el cual posteriormente deberá ser comprobado y modificado con el cálculo de los coeficientes respectivos, caídas de presión y áreas necesarias de transferencia de calor, tomando en cuenta que este arreglo inicial deberá contemplar las consideraciones siguientes para la selección de tubos: arreglo de éstos, mamparas si son necesarias, diámetros de los tubos, longitudes, etc.; procurando establecer medidas comerciales en la selección de estas partes.

TUBOS

En general se puede decir que mientras más pequeños son los tubos será más alta la relación de área de transferencia sobre área de flujo. Esto significa que se favorece la superficie de contacto y se minimiza el tamaño, aumentando la fricción.

Los tubos usados en los cambiadores de calor que componen la superficie de transmisión de calor, son los conocidos como "tubing" cuyo diámetro nominal es el diámetro exterior

real del tubo dentro de una tolerancia muy estricta. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, entre los que se incluyen acero común, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, cobre-níquel 70-30, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes espesores de pared, definidos por el calibrador - de Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibre BUG del tubo. El TEMA indica los calibres mínimos y los recomendados para cada diámetro de tubo. En casos especiales se deberá comprobar el espesor mediante el diseño mecánico. El calibre especificado puede ser nominal o mínimo:

- a) Con calibre nominal, se tendrá un porcentaje de los tubos con espesor menor al nominal, de acuerdo con la tolerancia que especifica el código ASTM.
- b) Con calibre mínimo, no se permite ningún tubo con espesor menor al nominal.
- c) El TEMA indica para qué materiales se debe especificar calibre mínimo.

Los calibres mínimos son adecuados para presión de 200 - psig o menos.

Con acero o carbón se use mayor espesor de pared que con aleaciones o materiales no ferrosos, para tener un sobreesfuerzo por corrosión.

Cuando se prevé la necesidad de dar limpieza mecánica a los tubos, el diámetro práctico mínimo es de 3/4", pero será preferible usar 1". Cuando solamente se requiere limpieza química, se pueden usar diámetros menores, siempre que no vayan a producirse taponamientos que eviten el paso de la solución química.

Los tamaños usuales de tubos para intercambiadores de ca

los son 3/4" y 1" de diámetro exterior. Los tubos de 5/8" y 1/2" se emplean en intercambiadores con refrigeración y otros sistemas. Sin embargo unos y otros presentan problemas de limpieza externa e interna. Tubos de 1 1/4" y 1 1/2" y algunas veces más grandes se emplean en reboileres, evaporadores y para diseños especiales.

Las longitudes nominales consideradas estándar por el TEMA para tubos rectos y en U son: 8, 10, 12, 16 y 20 ft, aunque se admite el uso de otras longitudes, de preferencia en ndag re per. La longitud se selecciona de acuerdo al área de transferencia, tratando de conservar la relación de longitud a diámetro aproximadamente dentro de los siguientes límites:

$$4.5 < L/D < 10$$

Esto proporciona un diseño equilibrado y la construcción resulta más económica.

Aquí se puede seleccionar si es necesario la distancia entre mamparas, ya que para obtener coeficientes de transferencia de calor más altos es necesario mantener el fluido por el lado de la coraza en estado de turbulencia, esto se logra introduciendo en la coraza mamparas. Las mamparas transversales actúan en la coraza como placas de partición para aumentar el número de pasos del fluido que viaja por el lado de la coraza. En general se recomienda que esa distancia entre mamparas no sea mayor que el diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a 1/5 del diámetro interior de la coraza. Distancias mayores que el ID (diámetro interior de la coraza) transforme el flujo externo en flujo paralelo a los tubos en lugar de perpendicular y distancias menores presentan problemas de fabricación y altas caídas de presión.

En el arreglo de los tubos se debe tomar en cuenta el tipo de fluido que se va a manejar, los tubos se colocan en -

arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en la figura 3-1 así como en la figura 3-2. Para fluidos limpios y poco corrosivos se puede emplear arreglo triangular y cerrado, para fluidos sucios y corrosivos se utilizan arreglos abiertos y cuadrados. El arreglo de los tubos en el cambiador es un factor determinante para: la transferencia de calor, la caída de presión, el depósito y la limpieza de la incrustación. Los arreglos estándar de los tubos en orden decreciente de eficiencia en la transmisión de calor, caída de presión y problemas de incrustación, son los siguientes:

- a) Triangular. Los tubos quedan arreglados formando triángulos equiláteros entre centros. El flujo transversal en el envolvente, es perpendicular a la base de los triángulos. Se usa siempre que no existan problemas de incrustación o cuando resulta adecuada la limpieza química. (flujo cruzado).
- b) Cuadro rotado. Los tubos quedan arreglados formando cuadrados entre centros. El flujo transversal en el envolvente, es paralelo a una de las diagonales de los cuadrados y perpendicular a la otra. Se usa cuando existe incrustación moderada y se requiere limpieza mecánica, (flujo cruzado).
- c) Triangular rotado. Los tubos quedan arreglados formando triángulos equiláteros entre centros. El flujo transversal en el envolvente, es paralelo a la base de los triángulos. Este arreglo es poco usado, (flujo en línea).
- d) Cuadrado. Los tubos quedan arreglados formando cuadrados entre centros. El flujo transversal en el envolvente, es paralelo a dos lados del cuadrado y perpendicular a los otros dos. Se usa cuando existen problemas de incrustación y sea neces

ria la limpieza mecánica, (flujo en línea).

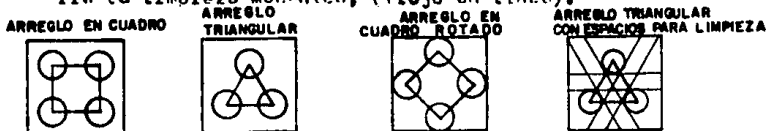


Figura 3-1

Figura 3-2

Al seleccionar el arreglo de los tubos se determina el paso o pitch que es la distancia de centro a centro de tubos adyacentes, así como el tipo de flujo del fluido que circula por fuera de los tubos.

Para los diámetros más usuales de tubos el paso normal es el siguiente:

- a) $13/16"$ y $7/8"$ para tubos de $5/8"$.
- b) $15/16"$ y $1"$ para tubos de $3/4"$.
- c) $1 1/4"$ para tubos de $1"$.

Cuando las condiciones de régimen de flujo no se puedan llenar por el equino trabajando con los fluidos a contracorriente con un solo paso, es necesario mejorar este régimen a través de la adopción de varios pasos en el lado de los tubos, este aumento del número de pasos hace aumentar la velocidad del fluido a valores más apropiados.

Cuando se tiene más de un paso en los tubos, el número de estos será normalmente par. En este caso, el fluido entra y sale por el mismo canal.

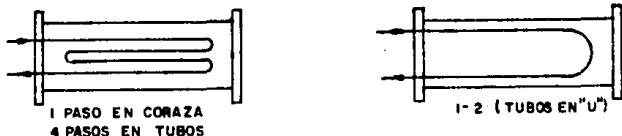


Figura 3-3 Arreglos multipasos.

Normalmente se tienen cambiadores de calor con número de pasos en el rango de 8, pero en casos especiales se pueden tener hasta con 14 y 20 pasos. En estos casos extremos una solución alternativa será aumentar el número de pasos por el lado de la coraza o colocar dos intercambiadores más pequeños en serie o paralelo.

Para un mismo diámetro de la coraza, el aumento del número de pasos incrementa la caída de presión y reduce la cantidad de tubos que podrían instalarse, ya que se tiene que considerar el espacio requerido por las membranas, que son las que forman los pasos.

De cualquier manera, el aumento de varios pasos tanto en los tubos como en la coraza, provoca una disminución del gradiente de temperaturas (LMTD) por efecto del o de los pasos que se encuentran en sistemas en paralelo.

Por ejemplo, para un intercambiador con dos pasos en los tubos y uno en la coraza, existe un primer gradiente en paralelo y en el segundo paso, un gradiente a contracorriente o viceversa.

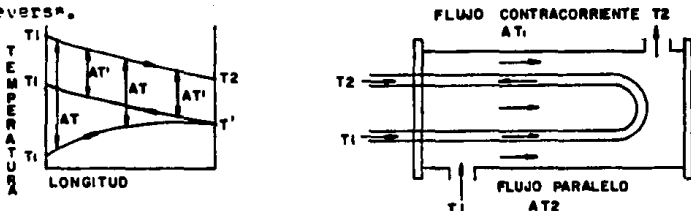


Figura 3-4.

Es necesario entonces convertir el LMTD
 $(LMTD)_{corr.} = LMTD (F_t)$

El factor F_t para varios arreglos de intercambiadores ya se discutió en el inciso 3 de este capítulo.

Normalmente, se tiene la misma cantidad de tubos en cada paso pero cuando se manejan gases, dependiendo de la magni-

tud de cambio de temperatura y/o presión, pueden tenerse - modificaciones suficientes en el volumen específico del gas, que requieran diferentes cantidades de tubos en algunos pesos para mantener la velocidad de flujo en un cierto valor.

7) Cálculo del área de transferencia necesaria y del número de tubos.

El área de transferencia se puede calcular con la ecuación de balance de calor

$$Q = U^* A(LMTD) \quad (3-12)$$

$$A = Q/U^*(LMTD) \quad (3-13)$$

El área de un tubo se calcula de acuerdo al diámetro de tubo seleccionado como:

$$a_t = a_t^* L_t \quad (3-14)$$

donde:

a_t = área por tubo (ft^2)

a_t^* = área por ft de longitud (ft^2/ft)

L_t = longitud de tubo (ft)

El número de tubos será entonces

$$n_t = \frac{A}{a_t^* L_t} = \frac{A}{a_t} \quad (3-15)$$

Este número de tubos es necesario llevarlo a un arreglo comercial cercano, tomando en cuenta el diámetro de tubo seleccionado, pesos arreglo, P_t , etc. Con los pesos anteriores quede dimensionado aproximadamente el equipo, sujeto a comprobación de su capacidad.

Hasta este punto del diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza se tiene:

- Balance de energía, es decir, el calor a transferir.
- Se seleccionó la colocación de los fluidos de acuerdo -

- con las características de estos.
- Se ha evaluado la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD).
 - Se supuso un coeficiente total de transferencia U^* .
 - En base a la temperatura calórica se evalúan las propiedades de los fluidos.
 - Se supuso un arreglo inicial que incluye el diámetro de tubos, longitud de estos, paso o pitch y de ser necesario la disposición de más de un paso por los tubos y/o coraza.
 - Se calculó el área de transferencia necesaria y
 - El número de tubos que tendrá el intercambiador.

8) Cálculo de los coeficientes de transferencia.

Estos se calculen por el método adecuado según las condiciones, ya sea condensación, calentamiento o una combinación de ambos, se determinen los coeficientes y se corrigen respecto al área base (A), de este cálculo resulten h_i (coeficiente de película por el lado de los tubos) y h_o (coeficiente de película por el lado de la coraza) los cuales deben ser corregidos por combinación de ellos y por incrustación.

Suponiendo que por los tubos circule el fluido caliente y por la coraza el fluido frío:

Tubos: Fluido caliente

Coraza: Fluido frío

Se evalúa una temperatura promedio aritmética para cada fluido, de acuerdo a las condiciones de entrada y salida o con la temperatura calórica

$$T = \frac{T_2 + T_1}{2}$$

(3-16a)

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

(3-16b)

Con esta temperatura se evalúan las propiedades: k , C_p y viscosidad para cada fluido.

Cálculo de las áreas de flujo.

$$a_f = \frac{n_t a' f}{144 N_t} \quad (3-17a)$$

$$a_f = \frac{10 C B}{144 P_t N_s} \quad (3-17b)$$

N_t = número de pasos en los tubos.

ID = diámetro interior de la coraza.

n_t = número de tudos

C = espacio entre tubos.

a'_f = área por ft de longitud

B = distancia entre manojas

P_t = paso entre tubos.

N_s = número de pasos en coraza

Cálculo de masa velocidad.

$$G_t = \frac{W}{a_f} \quad (3-18a)$$

$$G_s = \frac{w}{a_f} \quad (3-18b)$$

W = flujo másico para fluido caliente

w = flujo másico para fluido frío.

Cálculo del Número de Reynolds.

$$\text{NoRe}_t = \frac{D_i G_t}{\mu} \quad (3-19a)$$

$$\text{NoRe}_s = \frac{D_e G_s}{\mu} \quad (3-19b)$$

D_i = diámetro interior de tu
bo

D_e = diámetro equivalente.

Con el No Re para el lado de los tubos, se puede recurrir a la figure 18 del anéndice, para evaluar J_H .

Con el valor de J_H y con la ecuación del coeficiente de película adecuada al proceso, se evalúan los coeficientes individuales.

Para el lado de los tubos:

$$h_i = \frac{k}{D_i} J_H \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3-20a)$$

$$\frac{h_i}{\sigma_r} = \frac{k}{D_i} J_H \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/4} \quad (3-21a)$$

o bien con la ecuación

$$h_i = \frac{k}{S_i} (0.027) Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-22a)$$

corrigiendo h_i por área

$$\frac{h_{i0}}{\phi} = \left(\frac{h_i}{\phi_r}\right) \left(\frac{D_i}{D_o}\right) \quad (3-23)$$

D_o = diámetro exterior del tubo

Para el lado de la correa:

$$h_o = \frac{k}{D} 1.13 C \left(\frac{D G_{max}}{\mu}\right)^n \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-20b)$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 1.13 \frac{k}{D_c} C \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{D G_{max}}{\mu}\right)^n \quad (3-21b)$$

o bien con la ecuación

$$h_o = \frac{k}{D_c} (0.36) Re^{0.64} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-22b)$$

Los factores ϕ_r y ϕ_s pueden ser evaluados conociendo las viscosidades de los fluidos (μ_w), evaluadas a la temperatura de pared t_w (inciso e de este capítulo) para después corregir los coeficientes por viscosidad.

Tubos

$$h_{i0} = \left(\frac{h_i}{\phi_r}\right) \phi_r \quad (3-24a)$$

Correa

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\phi_s}\right) \phi_s \quad (3-24b)$$

La corrección por viscosidad se hace principalmente para fluidos con viscosidad mayor a 1.0 cp. Para fluidos no viscosos la desviación de flujo isotérmico durante el calentamiento o enfriamiento no introduce un error apreciable en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Cuando la temperatura de la pared del tubo difiere apreciablemente de la temperatura calórica del fluido controlante y el fluido controlante es viscoso, el valor actual de

$\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ debe tomarse en cuenta.

i) Cálculo y corrección del coeficiente total.

Con los coeficientes individuales calculados se hace una combinación de ellos para obtener el llamado coeficiente total limio que incluye la resistencia de la pared.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + R_m + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{coeficiente limio}) \quad (3-25)$$

$$R_m = \frac{x}{k} \quad (3-26)$$

donde

R_m = resistencia de pared

x = espesor de pared

k = conductividad térmica del material

Este coeficiente limio se corrige posteriormente con un factor de incrustación en el equipo. En el anéndice se puede consultar la tabla no. 7 para valores de incrustación de varios fluidos.

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{U_o} + R_D} \quad (\text{coeficiente surio}) \quad (3-27)$$

R_D = factor de incrustación

$$R_D = R_{Di} + R_{Do} \quad (3-28)$$

R_{Di} = factor de incrustación para el fluido del lado de los tubos.

R_{Do} = Factor de incrustación para el fluido del lado de la coraza.

f) Cálculo del área de transferencia mínima necesaria.

Esta área se calcula con la ecuación del balance de energía introduciendo el valor del coeficiente total sucio U_D .

$$A_{\min} = \frac{Q}{U_D(LMTD)} \quad (3-29)$$

En este punto se comprueba si el equipo es adecuado o no, según la comparación del área mínima necesaria con el área propuesta de acuerdo al tamaño del equipo

$$A_{\text{prop}} = \eta_t \eta_c L_t \quad (3-30)$$

La aceptación del resultado o la modificación del diseño, toma en cuenta esta comparación:

$$\text{Si } A_{\min} > A_{\text{prop}}$$

Esto quiere decir que falta área y por tanto el equipo es insuficiente pudiéndose tomar las siguientes medidas:

- a) Aumentar la longitud de tubos
- b) Aumentar el número de tubos
- c) Aumentar los pasos en los tubos (si ΔP_t es pequeña y h_i controla)
- d) Aumentar los pasos en la coraza (si ΔP_s es pequeña y h_o controla)
- e) Disminuir distancia entre mameras.

$$\text{Si } A_{\min} < A_{\text{prop}}$$

Esto significa que el diseño es aceptable si el porcentaje de exceso no rebasa el 10 %. Si es mayor, siempre existe la posibilidad de un arreglo menor.

La decisión acerca del aumento o la disminución del área de transferencia no es arbitraria, tiene que ser hecha en base al equilibrio entre la transferencia de calor y la

fricción. La caída de presión que experimenta cada uno de los fluidos a su paso por el equipo puede calcularse como:
Tubos

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L_t N_t}{5.22 \times 10^{-10} D_i^5 S \theta_t} \quad (3-31a)$$

f = factor de fricción (ft^2/in^2)

G_t = masa velocidad ($lb_m/hr ft^2$)

L_t = longitud de tubos (ft)

S = densidad relativa

θ_t = factor de corrección por viscosidad

D_i = diámetro interior de tubo

ΔP_t = caída de presión (lb/in^2)

N_t = número de pasos en tubos

Coraza

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 I D (N+1)}{5.22 \times 10^{-10} D_e^5 S \theta_s} \quad (3-31b)$$

f = factor de fricción (ft^2/in^2)

G_s = masa velocidad ($lb_m/hr ft^2$)

ID = diámetro interior de coraza (ft)

S = densidad relativa

θ_s = factor de corrección por viscosidad

D_e = diámetro equivalente (ft)

ΔP_s = caída de presión (lb/in^2)

$N+1$ = número de cruces (L_t/R)

La caída de presión permisible en un cambiador, es la máxima carga que puede perder el fluido al pasar por el mismo. Existirá por lo tanto, una caída de presión permisible para el lado de los tubos y otra para el lado de la coraza.

La caída de presión permisible involucra consideraciones de todo el proceso, en que el cambiador puede ser un equipo

secundario o principal. La selección de la caída de presión permisible óptima para cada fluido, será aquella que equilibre la inversión inicial de los costos de operación ya que, a mayor caída de presión el cambiador será de mayor tamaño y por lo mismo más económico, pero los costos de operación serán más altos.

Caída de presión por retorno en el lado de los tubos.

Además de la caída de presión en la parte recta de los tubos, evaluada con la ecuación 3-31a, es necesario evaluar la pérdida de carga por las constantes expansiones y contracciones que sufre el área de flujo por las salidas del fluido en cabezales en los cambios de paso. Esta caída se puede evaluar con la siguiente expresión:

$$\Delta P_r = \frac{4N_t}{5} \frac{V^2}{2g} \frac{62.5}{144} \quad (3-32)$$

g' = aceleración de la gravedad (ft²/seg²)

N_t = número de pasos en los tubos

S = gravedad específica

V = velocidad (ft/seg)

ΔP_r = caída de presión por retorno (lb/in²)

Cuando se tienen varios pasos por el lado de los tubos, la caída de presión total para los tubos será

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (3-33)$$

Las siguientes son relaciones empíricas para calcular la caída de presión a diferentes regímenes de flujo:

Dentro de tubos

Sin cambio de fase $Re \geq 10,000$

$$\Delta P = \frac{(\mu)^{0.2}}{S_g} \left(\frac{\omega}{N_t} \right)^{1.8} \frac{N_{PL} [(L_o/D_i) + 2.5]}{[5.7 D_i]^{0.8}} \quad (3-34)$$

Note (1)

Sin cambio de fase 2,100 < Re < 10,000

$$\Delta P = \frac{(\mu)}{S_g} \left(\frac{W}{\eta_r} \right) \frac{N_{Pr} [(L_0/D_i) + 25] [R_c^{1/3} - 125]}{[50.2 D_i]^3} \quad (3-35)$$

Nota (1)

Sin cambio de fase Re < 2,100

$$\Delta P = \frac{(\mu)^{0.524} (\mu_w)^{0.476}}{S_g} \left(\frac{W}{\eta_r} \right)^{3/4} \frac{N_{Pr} (L_0)^{3/4}}{(5.62 D_i)^4} \quad (3-36)$$

Coraza

Sin cambio de fase, flujo cruzado

$$\Delta P = \frac{0.226}{S_g} (W_0)^2 \frac{L_0}{B_0^2 D_0} \quad (3-37)$$

Sin cambio de fase, flujo paralelo

$$\Delta P = \frac{(\mu)^{0.2}}{S_g} \left(\frac{W_0}{\eta_r} \right)^{1.8} \left[\frac{\eta_r^{0.366} L_0}{(N_{Pr})^{1.434} (4.912 D_0)^{0.8}} + \frac{0.21 \eta_r^{0.074} W_0^{0.2} L_0}{D_0 (N_{Pr})^{1.76} (4.912 D_0)^{0.8} B_0^2} \right] \quad (3-38)$$

Notas (2) y (3)

Notas:

- 1) Para tubos en "U", use $(L_0/D_i) + 16$ en lugar de $(L_0/D_i) + 25$
- 2) B_0 es igual a la frección de flujo a través del área de la ventana de la mampara.
- 3) Número de mamparas $N_p = 0.48(L_0/ID)$

- μ = viscosidad cp
 S_g = gravedad especifica referida al agua a 20°C
 U = Rango de flujo por tubo (lb/hr)/1000
 n_t = Número de tubos por neso (o en paralelo)
 N_{pt} = Número de pesos por coraza
 L_o = Longitud de coraza, ft
 D_i = Diámetro interior de tubos, in
 Re = Número de Reynolds, DG/μ
 μ_w = Viscosidad del fluido, evaluada a la temperatura de pared, cp
 U_o = Rango de flujo por coraza, (lb/hr)/1000
 D_o = Diámetro interior de la coraza, in
 B = Espaciamento entre manceras, in
 B_o = Espesor de película fuera del tubo,
 $(0.00187 \mu I / g_c S_g^2)^{1/3}$, ft
 g_c = constante gravitacional, (4.18×10^8) ft/hr²
 I = flujo por tubo, lb/hr ft

3.3 Ejemplo de Cálculo

En el proceso de producción de fibra poliéster, el material debe ser descargado del reactor de esterificación hacia unas cortadoras de alta velocidad.

Las cortadoras, para enfriar el material y poder cortarlo tienen una corriente de agua filtrada a baja temperatura - que también sirve como agua de arrastre.

El agua filtrada es bombeada desde 8.5 m, abajo de las cortadoras, y antes de llegar a estas pasa a través de un filtro. El agua filtrada, después de ser separada de los trozos de fibra, retorna por una línea hacia un enfriador y posteriormente cae a un tanque de almacenamiento, del cual es tomada nuevamente por las bombas para iniciar nuevamente su recorrido. Tanto la línea de entrada a cortadoras, así como la línea de retorno se mantienen a presión constante de 3.5 Kg/cm^2 . En la figure 3-5 se muestra el sistema.

El enfriador trabaja con agua de torre (18°C) por los tubos. La torre de enfriamiento se encuentra a 21.5 m sobre el enfriador. Por la coraza circula el agua filtrada, entrando a 42°C y debe ser enfriada a 30°C .

Actualmente el enfriador se encuentra obstruido por la coraza con polvo de fibra, hebra y pedacitos de fibra.

El enfriador es un intercambiador de tubo y coraza de 630 tubos; O.D. $3/4"$; EFG 18; O_t $15/16"$; arreglo triangular longitud de 20 ft; tiene 12 mamparas espaciadas cada 20"; un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, con un área total de 2474 ft^2 .

Por ser un cambiador de tubos fijos, la limpieza por la coraza solo puede ser realizada por corte de la coraza lo que ha ocasionado el daño de los tubos periféricos. El daño ha dejado casi inoperante el enfriador por lo que se recomienda su cambio por otro equipo que cumpla con las condiciones de proceso y que permita su pronta limpieza sin daño para sus partes.

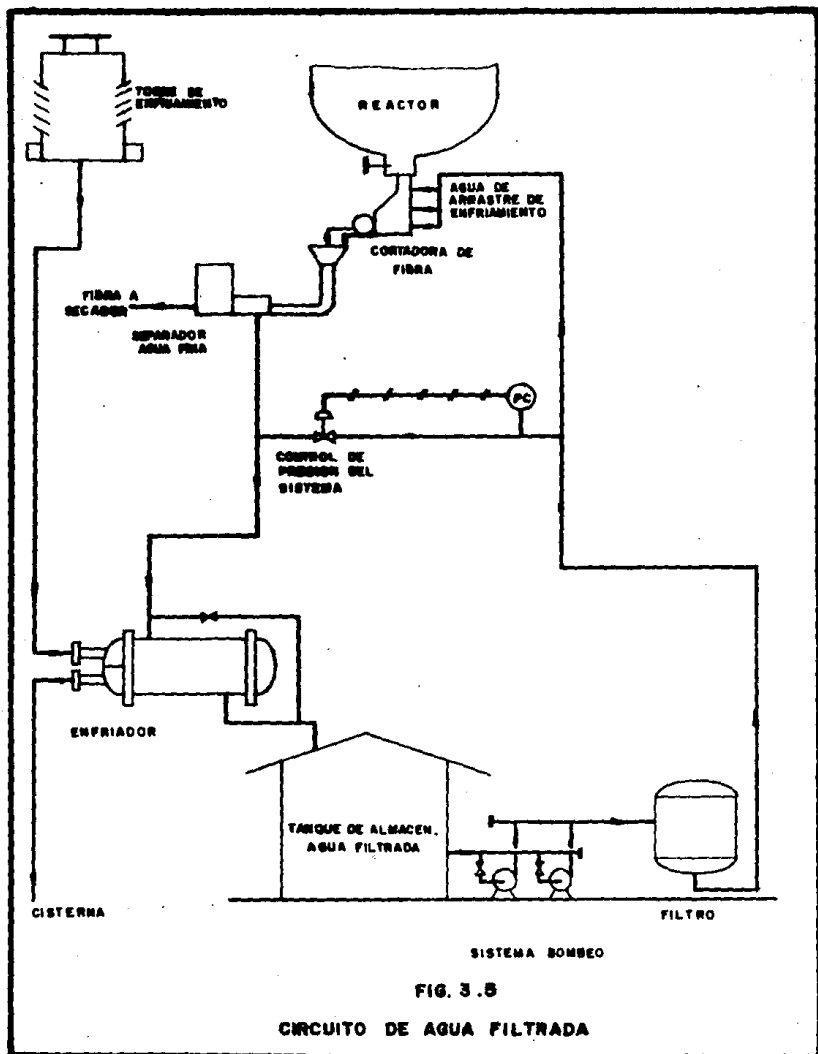


FIG. 3.5

CIRCUITO DE AGUA FILTRADA

3.4 Procedimiento de cálculo.

1.- Balance de energía

Agua filtrada

$$w = 600 = 299772 \text{ lb/hr}$$

$$T_{\text{ent}} = 42^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sal}} = 30^{\circ}\text{C}$$

Agua de torre

$$w =$$

$$T_{\text{ent}} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{diseño}} = 10^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{sal}} = 10 + 18 = 28^{\circ}\text{C}$$

Color que es necesario retirar el agua filtrada

$$w = 299772 \text{ lb/hr} \quad T_1 = 42^{\circ}\text{C} = 107.6^{\circ}\text{F} \quad T_2 = 30^{\circ}\text{C} = 86^{\circ}\text{F}$$

$$C_p|_{T=96.8} = 1.0 \text{ BTU/lb } ^{\circ}\text{F} \text{ (Fig. no. 2 del anéndice)}$$

$$\bar{T} = \frac{107.6 + 86}{2} = 96.8^{\circ}\text{F}$$

$$Q = w C_p \Delta T$$

$$Q = 299772 (1.0) (107.6 - 86) = 6475075.2 \text{ BTU/hr}$$

El flujo de agua necesaria se puede calcular:

$$Q = w C_p \Delta T$$

$$w = Q / C_p \Delta T$$

$$w = 6475075.2 / 1.0 (18) = 3597263 \text{ lb/hr}$$

2.- Localización de los fluidos

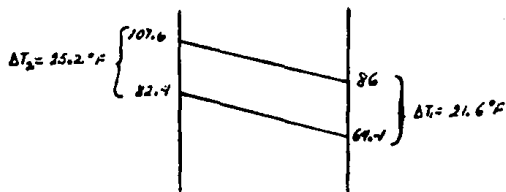
Tomando como base los problemas de incrustación presentes, se opta por colocar los fluidos como en el cambiador original.

De acuerdo al punto número 2 de este procedimiento, se deberá colocar el fluido más incrustante por los tubos - (agua filtrada) pero como no es propiamente una incrustación debida al depósito de sales, sino acumulación de

pedacera de cobrimero en todas sus formas (trozos, finos, hebras), si se colocaran por los tubos, ocasionaria la obstrucción de estos en corto tiempo.

Tubos: Agua de torre }
 Coresza: Agua filtrada } En contracorriente

3.- Diferencia de temperaturas.



$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{21.6 - 25.2}{\ln \left(\frac{21.6}{25.2} \right)} = 23.35$$

4.- Suposición del coeficiente total U^*

De la tabla No. 4 de acédico, para un enfriador agua-agua, se tienen valores de coeficiente entre 250-500, se escoge un valor de

$$U^* = 250$$

5.- Temperatura calórica

Como las propiedades de los fluidos manejados (agua-agua) no cambian apreciablemente con las temperaturas de entrada y salida, no es necesario calcular la temperatura calórica.

6.- Arreglo propuesto

Como primera opción, se escoge utilizar un cambiador de calor con tubos de 3/4" de diámetro, con paso de 1" en arreglo triangular, con manceras serpenteadas 25% asociadas - cada 12" con longitud de tubos de 22 ft.

7.- Area de transferencia

$$A = Q/U^* \text{ LMTD}$$

$$A = \frac{6475075}{250 (22.65)} = 1143.53 \text{ ft}^2$$

El número de tubos de 3/4" de diámetro será

$$n_t = \frac{A}{a'_t L_t}$$

$$L_t = 22 \text{ ft} \quad a'_t = 0.1963 \text{ ft}^2/\text{ft} \quad (\text{Tabla No.6 del apéndice})$$

$$n_t = \frac{1143.53}{0.1963 (22)} = 291.97 \approx 292$$

De la Tabla No. 5 del anéndice para tubos de 3/4", paso de 1", arreglo triangular, 1 paso por los tubos, 1 paso por la coraza se selecciona la siguiente cuenta de tubos.

$$n_t = 343$$

$$\text{ID}_{\text{coraza}} = 21 \frac{1}{4}"$$

Hasta este punto se tiene:

7.1 Balance de energía

$$Q = 6475075 \text{ BTU/hr}$$

7.2 Arreglo de los fluidos

Tubos: Agua de torre

Coraza: Agua filtrada.

7.3 LMTD = 23.35

7.4 $U^* = 250$

7.5 Arreglo inicial: 343 tubos de 3/4" de diámetro, arreglo triangular, paso de 1", 22 ft de largo, 1 paso por los tubos, 1 paso por la coraza, coraza de 21 1/4" ID, Pan brasa espaciadas cada 12"

B.- Cálculo de los coeficientes de transferencia.

Tubos: Agua de Torre

$$\bar{T} = \frac{107.6 + 16}{2} = 96.8^{\circ}\text{F}$$

$$C_p|^{96.8} = 1.0 \text{ BTU}/16^{\circ}\text{F} \quad (\text{Fig. No. 2})$$

$$\mu|^{96.8} = 0.65 \text{ cp} \quad (\text{Fig. No. 4})$$

$$k|^{96.8} = 0.387 \text{ BTU}/\text{hr ft}^2 (^{\circ}\text{F}/\text{ft}) \quad (\text{Tabla No. 3})$$

$$a_f = \frac{n_z a_p}{144 N_z}$$

$$n_z = 393$$

$$a_p = 0.2679 \quad (\text{Tabla No. 6})$$

$$N_z = 1$$

$$a_f = \frac{393(0.2679)}{144(1)} = 0.638$$

$$G_z = \frac{w}{a_f}$$

$$w = 299722 \text{ lb/hr}$$

$$a_f = 0.638$$

$$G_z = \frac{299722}{0.638} = 469862.0$$

Coraza: Agua filtrada

$$\bar{T} = \frac{82.4 + 63.4}{2} = 73.9^{\circ}\text{F}$$

$$C_p|^{73.9} = 1.0 \text{ BTU}/16^{\circ}\text{F}$$

$$\mu|^{73.9} = 0.95 \text{ cp}$$

$$k|^{73.9} = 0.356 \text{ BTU}/\text{hr ft}^2 (^{\circ}\text{F}/\text{ft})$$

$$a_s = \frac{ID \cdot c \cdot b}{144 P_z N_s}$$

$$ID = 2.625 \text{ in}$$

$$c = P_z \cdot b_o = 1 - 3/4 = 1/4"$$

$$b = 12" \quad P_z = 1" \quad N_s = 1$$

$$a_s = \frac{2.625(0.25)(12)}{144(1)(1)} = 0.442$$

$$G_s = \frac{w}{a_s}$$

$$w = 359726.3$$

$$a_s = 0.442$$

$$G_s = \frac{359726.3}{0.442} = 813860.4$$

Se puede observar que el valor de G en los tubos es pequeño, pero en la coraza está casi en el valor deseado. Debemos mejorar la velocidad del fluido por los tubos por lo que aumentaremos el número de pasos por los tubos sin hacer cambios en la coraza.

Tubos: agua de torre

Coraza: agua filtrada

$$n_t = 2$$

$$n_s = 1$$

Como se han introducido 2 pasos por los tubos, debemos corregir el LMTD.

$$\text{LMTD}_{\text{corr}} = \text{LMTD} (F_T)$$

El factor de corrección (F_T) se puede calcular con la ecuación 3-6 ó recurriendo a las figuras 8 a 16 del apéndice, en donde se encuentra graficado el factor F_T para intercambiadores con varios pasos por los tubos y/o coraza. Usando la figura No. 12

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - T_1}$$

$$T_1 = 107.6^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 64.4^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 86^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 82.4^\circ\text{F}$$

$$P = \frac{82.4 - 64.4}{107.6 - 64.4} = 0.416$$

$$R = \frac{107.6 - 86}{82.4 - 64.4} = 1.2$$

con $P = 0.416$

$$R = 1.2$$

Figura No. 12 $F_T = 0.967$

$$\text{LMTD}_{\text{corr}} = 23.35 (0.967) = 20.24$$

La nueva área de transferencia será:

$$A = 6475075 / 250 (20.24) = 1279.6 \text{ ft}^2$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

El número de tubos:

$$n_t = \frac{1279.6}{0.1963 (22)} = 296.2$$

De la tabla No. 5, para tubos de 3/4", paso de 1", arreglo triangular, 2 pasos por los tubos, 1 paso por la coraza, se tiene la siguiente cuenta de tubos:

$$n_t = 326$$

$$ID_{\text{coraza}} = 21 \frac{1}{4}''$$

B'.- Cálculo de los nuevos coeficientes de transferencia.

Tubos $q_f = \frac{326 (0.2679)}{144 (2)} = 0.303$

$$G_T = \frac{299772}{0.303} = 989346.5$$

Aunque G_T aumento en un 101%, sigue siendo bajo, lo cual sugiere un nuevo incremento en el número de pasos, na ro antes, debemos comprobar que este diseño sea capaz de so portar el aumento de velocidad.

tubos: agua de torre

$$Re = \frac{D_i G_T}{\mu}$$

$$D_i = 0.584 \text{ in (Tabla No. 6)}$$

$$\mu = 0.65 \times 2.42 = 1.573 \text{ lb/hr ft}$$

$$Re = \frac{0.584 (989346.5)}{12 (1.573)}$$

$$Re = 30609.1$$

Coraza: agua filtrada

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

El diámetro equivalente, D_e , se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación

$$D_e = \sqrt[4]{\left[\frac{1}{2} P_T\right] (486) P_T - \frac{1}{2} \pi d_o^4 / 4}$$
$$\frac{1}{2} \pi d_o$$

donde

$$P_T = \text{paso o pitch (in)} = 1 \text{ in}$$

$$d_o = \text{diámetro exterior del Tubo (in)} = 0.75 \text{ in.}$$

Coraza (continuación)

$$De = \frac{4 [(0.5 \times 1)(0.86)(1.0) - \frac{1}{2} \pi (0.75)^2] 4}{\frac{1}{2} \pi (0.75)}$$

$$De = 0.7099 \text{ in}$$

$$\mu = 0.95 \times 2.42 = 2.299 \text{ lb/hr ft}$$

$$Re = \frac{0.7099 (813860.9)}{12 (2.299)} = 20942.4$$

Cálculo de los coeficientes

Tubos.

$$h_i = \frac{k}{D_i} (0.027) Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} = 1.0$$

$$D_i = 0.584 \text{ in} = 0.0486 \text{ ft}$$

$$h_i = \frac{0.381 (0.027) (30609.1)^{0.8} \left(\frac{1.0 \times 1.573}{0.381}\right)^{1/3} (1.0)}{0.0486}$$

$$h_i = 1317$$

Corrigiendo por área

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{d_o}\right) = 1317 \left(\frac{0.584}{0.75}\right) = 1025.5$$

Para la coraza se hace necesario calcular el valor de los coeficientes en flujo paralelo y en flujo cruzado puesto que durante el recorrido del fluido por la coraza, el pasar por la ventana de las membras, el flujo del fluido es paralelo a los tubos y durante el recorrido entre las membras, el flujo del fluido es en paralelo de acuerdo al arreglo propuesto.

El efecto neto sobre el valor del coeficiente por la coraza es que un determinado porcentaje del fluido se encontrará en paralelo a los tubos y otro porcentaje en flu-

jo cruzado, y de acuerdo a estos porcentajes, se deben calcular los respectivos coeficientes y calcular el coeficiente total.

Si tomamos como base una parte del cambiador, como se muestra en la figura A, el fluido recorre en flujo paralelo a los tubos una distancia igual a la distancia entre mamparas pero después seguir en flujo cruzado a los tubos una distancia igual al ID de la coraza, por lo que la distancia total recorrida por el fluido será igual a la suma de la distancia entre mamparas más el ID de la coraza.

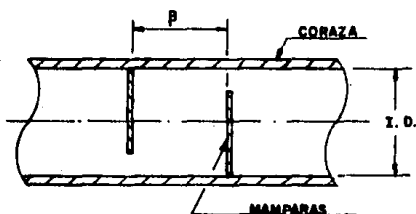


Figura A

Para el ejemplo propuesto:

ID = 21.25 in B = 12 in

Distancia total = 21.25 + 12 = 33.25 in

Por lo que los porcentajes en flujo paralelo y cruzado serán:

Paralelo: $\frac{12}{33.25} \times 100 = 33.09\% \quad 33\%$

Cruzado: $(1 - 0.33)(100) = 67\%$

Una vez calculado este porcentaje, se calcula el área neta en flujo paralelo y flujo cruzado, figura 8.

El área neta de flujo en paralelo será igual al área disponible de la ventana de la mampara, menos el área ocupada por los tubos, que para este ejemplo será igual a:

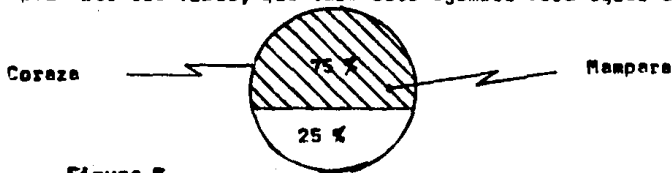


Figura 8

$$\text{Área total} = \frac{(21.25)^2}{4} \pi = 359.65 \text{ in}^2$$

$$\text{Área ocupada por los tubos} = \frac{(0.25)^2}{4} \pi (326) = 144.02 \text{ in}^2$$

$$\text{Área neta de flujo} = \frac{359.65 - 144.02}{1.44} = 1.462 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área disponible en flujo paralelo} = 0.25(1.462) = 0.3655 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área disponible en flujo cruzado} = 1.462 - 0.3655 = 1.0965 \text{ ft}^2$$

Utilizando la ecuación 1-20, para flujo cruzado

$$h_0 = \frac{k}{D} 1.13 C \left(\frac{D G_{\max}}{\mu} \right)^n \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{0.14}$$

Con la tabla 1.1 y el arreglo propuesto, se calcula:

$$G_{\max} = V_{\max} \rho = \frac{W}{A_{\min}}$$

Para flujo cruzado

$$V_{\max} = V_0 \frac{S_T}{2(S_0 - D)}$$

$$v_o = 7.23 \text{ ft/seg} \quad S_r = 1'' \quad D = 0.75''$$

$$P = 62.5 \text{ lb/ft}^3 \quad S_D = 1''$$

$$V_{\max} = 7.23 \frac{1}{2(1-0.75)} = 14.46$$

$$V_{\max} = 14.46 \text{ ft/seg} = 52056 \text{ ft/hr}$$

$$G_{\max} = 52056 (62.5) = 3253500 \text{ lb/hr ft}^2$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{S_r}{D} = \frac{1}{0.75} = 1.333 \\ \frac{S_D}{D} = \frac{0.866}{0.75} = 1.155 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} c = 0.505 \\ n = 0.554 \end{aligned}$$

$$h_o = \frac{0.356 \times 12 (1.13) (0.505) \left(\frac{0.7099 (913860.4)^{0.554}}{12 (2.299)} \right) \left(\frac{1.229}{0.356} \right)^{1/3} (1)}$$

$$h_o = 1497.09$$

Utilizando la ecuación 1-14, para flujo paralelo:

$$\frac{h_D}{k} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$$h_c = 0.027 \frac{k}{D_e} Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

Donde

$$K = 0.356$$

$$D_e = 0.7099$$

$$Re = \frac{0.7099 (984203.28)}{12 (2.299)} = 25325.71$$

$$h_c = 0.027 \left(\frac{0.356}{0.7099} \right) (25325.71)^{0.8} \left(\frac{10 \times 2.299}{0.356} \right)^{1/3}$$

$$h_o = 84.04$$

Calculamos el coeficiente global con las contribuciones de cada uno de los coeficientes anteriores.

$$\bar{h}_o = 1497.09(0.67) + 184.04(0.33)$$

$$\bar{h}_o = 1030.78$$

9.- Cálculo y corrección del coeficiente total

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_m}$$

$$R_m = \frac{x}{k}$$

$$x = 0.083; n = 6.916 \times 10^{-3} \text{ FT}$$

$$k = 29 \text{ BTU/hr FT}^2 (\text{°F/FT})$$

Tabla No. 1 del apéndice

$$R_m = \frac{6.916 (10^{-3})}{29} = 2.385 (10^{-4})$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{1025.5} + \frac{1}{1030.78} + 2.385 (10^{-4})} =$$

$$U_o = 457.92$$

Corrigiendo por incrustación. De la tabla No. 7 obtenemos

Tubos: agua de torre tratada

$$R_{di} = 0.0015$$

Coroza: agua filtrada

$$R_{do} = 0.001$$

$$R_d = 0.0015 + 0.001 = 0.0025$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{457.92} + 0.0025} = 213.50$$

10.- Cálculo del área mínima.

$$A_{\text{mfn}} = Q / U_D \text{ LMTD}$$

$$A_{\text{mfn}} = \frac{6475075.2}{213.5 (20.24)} = 1498.42 \text{ ft}^2$$

Área propuesta

$$A_{\text{prop}} = n_t \theta'_t L_t$$

$$A_{\text{prop}} = 326(0.1963)(??) = 1407.8 \text{ ft}^2$$

Comparando las áreas

$$A_{\text{mfn}} = 1498.42 \quad A_{\text{prop}} = 1407.8$$

Se tiene una diferencia de 6.04% del área mínima requerida, podemos irnos al arreglo inmediato superior para absorber esta deficiencia, pero antes comprobaremos que la caída de presión por ambos lados esté dentro del límite establecido.

Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L_t N_t}{5.22 \times 10^{10} D_i^5 \rho_t}$$

$$f = 0.00017$$

$$S = 1.0$$

$$G_t = 999346.5 \text{ lb/hr ft}^2$$

$$\rho = 1.0$$

$$L_t = 22 \text{ ft}$$

$$D_i = 0.584 \text{ in} = 0.0486 \text{ ft}$$

$$N_t = 2$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00017(999346.5)^2 (22) (2)}{5.22 \times 10^{10} (0.0486)(1.0)(1.0)} = 2.88 \text{ lb/in}^2$$

Caída de presión por retorno

$$\Delta P_r = \frac{4 N_r}{5} \frac{V^2}{2g'} \frac{62.5}{144}$$

$$y' = 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$V = 3.61 \text{ ft/seg}$$

$$N_c = 2$$

$$S = 1.0$$

$$\Delta P_r = \frac{4(2) (3.61)^2}{1.0} \frac{62.5}{2(32.2) 144} = 0.70$$

$$\Delta P_{\text{Tot}} = 2.88 + 0.70 = 3.58 \text{ lb/in}^2$$

Caída de presión en coraza

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 ID (N+1)}{5.22 \times 10^8 D_e S \phi_s}$$

$$P = 0.0017 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$ID = 21.25; n = 1.770 \text{ ft}$$

$$D_e = 0.7079; n = 0.0591 \text{ ft}$$

$$N+1 = \frac{22(22)}{12} = 22$$

$$G_s = 813860.4 \text{ lb/hr ft}^2$$

$$S = 1.0$$

$$\phi_s = 1.0$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0017)(813860.4)(1.77)(22)}{5.22 \times 10^8 (0.0591)(1.0)(1.0)} = 14.21 \text{ lb/in}^2$$

Como la caída de presión por la coraza es mayor de 10 lb/in², ajustaremos la distancia entre membranas a un valor mayor.

$$B = 13.89$$

$$N+1 = \frac{22 \times 12}{13.89} = 19.0$$

Calculando nuevamente la caída de presión por la coraza.

$$G_s = \frac{354725.3}{0.512} = 702540.4$$

$$A_s = \frac{21.25 (0.25)(13.89)}{144 (1.0)(1.0)} = 0.512$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0017)(702590.4)^2(1.77)(19)}{5.22 \times 10^{10} (0.0591)(1.0)(1.0)} = 9.14 \text{ lb/in}^2$$

Calculando nuevamente el equipo nero con el arreglo inmediato superior:

$$ID = 23 \frac{1}{4} \text{ in} \quad n_t = 398 \quad P = 13.89 \quad \text{Longitud} = 22 \text{ ft}$$

Se tienen los siguientes resultados.

$$h_{i0} = 875.92$$

$$F_0 = 1012.06$$

$$U_0 = 422.24$$

$$U_D = 295.4$$

$$A_{\min} = 1557.52 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{proc}} = 1718.8 \text{ ft}^2$$

$$\Delta P_t = 2.64 \text{ lb/in}^2$$

$$\Delta P_s = 8.37 \text{ lb/in}^2$$

Para el ejemplo propuesto se obtuvo un cambiador de calor con las siguientes características: cambiador de calor con área total de 1718 ft²; 398 tubos de 3/4" de diámetro, S' G 14; arreglo triangular con paso de 1"; dos pasos en los tubos, un paso en la coraza; 199 tubos por paso, longitud de 22ft; diámetro de coraza de 23 1/4" con membranas segmentadas 25 % espaciadas cada 13.89".

Para este cambiador se propone utilizar los siguientes componentes:

Para el cabezal frontal, se propone utilizar el modelo FH-15, este es un modelo multipesos que permite inspeccionar el interior de los tubos con solo retirar su tapa. Aunque hay otros modelos con esta cualidad, solo el FH-15 es multifásico y se puede adaptar para integrar el espejo al canal y poder retirar todo el banco de tubos.

Para el cabezal posterior se propone utilizar un cabezal flotante que permite rápido acceso a los tubos sin que estos sufran daño. Deberá tomarse en cuenta que mientras más elaborado sea el diseño, más alto será el costo del mismo.

Se pueda escoger el modelo RH-16, este cabezal tiene las características necesarias para el propósito deseado además de que su construcción no es relativamente costosa.

La coraza que se pueda adaptar a los cabezales elegidos y además cumpla con las necesidades del diseño corresponde al modelo CB-10, en donde el arreglo de las membranas corresponderá al modelo CB-1

El equipo calculado cumple con los requerimientos de área de transferencia necesaria de acuerdo al balance de energía.

Comparando el equipo calculado con el que ya existe, la diferencia más notoria es que se consigue un equipo con un 30.5 % de área menor, aun con la longitud mayor (22 ft - contra 20 ft).

Esta diferencia de áreas puede deberse a muchos factores como por ejemplo, la suposición de un coeficiente de transferencia menor al propuesto en el ejemplo, pero como el coeficiente es precisamente una suposición, se puede descartar, ya que bastaría con haber supuesto un coeficiente inicial mayor.

Se mencionó que para el diseño del cambiador se tomó como primer criterio la masa velocidad máxima permisible y en base a esta se hicieron las modificaciones necesarias. Esto quiere decir que el arreglo del equipo cumple con esta restricción lo que hace suponer que el cambiador actual fue diseñado con una masa velocidad mucho menor a la máxima permisible lo que ocasiona que el área de transferencia necesaria se vea incrementada por el descenso de la masa velocidad y el bajo número de Reynolds.

Como una consecuencia de esta baja velocidad, el espaciamiento entre membranas debe aumentarse primero para mantener la velocidad y segundo para que la caída de presión no se vea incrementada.

Por el contrario, si el cambiador actual se hubiere diseñado con una velocidad mayor a la máxima permisible, hubiere resultado en un cambiador menor al actual o con igual tamaño pero con varias pasos tanto en la coraza como en los tubos.

De cualquier manera, lo anterior no quiere decir que un equipo sea mejor que otro, sino que se pone de manifiesto que en el diseño de cambiadores de calor, el criterio o - criterios que se tomen en cuenta determinan las caracterís ticas finales del equipo.

Se puede concluir que el cambiador diseñado cumple con los requerimientos de Área de transferencia necesaria, se ajusta a los criterios de velocidad y caída de presión pro puestos y permite un rápido acceso tanto al interior de - los tubos para inspección como también poder retirar todo el banco de tubos sin que esto represente un deterioro para los mismos y la coraza o grandes tiempos fuera de opera ción para cortar, limpiar y volver a soldar la coraza.

Como última parte del diseño, se muestra en la figura 3.6 el diagrama constructivo del equipo y en la figura 3.7 un ejemplo de la hoja de datos de diseño del mismo, las cuales pueden ser utilizadas como una referencia para pre sentar un proyecto de diseño de un intercambiador de calor.

INTERCAMBIADORES DE CALOR
HOJA DE DATOS

2	CLIENTE:			PROYECTO:	
3	DIRECCION:			PLANO:	
4	LOCALIZACION:			FECHA:	
5	SERVICIO DE LA UNIDAD:	ENERGIADOR		EQUIPO Nº	1
6	TAMANO:	24-398	TIPO: HORIZONTAL	SUPERFICIE CORAZA	1718
7	Nº UNIDADES:	1	CORAZA/UNIDAD	SUPERFICIE TUBOS	1218
8	CAPACIDAD DE LA UNIDAD				
9			CORAZA	TUBOS	
10	TIPO DE FLUIDO	AGUA FRIADA		AGUA TIBIA	
11	TOTAL DE FLUIDO A LA ENTRADA	LWV	289 722	358 726.3	
12	VAPOR ORG.	LWV			
13	LIVIDO	LWV	289 722	358 726.3	
14	VAPOR AGUA	LWV			
15	INCENDIABLES	LWV			
16	FLUIDO IMPURIZADO O CONDENSADO	LWV			
17	VAPOR CONDENSADO	LWV			
18	DENSIDAD RELATIVA DEL LIVIDO		1.0	1.0	
19	VISCOSIDAD DE DINERO (CENTIPOISES)		0.85 °C 23.4 °F	0.85 °C 96.8 °F	
20	PESO MOLECULAR DEL VAPOR				
21	CALOR ESPECIFICO	BTU/LB °F	1.0	1.0	
22	CALOR LATENTE	BTU/LB			
23	TEMPERATURA DE ENTRADA	°F	109.6	64.4	
24	TEMPERATURA DE SALIDA	°F	86	22.4	
25	PRESION DE OPERACION	PSIG	35	50	
26	NUMERO DE PASES		1	2	
27	VELOCIDAD	FT/SEG.	2.85	3.09	
28	CAIDA DE PRESION	PSIG	0.37	2.64	
29					
30	CALOR INTERCAMBIO - BTU/Hr.	6 425 632.2		LMTD.	20.24
31	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA - BUCO	265.4		LIMPIO	422.2
32				REFERENCIA POR INCRUSTACION	
33	CONSTRUCCION				
34	PRESION DE DISEÑO	LWV	42	60	
35	PRUEBA DE PRESION	LWV	63	90	
36	TEMPERATURA DE DISEÑO	°F	132	89	
37	TAMANO DE LAS BOQUILLAS	ENTRADA 6" SALIDA 6"		ENTRADA 6"	SALIDA 6"
38	ENTRADA/PRESION Y TIPO DE CARA	150 # R.F.		150 # R.F.	
39	Nº TUBOS 396	Ø 3/4"	BUC 19 MIN.	LONGITUD 22 FT.	ESPACIAMIENTO 1"
40	TIPO DE MAMPARAS SEGMENTADAS	25.7		ESPACIAMIENTO 13.86"	TIPO DE MAMPARAS LONG.
41	CONSTRUCCION - ARME SECCION	VI		TEMA CLASE C	ESPECIFICACION DEL MBR.
42	PESO: C/CORAZA	LLENO DE AGUA		BANCO DE TUBOS REMOVBLE	
43	PARTES MARCADAS RELEVADAS DE ESFUERZO (LB)			PARTES MARCADAS RADIOGRAFIADAS (R)	
44	PART E	MATERIAL	ESPESOR	TOL. ADMISION	MATERIAL
45	TUBOS	A.C.	0.087"		CUBIERTA - CABEZAL
46	ESPEJO FIJO	A.C.			ESPEJO - CABEZAL
47	ESPEJO FLOTANTE	A.C.			ESPEJO - CORAZA
48	CORAZA	A.C.	0.325"		CUBIERTA DE LA CORAZA
49	CUBIERTA DE CORAZA	A.C.			CABEZAL FLUTANTE
50	CONJUNTO DE TUBOS	A.C.	0.125"		NOTAS
51	MAMPARAS	A.C.	0.125"		
52	CABEZAL	A.C.			
53	CUBIERTA DE CABEZAL	A.C.			
54	MAMPARAS DE ESPEJO FLUTANTE	A.C.			
55	MAMPARAS LONG.	A.C.			
56	I.D. CORAZA	23.44	0.125"		
57					

CHANGINDOR TIPO:
TEMA: C.F.W
EM-15/CS-10/RH-16

CONCLUSIONES.

El Ingeniero Químico en el ejercicio de su profesión se enfrenta a procesos que involucran fenómenos de transferencia de calor, teniendo la necesidad de diseñar intercambiadores de calor de tubos y corazas. Aunque estos equipos es difícil que no existan en cualquier industria, su diseño se puede complicar, debido a que la información necesaria para el diseño se encuentra dispersa y no se tiene un método general que proporcione un cálculo rápido y seguro del equipo.

La secuencia de diseño que se propone es únicamente una relación lógica de las operaciones necesarias para el cálculo de estos equipos. El método de cálculo de los coeficientes, es solo una de las alternativas existentes. Hay métodos más complicado y exactos. Hay otros más simples e inexactos.

El diseño global aunque propuesto y demostrado para intercambiadores de calor sin cambio de fase, sirve con modificaciones mínimas para condensadores y vaporizadores. Estas modificaciones dependerán del tipo de proceso involucrado.

Una vez hecho el diseño termodinámico, el Ingeniero deberá elegir cada una de las partes que constituirán físicamente el intercambiador de calor. Para dicha elección deberá tomar en cuenta aspectos como disponibilidad de espacio, naturaleza de los fluidos, condiciones de operación y costo del conjunto. Para ayudarle en este propósito, este trabajo describe diversas opciones de los principales componentes internos y externos de los cambiadores de calor.

Toda la información sobre partes de los intercambiadores, se basa en publicaciones de fabricantes especializados

de países más desarrollados que el nuestro.

Debe tomarse en cuenta para la selección de las partes integrantes de estos equipos que el costo de fabricación y la disponibilidad de los mismos juegan un papel muy importante y que no deberán ser dejados de lado.

La selección de partes sumamente elaboradas deberá ser hecha siempre y cuando el factor seguridad o el factor practicabilidad sea lo suficientemente importante como para dejar en segundo término al factor costo.

Se debe aclarar que no se aborde el diseño mecánico en ninguna de sus partes por considerarlo objeto de otra especialidad.

En resumen este trabajo propone una secuencia de cálculo segura y fácil de emplear proporcionando los elementos necesarios para llevar a cabo el diseño termodinámico así como - las bases para la correcta selección de las partes constituyentes de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

APENDICE

- Tabla No. 1 Conductividad Térmica de Metales
- Tabla No. 2 Conductividad Térmica de Gases y Vapores
- Tabla No. 3 Conductividad Térmica de Líquidos
- Figura No. 1 Calor Específico de Gases 1 ATM.
- Figura No. 2 Calor Específico de Líquidos
- Figura No. 3 Calor Latente de vaporización de varios Líquidos
- Figura No. 4 Viscosidad de Líquidos 1 ATM
- Figura No. 5 Viscosidad de Gases y Vapores 1 ATM
- Figura No. 6 Nomograma General de Densidad
- Figura No. 7 Factor Fc de Temperatura Celésica
- Figura No. 8 Factor de Corrección LMTD, Idivisión por la coraza, Cualquier número de pasos por los tubos.
- Figura No. 9 Factor de Corrección LMTD, Flujo Dividido en Coraza, 2 pasos en los tubos.
- Figura No. 10 Factor de Corrección LMTD, un Flujo Mezclado, otro sin mezclar
- Figura No. 11 Factor de Corrección LMTD, Ambos Fluidos Sin Mezclar
- Figura No. 12 Factor de Corrección LMTD, 1-2
- Figura No. 13 Factor de Corrección LMTD, 2-4
- Figura No. 14 Factor de Corrección LMTD, 3-6
- Figura No. 15 Factor de Corrección LMTD, 4-8
- Figura No. 16 Factor de Corrección LMTD, 5-8
- Figura No. 17 Factor de Corrección LMTD, 6-12
- Figura No. 18 Curva de Transferencia de Calor por el lado de los tubos

- Figura No. 19** Coeficiente de transferencia de Calor,
agua dentro de tubos
- Figura No. 20** Coeficiente de Transferencia de Calor -
para agua en intercambiadores con empaques
segmentados del lado de la coraza
- Tabla No. 4** Valores aproximados de los Coeficientes
Totales
- Tabla No. 5** Tablas de Conteo de Tubos
- Tabla No. 6** Características de Tubing
- Tabla No. 7** Factores de Obstrucción
- Tabla No. 8** Tabla de Corrosión

T A B L A N O . 1

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE METALES

MATERIAL	TEMPERATURA °F													
	BTU/(h)(pie ²)/(°F)(pie)													
	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
ALUMINIO (RECOCIDO)														
Tipo 1000-0	126	124	123	122	121	120	118							
Tipo 3003-0	111	111	111	111	111	111	111							
Tipo 3004-0	97	98	99	100	102	103	104							
Tipo 6061-0	102	103	104	105	106	106	106							
ALUMINIO (TEMPLADO)														
Tipo 1100 (todo templado)	123	122	121	120	118	118	118							
Tipo 3003 (todo templado)	96	97	98	99	100	102	104							
Tipo 3004 (todo templado)	97	98	99	100	102	103	104							
Tipo 6061 T4 y T6	95	96	97	98	99	100	102							
Tipo 6063 T5 y T6	116	116	116	116	116	115	114							
Tipo 6063 T42	111	111	111	111	111	111	111							
PIERRO FUNDIDO	31	31	30	29	28	27	26	25						
ACERO AL CARBON	30	29	28	27	26	25	24	23						
ACERO INOXIDABLE AUSTENITICO														
18% Cr, 8% Ni	9.3	9.8	10	11	11	12	12	13	13	14	14	14	15	15
25% Cr, 20% Ni	7.8	8.4	8.9	9.5	10	11	11	12	12	13	14	14	15	15
ADMIRALTY	70	75	79	84	89									
COBRE	225	225	224	224	223									
ALEACIONES DE COBRE-NIQUEL														
90% Cu, 10% Ni	30	31	34	37	42	47	49	51	53					
80% Cu, 20% Ni	22	23	25	27	29	31	34	37	40					
70% Cu, 30% Ni	18	19	21	23	25	27	30	33	37					
30% Cu, 70% Ni Aleación 400	15	15	16	16	17	18	19	20	20					
MUNTZ	71													
NIQUEL - CROMO - FIERRO														
Aleación 600	9.4	9.7	9.9	10	10	11	11	11	12	12	12	13	13	13
NIQUEL - FIERRO - CROMO														
Aleación 800				9.1					11.6					14.6
TITANIO														
Grado 3	11.3		11.5		11.5		11.5							

TABLA No. 2
CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES

$$k = BTU / (hr)(ft^2)(^{\circ}F ft)$$

Substancia	TEMPERATURA $^{\circ}F$							
	-73	-149	32	127	212	392	572	752
Acetona			.0057	.0076	.0099	.0157		
Acetileno		.0056	.0109	.0140	.0172			
Aire	.0040	.0091	.0140		.0194	.0224	.0260	
Amoníaco		.0077	.0126		.0192	.0230	.0395	.050
Argón		.0063	.0095		.0123	.0143	.0171	
Benceno			.0052	.0075	.0103	.0166		
n-Butano			.0071		.0135			
iso-Butano			.0030		.0139			
Dióxido de Carbono		.0064	.0034		.0123	.0177	.0229	
Disulfuro de carbono			.0040					
Monóxido de Carbono	.0037	.0091	.0134		.0176			
Tetracloruro de Carbono				.0047	.0052	.0069		
Cloro			.0043		.0058	.0081		
Cloroformo			.0038	.0047	.0058	.0092		
Ciclohexano								
Triclorodifluorometano			.0048	.0064	.0080	.0115		
Etano		.0055	.0106		.0175			
Acetato de Etilo				.0074	.0096	.0151		
Alcohol Etilico			.0081		.0124			
Cloruro de Etilo			.0055		.0095	.0145		
Etil Ester			.0077	.0101	.0131	.0190		
Etilano		.0051	.0101		.0131	.0161		
Helio	.0338	.0612	.0111		.0211			

TABLA No. 2 (Continuación)

Substancia	TEMPERATURA °F							
	-32°	-14°	32	122	142	302	572	75°
n-Heptano					.0103	.0111		
n-Hexano			.0077	.0080				
Hexano			.0061		.0100			
Hidrógeno	.0293	.0652	.0966		.1274	.1434	.1705	
Sulfuro de Hidrógeno			.0076					
Mercurio						.0197		
Metano	.0045	.0107	.0176		.0155	.0351	.0490	
Metil Acetato			.0059	.0061				
Alcohol Metílico			.0083		.0179			
Cloruro de Metilo			.0053	.0074	.0094	.0140		
Cloruro de Metileno			.0037	.0057	.0063	.0091		
Neón			.0026					
Oxido Nítrico		.0099	.0134	.0161				
Nitrógeno	.0040	.0071	.0137		.0191	.0220	.0255	.0287
Oxido Nitroso		.0047	.0074		.0133			
Oxígeno	.0034	.0091	.0147	.0166	.0181			
n-Pentano			.0074	.0083				
iso-Pentano			.0072		.0127			
Propano			.0087		.0151			
Dióxido de Azufre			.0050		.0069			
Vapor de Agua					.0117	.0187	.0244	.0315

TABLA Nº 3 CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LIQUIDOS

$$K = \text{BTU} / (\text{h}) (\text{Pio}^2) (^{\circ}\text{F}/\text{Pio})$$

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceltes			Bromobenceno	88	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	812	0.100	Dióxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		68	0.111
	112	0.095	Bisulfuro de carbono	68	0.093
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.103		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	68	0.32
40%	68	0.224		68	0.24
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	68	0.31
100%	122	0.087		68	0.1
Benceno	68	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.092	Cloroformo	68	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymens (para)	68	0.078
Eter	68	0.080		160	0.073
	167	0.078	Decano (n-)	68	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	30	0.057
Acetato de amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	68	0.094		100	0.048
	112	0.088		140	0.043
	68	0.088		180	0.038
	107	0.087	Diclorostano	122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-86	0.085	Diclorometano	5	0.111
Alcohol (n-)	68	0.097		68	0.095
	167	0.095	Eter de petróleo	68	0.07
(iso-)	50	0.091		167	0.073
Acetona	68	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	68	0.078
Acido acético 100%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
80%	68	0.20	80%	68	0.189
60%	212	0.0786	60%	68	0.220
40%	212	0.102	40%	68	0.253
20%	212	0.0923	20%	68	0.278
100%	212	0.0833	100%	212	0.164
Acido esteárico	68	0.21	Heptano (n-)	140	0.079
Acido láurico	68	0.25		140	0.074
Acido oleico	68	0.30	Hexano (n-)	58	0.080
Acido palmítico	68	0.330		140	0.074
Acido sulfúrico	88	0.356	Kerosena	58	0.065
	80	0.381		167	0.081
Agua	140	0.381	Mercurio	68	4.83
	176	0.398	Nitrobenceno	68	0.085
Alcohol alílico	77-86	0.104		212	0.088
Alcohol heptílico (n-)	68	0.094	Nitrometano	68	0.125
	167	0.091	Nonano (n-)	140	0.122
Alcohol hexílico (n-)	68	0.093		68	0.088
	167	0.090	Octano (n-)	140	0.123
Alcohol metílico 100%	68	0.124		68	0.051
80%	68	0.154	Paraldehído	140	0.082
60%	68	0.190		68	0.081
40%	68	0.234	Pentano (n-)	68	0.084
20%	68	0.284		212	0.078
100%	122	0.111		68	0.078
Cloruro	5	0.111	Percloroetileno	167	0.074
	68	0.099		122	0.092
Alcohol propílico (n-)	68	0.099	Sodio	212	49
	167	0.095		410	46
	68	0.091	Tolueno	68	0.086
Alcohol (iso-)	140	0.090		167	0.084
	5-86	0.29	Tricloroetano	122	0.077
Amoníaco	140	0.261	Tricloroetileno	122	0.089
acuoso, 28%	140	0.25	Turpentina (aguarrás)	32	0.14
	32-68	0.100	Vaselina	68	0.106
Anilina	68	0.092	Xileno (orto)	68	0.090
Benceno	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.097
Ciclo Hexano	40	0.089	Xileno (para)	68	0.078
	100	0.081		176	0.085
	250	0.060	Acetato de vinilo	32	0.087
Etil Benceno	32	0.080		230	0.065
	190	0.045			
Formol dehidro	110	0.185	Agua	300	0.383
	0	0.132		300	0.395
	68	0.116		420	0.376
Metil Cetano	0	0.089		620	0.275
	250	0.067			

CALOR ESPECIFICO - GASES 1 ATM.

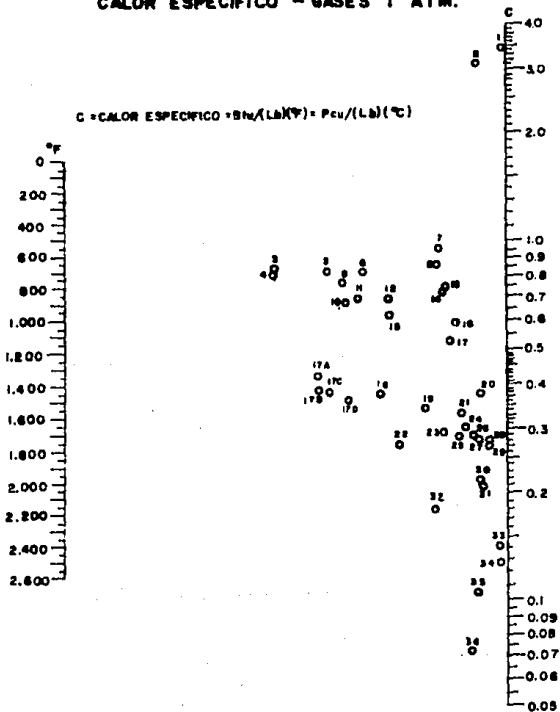


FIG. N ° 1

CALORES ESPECIFICOS DE GASES A 1 ATMOSFERA

NO	G A S	RANGO °F
10	Acetileno	32- 390
15	Acetileno	390- 750
16	Acetileno	750-2550
27	Aire	32-2550
12	Amoniaco	32-1110
14	Amoniaco	1110-2550
18	Bióxido de Carbono	32- 750
24	Bióxido de Carbono	750-2550
26	Monóxido de Carbono	32-2550
32	Cloro	32- 390
34	Cloro	390-2550
3	Etano	32- 390
9	Etano	390-1110
8	Etano	1110-2550
4	Etileno	32- 390
11	Etileno	390-1110
13	Etileno	1110-2550
17B	Freón-11	32- 300
17C	Freón-21	32- 300
17A	Freón-22	32- 300
17D	Freón-113	32- 300
1	Hidrógeno	32-1110
2	Hidrógeno	1110-2550
35	Bromuro de Hidrógeno	32-2550
30	Cloruro de Hidrógeno	32-2550
20	Fluoruro de Hidrógeno	32-2550
36	Yoduro de Hidrógeno	32-2550
19	Sulfuro de Hidrógeno	32-1290
21	Sulfuro de Hidrógeno	1290-2550
5	Metano	32- 570
6	Metano	970-1290
7	Metano	1290-2500
25	Oxido Nítrico	32-1290
28	Oxido Nítrico	1290-2950
26	Nitrógeno	32-2550
23	Oxígeno	32- 930
29	Oxígeno	930-2550
33	Asufre	570-2550
22	Bióxido de Asufre	32- 750
31	Bióxido de Asufre	750-2550
17	Agua	32-2550

CALOR ESPECIFICO DE LIQUIDOS

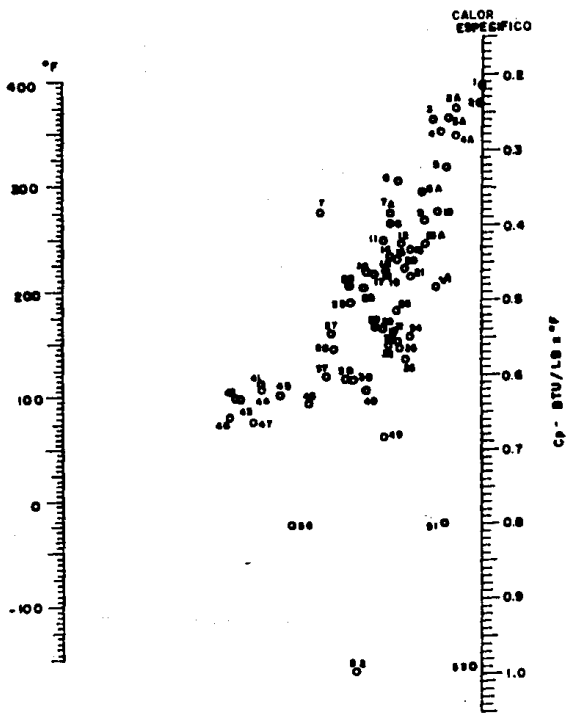


FIG. N° 2

CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS

NO	LIQUIDO	RANGO °F
29	Acido Acético 100 %	32-176
32	Acetona	68-122
52	Amoniaco	- 94-122
37	Alcohol Amilico	- 58- 77
26	Acetato de Amilo	32-212
30	Anilino	32-266
23	Benceno	50-176
27	Alcohol Bencilico	- 4- 86
10	Cloruro de Bencilo	- 22- 86
49	Salmuera 25 % CaCl ₂	- 40- 68
51	Salmuera 25 % NaCl	- 40- 68
44	Alcohol Butilico	32-212
2	Bisulfuro de Carbono	-148- 77
3	Tetracloruro de Carbono	50-140
8	Clorobenceno	32-212
4	Cloroformo	32-122
21	Decano	-112- 77
6A	Dicloroetano	- 22-140
5	Diclorometano	- 40-122
15	Difenilo	176-248
22	Difenilmetano	86-212
14	Oxido de Difenilo	32-392
16	Dowtherm A	32-392
24	Acetato de Etilo	- 58- 77
42	Alcohol Etilico 100 %	68-176
46	Alcohol Etilico 95 %	68-176
50	Alcohol Etilico 50 %	68-176
25	Etil Benceno	32- 20
1	Bromuro de Etilo	41- 75
13	Cloruro de Etilo	- 22-104
36	Eter Etilico	-148- 77
7	Yoduro de Etilo	32-212
39	Etilen Glicol	- 40-392
2A	Freón-11	- 4-158
6	Freón-12	- 40- 59
4A	Freón-21	- 4-158
7A	Freón-22	- 4-140
3A	Freón-113	- 4-158
38	Glicerina	- 40- 68
28	Heptano	32-140
35	Hexano	-112- 68
48	Acido Clorhídrico 30 %	68-212
41	Alcohol Isoamílico	50-212
43	Alcohol Isoamílico	32-212
47	Alcohol Isopropilico	- 4-122
31	Eter Isopropilico	-112- 68
40	Alcohol Metilico	- 40- 68
13A	Cloruro de Metilo	-112- 68
14	Naftaleno	194-392
12	Nitrobenceno	32-212
34	Nonano	- 58- 77
33	Octano	- 58- 77

No	L I T U Y D D	RANGO °F
3	Percloroetileno	- 22-284
45	Alcohol Propilico	- 4-212
20	Piridina	- 58- 77
9	Acido Sulfúrico 98 %	50-113
11	Dióxido de Azufre	- 4-212
23	Tolueno	32-140
53	Agua	50-392
19	Xileno Orto	32-212
18	Xileno Meta	32-212
17	Xileno Para	32-212

CALOR LATENTE DE VAPORIZACION DE VARIOS LIQUIDOS

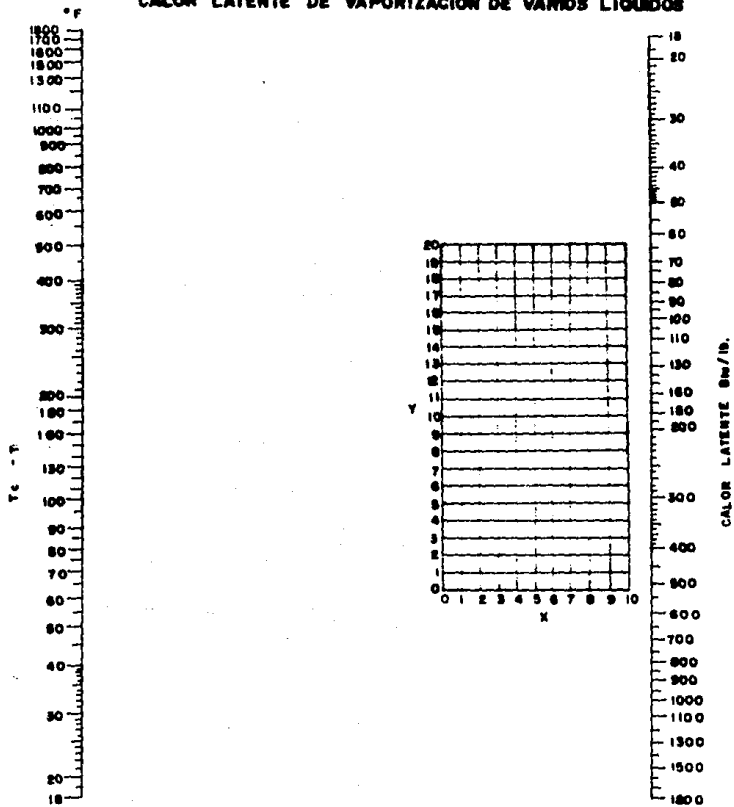


FIG. N° 3

VALORES LATENTES DE VAPORIZACION

LIQUIDO	T. °F.	RANGO		X	Y
		Tc-T	°F		
Acido Acetico	609	212 - 392		5.6	11.9
Acetona	455	234 - 464		4.0	10.3
Amonaco	272	176 - 352		3.2	3.8
Alcohol Etilico (-iso)	585	392 - 572		6.0	9.4
Penceno	552	50 - 572		3.6	12.5
n-Butano	307	104 - 158		2.6	11.6
Butano		159 - 392		3.6	11.7
iso-Butano	273	167 - 345		3.4	12.1
Etil alcohol (-n)	548	337 - 572		2.0	9.8
Etil alcohol (-iso)	509	302 - 392		1.7	9.7
Etil alcohol		392 - 517		6.9	7.7
Etil alcohol (-sec)	508	337 - 517		5.6	8.8
Etil alcohol (-ter)	455	372 - 392		3.9	9.5
Oxido de carbono	91	50 - 212		3.3	11.1
Bisulfuro de carbono	522	284 - 527		3.5	13.7
Tetracloruro de carbono	542	50 - 572		3.6	17.3
Cloro	291	217 - 392		1.5	14.5
Cloroformo	505	345 - 508		3.7	15.7
Dicloroetileno (-cis)	469	392 - 572		9.4	13.3
Dimetilamina	329	255 - 392		4.8	8.8
Difenilo	922	50 - 90		2.7	15.2
Difenilo		90 - 302		3.8	15.2
Difenilo		302 - 752		0.8	12.8
Oxido de difenilo	952	176 - 643		3.1	15.5
Oxido de difenilo		643 - 932		6.2	14.5
Etano	895	50 - 265		4.0	5.8
Alcohol etilico	477	50 - 294		3.1	7.9
Alcohol etilico		295 - 482		4.7	5.3

LIQUIDO	T _c °F	Rango		X	Y
		T _c	T _c - T _{oF}		
Etil Amina	362	266	- 446	3.0	9.0
Cloruro de Etilo	369	302	- 446	4.1	12.2
Etileno	50	50	- 100	3.1	9.3
Etileno		122	- 256	4.0	0.6
Eter Etilico	382	59	- 266	3.1	12.7
Eter Etilico		266	- 464	1.8	12.7
Freón 11	388	158	- 482	3.6	17.3
Freón 12	232	140	- 302	3.9	17.2
Freón 21	325	176	- 427	3.3	15.4
Freón 22	205	122	- 320	4.0	15.1
Freón 113	417	194	- 492	3.5	19.7
Freón 114	293	113	- 392	3.5	18.7
n-Hentano	512	50	- 517	3.4	13.5
n-Hexano	456	131	- 464	3.4	13.7
Metano	116	50	- 194	5.2	9.3
Alcohol Metilico	464	65	- 285	3.3	5.3
Alcohol Metilico		285	- 464	3.6	4.7
Metil Amina	315	212	- 392	4.1	6.5
Cloruro de Metilo	280	61	- 230	2.6	11.1
Cloruro de Metilo		230	- 247	5.2	11.2
Formiato de Metilo	417	302	- 492	1.8	11.3
Cloruro de Metileno	421	302	- 492	1.0	13.7
Oxido Nitroso	57	43	- 77	1.2	5.0
Oxido Nitroso		77	- 156	5.6	12.0
n-Octano	555	61	- 572	3.6	13.5
n-Octano	386	59	- 492	3.3	10.7
iso-Octano	370	50	- 392	3.0	10.7

LIQUIDO	T _c °F	Rango T _c -T _o °F	X	Y
Propano	205	59 - 492	4.3	11.0
Alcohol n-Propanlico	507	77 - 517	2.1	9.8
Alcohol iso-Propanlico	456	392 - 482	3.7	9.3
piridina	652	446 - 651	2.3	12.5
Bisulfido de Azufre	314	112 - 392	2.0	12.3
Tolueno	611	212 - 572	1.5	13.7
Tricloro Etileno	520	355 - 592	6.0	15.9
Agua	707	57 - 275	3.3	1.4
Agua		275 - 715	4.2	0.9

PROBLEMA: PARA AGUA A 220°F.

$T_c - T = 707 - 220 = 487$ y el calor

latente por libra es 970 BTU.

VISCOSIDAD DE LIQUIDOS A 1 ATM.

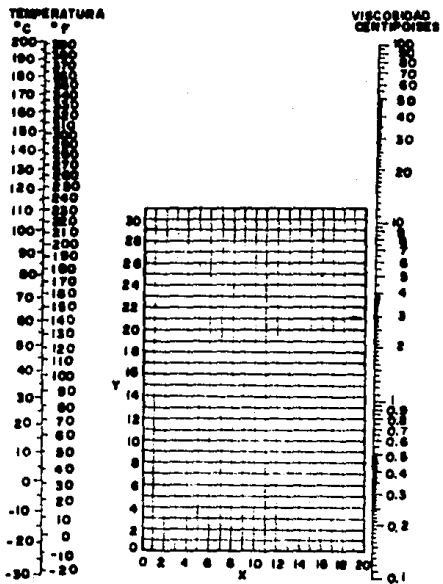


FIG. N° 4

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibrometano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	8.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	3.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	1.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.8	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.8	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Propílico	8.2	16.0	Metililcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	15.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl 25%	8.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.6	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.8	12.1
Cloruro de Sulfato	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

VISCOSIDADES DE GASES

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniac	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Dióxido de Azufre	9.6	17.0
Dióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	9.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ 1N ₂	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4

VISCOSIDAD DE GASES (CONTINUACION)

GAS	X	Y
Yoduro de Hidrogeno	9.0	21.0
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

VISCOSIDAD DE GASES Y VAPORES A 1 ATM.

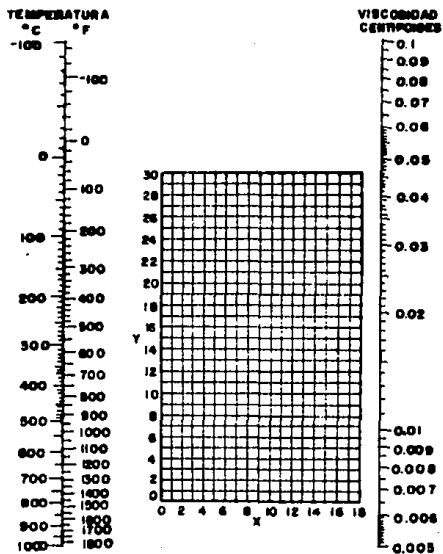


FIG. N° 5

NOMOGRAMA GENERAL DE DENSIDAD

COMPUESTO	X	Y
Acético, ácido	40.6	93.5
Acetona	26.1	47.8
Acetonitrilo	21.8	44.9
Acetileno	20.8	10.1
Amoníaco	22.4	24.6
Alcohol Isomílico	20.5	52.0
Amina	33.5	92.6
Benceno	32.7	63.0
n-Butírico, ácido	31.3	78.7
Isobutano	13.7	16.5
Isobutírico, ácido	31.5	75.9
Dióxido de carbono	78.6	46.4
Clorobenceno	41.7	105.0
Ciclohexano	19.6	44.0
n-Decano	16.0	38.2
n-Dodecano	14.3	41.4
Diálmina	17.6	33.5
Etano	10.8	4.4
Etanodiol	32.0	55.5
Acetato de Etilo	35.0	95.0
Alcohol Eílico	24.2	48.6
Cloruro de Etilo	42.7	62.4
Etileno	17.0	3.5
Etil-Eter	22.6	35.8
Formiato de Etilo	37.6	68.4
Propionato de Etilo	32.1	63.9
Etil-Propil-Eter	20.0	37.0
Fluorobenceno	41.9	87.6
n-Heptadecano	12.6	45.7
n-Heptano	12.6	29.8
n-Hexadecano	15.9	45.0
n-Hexano	13.5	27.0
Metanodiol	37.3	59.5
Acetato de Metilo	40.1	70.3
Alcohol Metílico	25.8	49.1
Cloruro de Metilo	52.3	62.9
Metil Eter	27.2	30.1
Metil-Etil-Eter	25.0	34.4
Metil Formaldehído	46.4	74.6

MEMORAMA GENERAL DE DENSIDAD.

COMPUESTO	X	Y
Propionato de Metilo	36.5	68.3
n-Nonano	16.2	36.5
n-Octadecano	16.2	46.5
n-Octano	12.7	32.5
n-Pentadecano	15.8	44.2
n-Pentano	12.6	22.6
n-Hendecano	14.9	47.0
Isopentano	13.5	22.5
Fenol	36.7	103.8
Fosfina	28.0	22.1
Propano	14.2	12.2
Piperidina	27.5	60.0
Propil-acetato	33.0	65.5
Propanol	23.8	50.8
n-Tetradecano	15.8	43.3
Trietilamina	17.9	37.0
n-Undecano	14.4	39.2

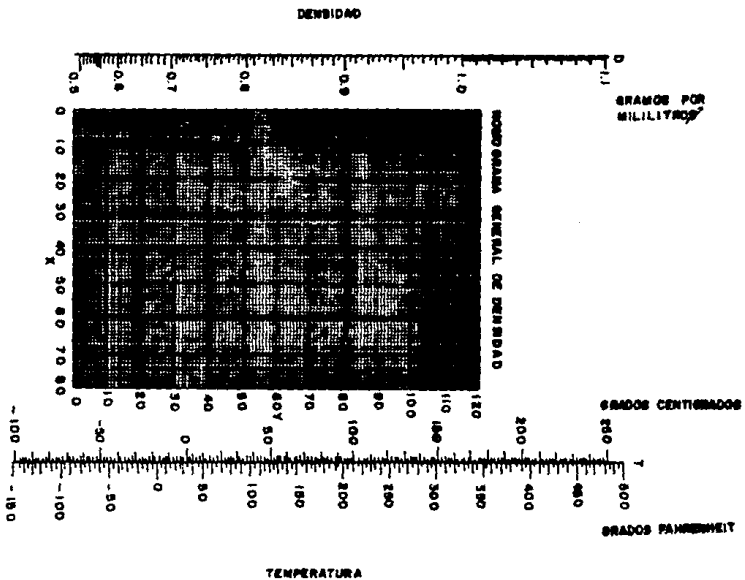


FIG. N° 6

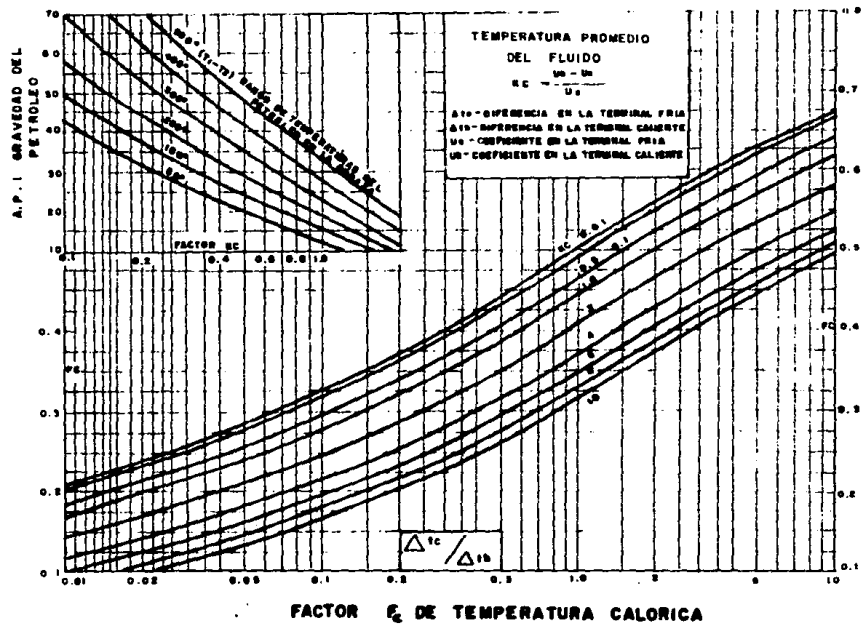


FIG. N° 7

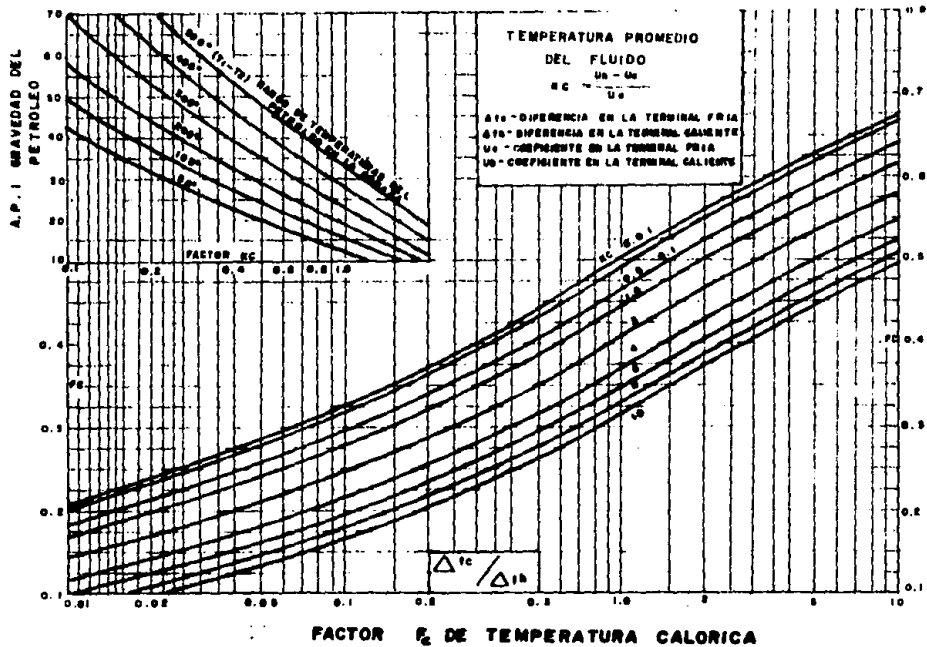
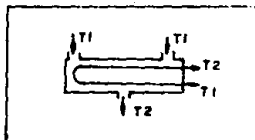
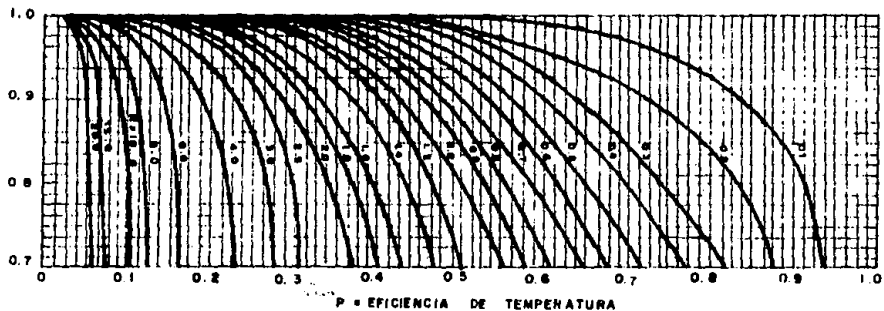


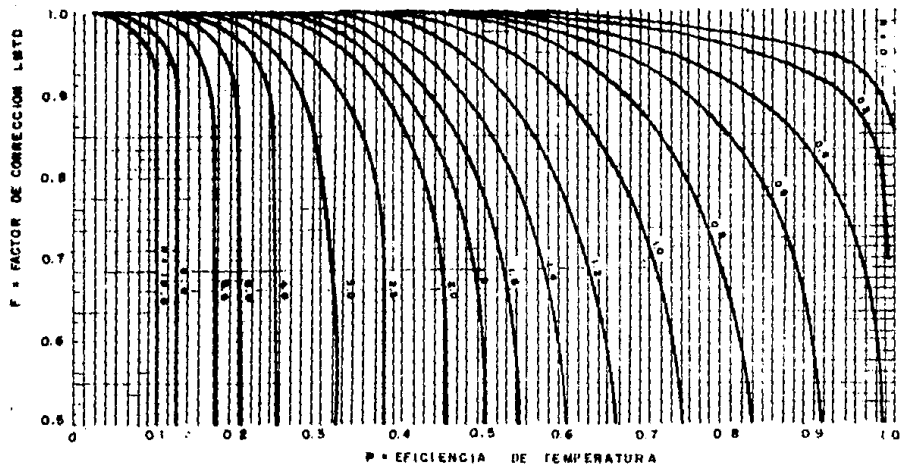
FIG. N° 7



FACTOR DE CORRECCION LMTD PARA 1 DIVISION EN EL FLUJO DEL PASO DE CORAZA Y CUALQUIER NUMERO DE PASOS POR LOS TUBOS

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}$$

FIG. N° 8

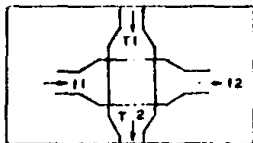
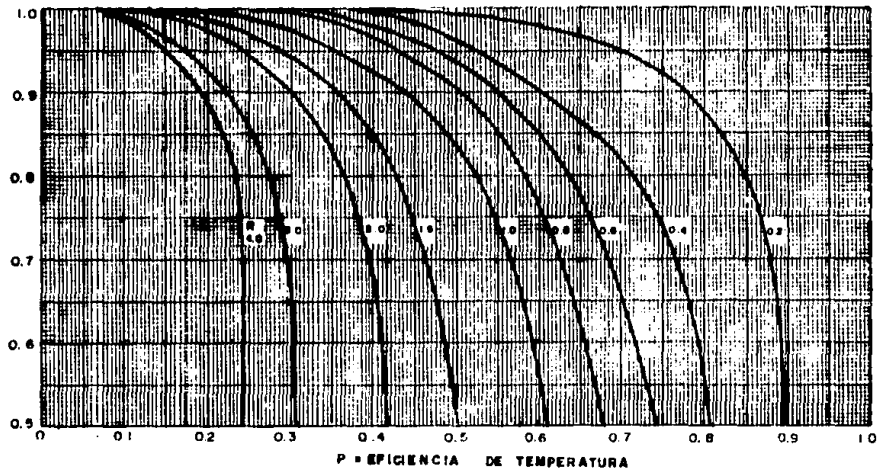


FACTOR DE CORRECCION LMTD PARA FLUJO DIVIDIDO EN LA CORAZA
Y 2 PASOS EN LOS TUBOS

$$P = \frac{12 - 11}{11 - 11} \quad R = \frac{11 - 12}{12 - 11}$$

FIG. N° 9

F = FACTOR DE CORRECCION PARA LMTD



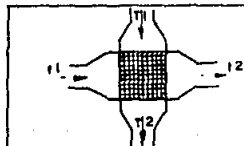
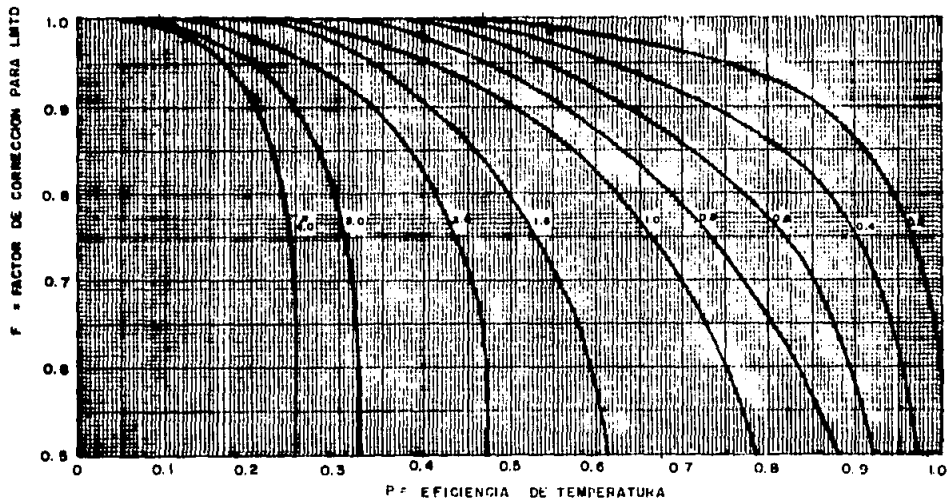
FACTOR DE CORRECCION PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJOS TRANSVERSALES CON UN FLUIDO MEZCLADO Y EL OTRO SIN MEZCLAR

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}$$

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{LMTD}} \log$$

FIG. N° 10



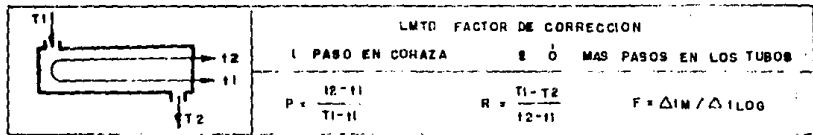
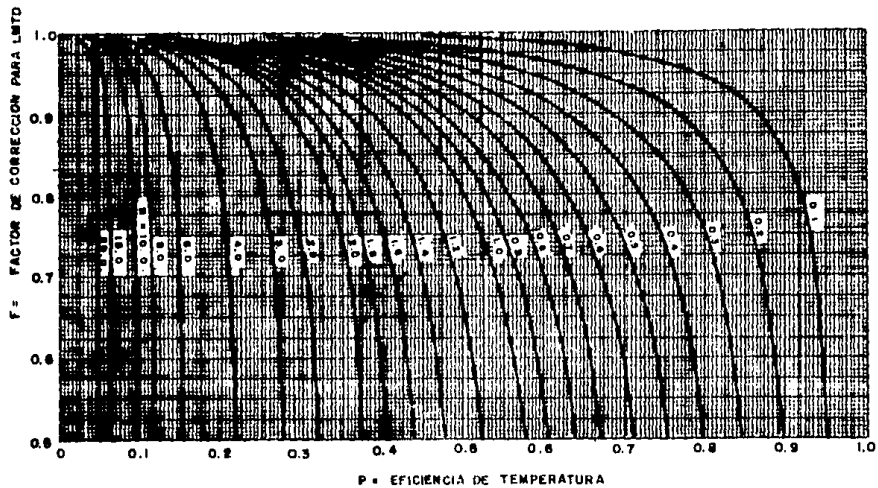
FACTOR DE CORRECCION PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
DE FLUJO TRANSVERSAL Y AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}$$

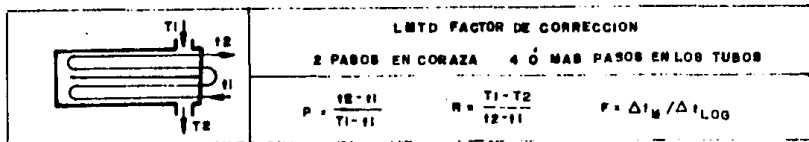
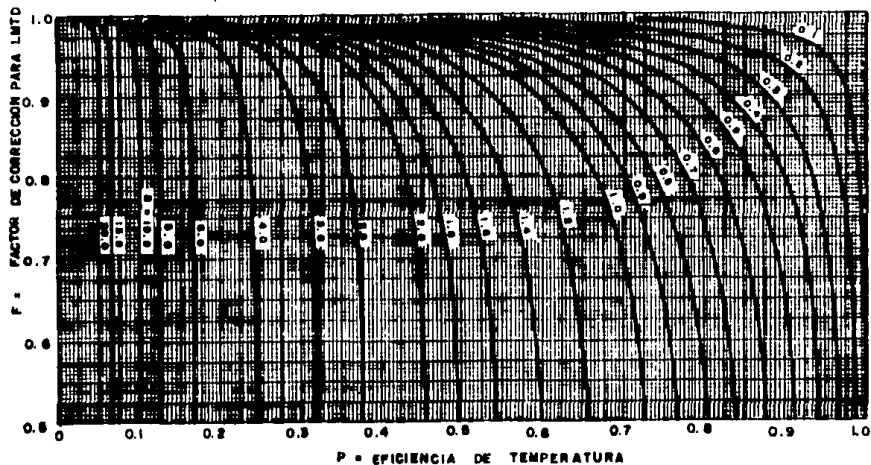
$$F = \Delta T_M / \Delta T_{L00}$$

FIG. N° 11



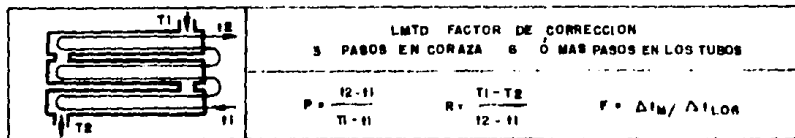
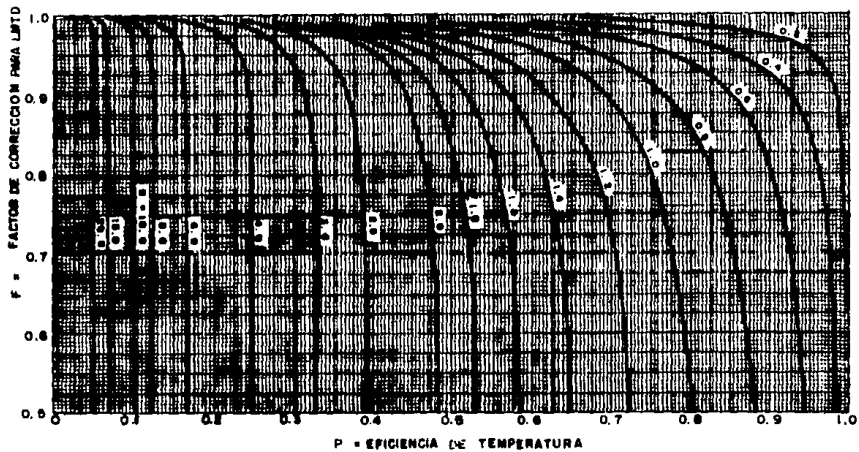
FACTOR DE CORRECCION 1 PASO EN COHAZA 2 O MAS PASOS EN LOS TUBOS

FIG. N°12



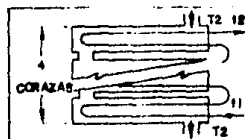
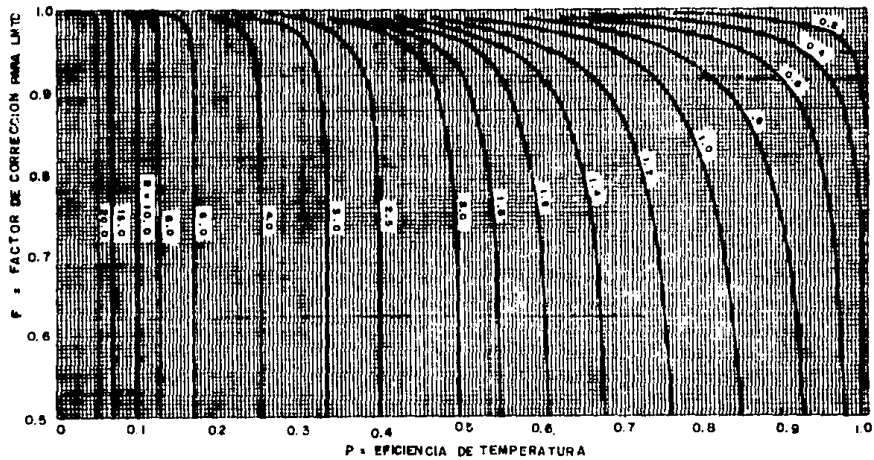
FACTOR DE CORRECCION 2 PASOS EN CORAZA 4 O MAS PASOS EN LOS TUBOS

FIG. N° 13



FACTOR DE CORRECCION 3 PASOS EN CORAZA 6 Ó MAS PASOS EN LOS TUBOS

FIG. N° 14



LMTD FACTOR DE CORRECCION
 4 PASOS EN CORAZA 8 Ó MAS PASOS EN LOS TUBOS

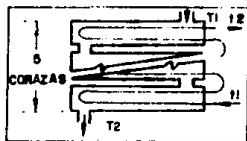
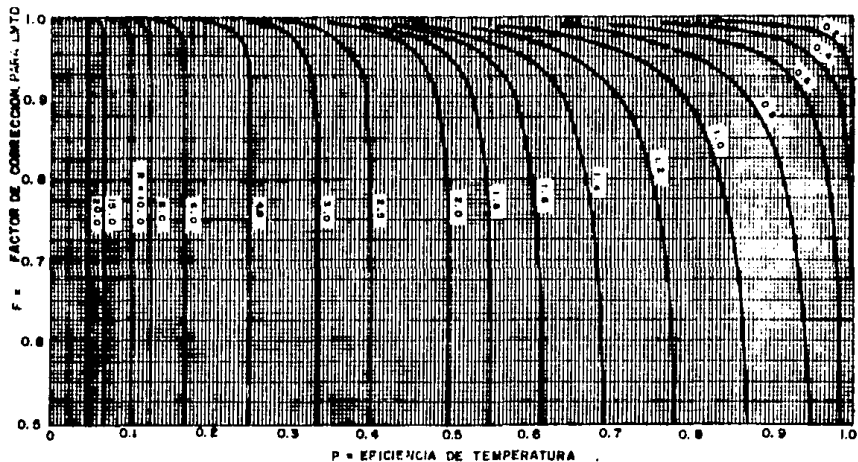
$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}$$

$$F = \Delta T_M / \Delta T_{LOS}$$

FACTOR DE CORRECCION LMTD 4 PASOS EN CORAZA 8 Ó MAS PASOS EN LOS TUBOS

FIG. N° 15



LMTD FACTOR DE CORRECCION
5 PASOS EN CORAZAS 10 O MAS PASOS EN TUBOS

$$P = \frac{T2 - T1}{T1 - T1}$$

$$R = \frac{T1 - T2}{T2 - T1}$$

$$F = \Delta T_M / \Delta T_{LOS}$$

FACTOR DE CORRECCION 5 PASOS EN CORAZA 10 O MAS PASOS EN LOS TUBOS

FIG. N° 16

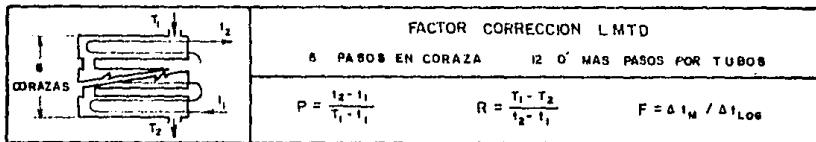
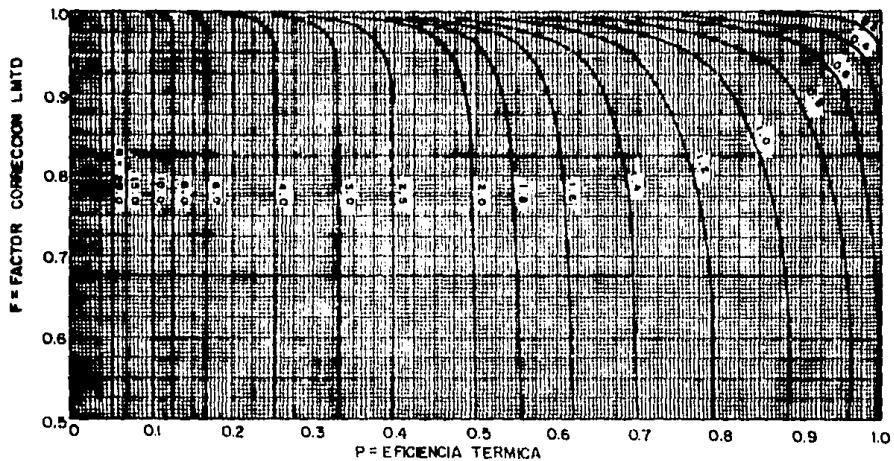


FIG. N° 17

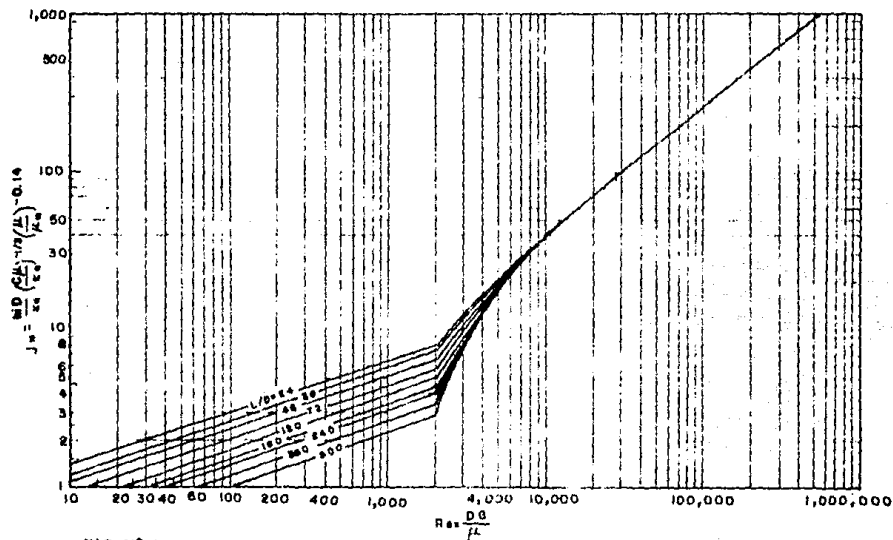
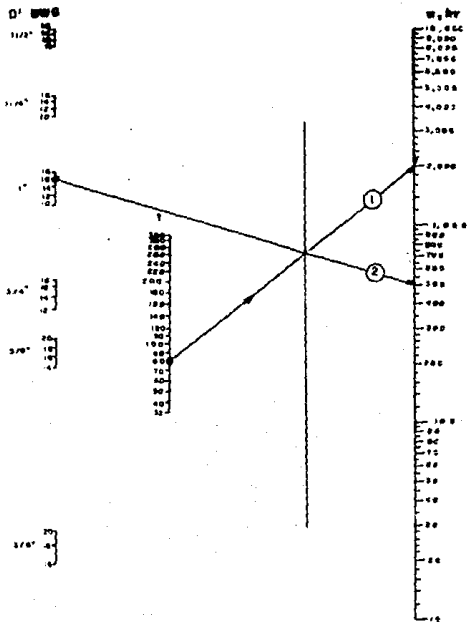


FIG. N° 18 TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL LADO DE LOS TUBOS

- h = COEFICIENTE DE PELICULA $Btu/(hr.)(sq.ft.)(^{\circ}F)$
 h_o = COEFICIENTE DE PELICULA REFERIDO A AREA EXTERIOR $BTU/(hr)(sq.ft.)(^{\circ}F)$
 ID = DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO, PULGADAS
 OD = DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO, PULGADAS
 G = MASA VELOCIDAD $W/sq.ft. / hr. (sq.ft.)$
 C = CALOR ESPECIFICO $Btu/(lb.)(^{\circ}F)$
 k_w = CONDUCTIVIDAD TERMICA, $Btu/(hr.)(sq.ft.)(^{\circ}F/ft.)$
 s = ARCA DE FLUJO ATRAVES DEL TUBO, $sq.ft.$
 L = LONGITUD DE LA TRAYECTORIA DEL FLUJO, $ft.$
 D = DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO, $ft.$
 μ = VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA CALORICA, $lb./ft. (hr)$
 μ_w = VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO, $lb./ft. (hr)$

NOTA: CORREGIR h_o POR h_o CON $h_o - h_i (ID/OD)$
 VISCOSIDAD EN CENTIPOISES $\times 2.42 = lb/ft. (hr)$



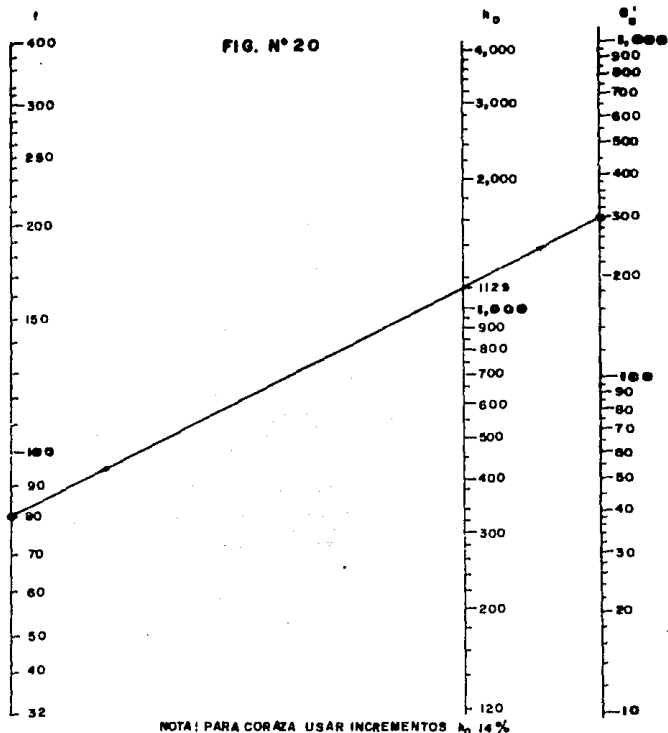
BWG = ESPESOR DEL TUBO
 D = DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO
 h = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR
 REFERIDA AL DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO
 T = TEMPERATURA PROMEDIO DEL AGUA
 w = RANGO DE FLUJO lb./ (hr) (TUBO)

PULGADAS
 BTU/(hr)(sq ft)(°F)

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, AGUA
 DENTRO DE TUBOS (NR > 2100)

FIG. N° 19

FIG. N° 20



NOTA: PARA CORAZA USAR INCREMENTOS h_0 14%

CARTAS BASADAS EN TUBOS DE $3/4"$ D'
 PARA OTROS DIAMETROS MULTIPLICAR EL VALOR LEIDO POR

D'	$3/8"$	$3/4"$	$1"$	CUALQUIERA
MULTIPLIQUE	1.078	1.0	0.88	$(0.75/D')^{0.4}$

G_a MASA VELOCIDAD ATRAVES DE LA APERTURA DEL BAFLE
 G_c MASA VELOCIDAD EN FLUJO CRUZADO
 G_g ($G_a G_c$)^{1/2}, MEDIA GEOMETRICA DE LA MASA VELOCIDAD
 h_0 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL LADO DE LA CORAZA
 D' DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO
 T TEMPERATURA PROMEDIO DEL AGUA

lb/(sec)(sq.ft.)
 lb/(sec)(sq.ft.)
 lb/(sec)(sq.ft.)
 B.T.U/(hr)(sq.ft)(°F)
 PULGADAS
 °F

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA AGUA EN INTERCAMBIADORES CON BAFLES
 SEGMENTADOS DEL LADO DE LA CORAZA

TABLA NR 4

Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño, - los valores incluyen un factor de obstrucción₂ total de 0.003 y caída de presión permisible de 3 a 10 lb/pulg² en la corriente que controle.

ENFRIADORES

<u>Fluido Caliente</u>	<u>Fluido Frio</u>	<u>Ud Total</u>
Agua	Agua	250 - 500 4
Metanol	Agua	250 - 500 4
Amoniaco	Agua	250 - 500 4
Soluciones acuosas	Agua	250 - 500 4
Sustancias orgánicas ligeras 1	Agua	75 - 150
Sustancias orgánicas medias 2	Agua	50 - 125
Sustancias orgánicas pesadas 3	Agua	5 - 75
Agua	Salmuera	100 - 200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40 - 100
Gases	Agua	2 - 50 5

CALENTADORES

<u>Fluido Caliente</u>	<u>Fluido Frio</u>	<u>Ud Total</u>
Vapor de agua	Agua	200 - 700 4
Vapor de agua	Metanol	200 - 700 4
Vapor de agua	Amoniaco	200 - 700 4
Vapor de agua	Soluciones acuosas	
Vapor de agua	Menor de 2.0 Cp.	200 - 700
Vapor de agua	Más de 2.0 Cp.	100 - 500 4
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	100 - 200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	50 - 100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6.60
Vapor de agua	Gases	5.30 3

INTERCAMBIADORES

<u>Fluido Caliente</u>	<u>Fluido Frio</u>	<u>Ud</u>	<u>Total</u>
Agua	Agua	250	- 500(4)
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250	- 500(4)
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40	- 75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20	- 60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10	- 40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30	- 60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10	- 40

NOTAS:

- 1.- Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 Cp. e incluyen Benceno, Tolueno, Acetona, Etanol, Metil-etil-cetona, Gasolina, Kerosén y Nafta.
- 2.- Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 Cp. e incluyen Kerosén, Strawoil, Gasoil caliente, Aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.
- 3.- Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 Cp. e incluyen Gasoil frío, Aceites lubricantes, Petróleo combustible, Petróleo crudo reducido, Brea y Asfaltos.
- 4.- Factor de obstrucción 0.001.
- 5.- Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA N° 3 CONTEO DE TUBOS

D. I. CORAZA	IN	UN PASO		DOS PASOS		CUATRO PASOS		SEIS PASOS		OCHO PASOS		D. I. CORAZA	IN
		TUBOS FIJOS	TUBOS U "	TUBOS FIJOS	TUBOS U "	TUBOS FIJOS	TUBOS U "	TUBOS FIJOS	TUBOS U "	TUBOS FIJOS	TUBOS U "		
39	1558	1377	1330	1202	1155	1027	980	852	805	677	630	509	462
40	1561	1380	1333	1205	1158	1030	983	855	808	680	633	512	465
41	1564	1383	1336	1208	1161	1033	986	858	811	683	636	515	468
42	1567	1386	1339	1211	1164	1036	989	861	814	686	639	518	471
43	1570	1389	1342	1214	1167	1039	992	864	817	689	642	521	474
44	1573	1392	1345	1217	1170	1042	995	867	820	692	645	524	477
45	1576	1395	1348	1220	1173	1045	998	870	823	695	648	527	480
46	1579	1398	1351	1223	1176	1048	1001	873	826	698	651	530	483
47	1582	1401	1354	1226	1179	1051	1004	876	829	701	654	533	486
48	1585	1404	1357	1229	1182	1054	1007	879	832	704	657	536	489
49	1588	1407	1360	1232	1185	1057	1010	882	835	707	660	539	492
50	1591	1410	1363	1235	1188	1060	1013	885	838	710	663	542	495
51	1594	1413	1366	1238	1191	1063	1016	888	841	713	666	545	498
52	1597	1416	1369	1241	1194	1066	1019	891	844	716	669	548	501
53	1600	1419	1372	1244	1197	1069	1022	894	847	719	672	551	504
54	1603	1422	1375	1247	1200	1072	1025	897	850	722	675	554	507
55	1606	1425	1378	1250	1203	1075	1028	900	853	725	678	557	510
56	1609	1428	1381	1253	1206	1078	1031	903	856	728	681	560	513
57	1612	1431	1384	1256	1209	1081	1034	906	859	731	684	563	516
58	1615	1434	1387	1259	1212	1084	1037	909	862	734	687	566	519
59	1618	1437	1390	1262	1215	1087	1040	912	865	737	690	569	522
60	1621	1440	1393	1265	1218	1090	1043	915	868	740	693	572	525
61	1624	1443	1396	1268	1221	1093	1046	918	871	743	696	575	528
62	1627	1446	1399	1271	1224	1096	1049	921	874	746	699	578	531
63	1630	1449	1402	1274	1227	1099	1052	924	877	749	702	581	534
64	1633	1452	1405	1277	1230	1102	1055	927	880	752	705	584	537
65	1636	1455	1408	1280	1233	1105	1058	930	883	755	708	587	540
66	1639	1458	1411	1283	1236	1108	1061	933	886	758	711	590	543
67	1642	1461	1414	1286	1239	1111	1064	936	889	761	714	593	546
68	1645	1464	1417	1289	1242	1114	1067	939	892	764	717	596	549
69	1648	1467	1420	1292	1245	1117	1070	942	895	767	720	599	552
70	1651	1470	1423	1295	1248	1120	1073	945	898	770	723	602	555
71	1654	1473	1426	1298	1251	1123	1076	948	901	773	726	605	558
72	1657	1476	1429	1301	1254	1126	1079	951	904	776	729	608	561
73	1660	1479	1432	1304	1257	1129	1082	954	907	779	732	611	564
74	1663	1482	1435	1307	1260	1132	1085	957	910	782	735	614	567
75	1666	1485	1438	1310	1263	1135	1088	960	913	785	738	617	570
76	1669	1488	1441	1313	1266	1138	1091	963	916	788	741	620	573
77	1672	1491	1444	1316	1269	1141	1094	966	919	791	744	623	576
78	1675	1494	1447	1319	1272	1144	1097	969	922	794	747	626	579
79	1678	1497	1450	1322	1275	1147	1100	972	925	797	750	629	582
80	1681	1500	1453	1325	1278	1150	1103	975	928	800	753	632	585
81	1684	1503	1456	1328	1281	1153	1106	978	931	803	756	635	588
82	1687	1506	1459	1331	1284	1156	1109	981	934	806	759	638	591
83	1690	1509	1462	1334	1287	1159	1112	984	937	809	762	641	594
84	1693	1512	1465	1337	1290	1162	1115	987	940	812	765	644	597
85	1696	1515	1468	1340	1293	1165	1118	990	943	815	768	647	600
86	1699	1518	1471	1343	1296	1168	1121	993	946	818	771	650	603
87	1702	1521	1474	1346	1299	1171	1124	996	949	821	774	653	606
88	1705	1524	1477	1349	1302	1174	1127	999	952	824	777	656	609
89	1708	1527	1480	1352	1305	1177	1130	1002	955	827	780	659	612
90	1711	1530	1483	1355	1308	1180	1133	1005	958	830	783	662	615
91	1714	1533	1486	1358	1311	1183	1136	1008	961	833	786	665	618
92	1717	1536	1489	1361	1314	1186	1139	1011	964	836	789	668	621
93	1720	1539	1492	1364	1317	1189	1142	1014	967	839	792	671	624
94	1723	1542	1495	1367	1320	1192	1145	1017	970	842	795	674	627
95	1726	1545	1498	1370	1323	1195	1148	1020	973	845	798	677	630
96	1729	1548	1501	1373	1326	1198	1151	1023	976	848	801	680	633
97	1732	1551	1504	1376	1329	1201	1154	1026	979	851	804	683	636
98	1735	1554	1507	1379	1332	1204	1157	1029	982	854	807	686	639
99	1738	1557	1510	1382	1335	1207	1160	1032	985	857	810	689	642
100	1741	1560	1513	1385	1338	1210	1163	1035	988	860	813	692	645

TABLA N° 5 CONTEO DE TUBOS (CONTINUACION)

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 1/8" plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 1/8" plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13 1/4	32	30	30	22	22	13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	44	40	37	35	31	15 1/4	29	29	25	24	22
17 1/4	56	53	51	48	44	17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	78	73	71	64	56	19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	96	90	86	82	78	21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	127	112	106	102	96	23 1/4	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	91	90	86	81	78
27	160	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	161	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	170
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224
Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 1/8" plg						Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 1/8" plg					
10	20	18	14			12	18	14	12	12	
12	32	30	26	22	20	12	18	14	12	12	
13 1/4	38	35	32	28	26	13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	54	51	45	42	38	15 1/4	30	31	32	30	27
17 1/4	69	66	62	58	54	17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	95	91	86	78	69	19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	117	112	105	101	95	21 1/4	70	72	70	66	61
23 1/4	140	136	130	123	117	23 1/4	95	91	86	80	76
25	170	164	155	150	140	25	115	110	105	98	95
27	202	196	185	179	170	27	136	131	125	118	115
29	235	228	217	212	202	29	160	154	147	141	136
31	275	270	255	245	235	31	184	177	172	165	160
33	315	305	287	288	275	33	215	206	200	190	184
35	357	348	335	327	315	35	246	238	230	220	215
37	407	390	380	374	357	37	275	268	260	252	246
39	440	436	425	419	407	39	307	299	290	284	275
TUBOS DE 5/8" DE ARRELO TRIANGULAR DE 13/16											
8	50	46	42	40	36						
10	66	66	74	70	64						
12 1/4	127	122	112	110	108						
15 1/4	146	146	150	142	134						
17 1/4	244	230	216	208	200						
19 1/4	339	322	298	286	280						
21 1/4	410	394	376	366	344						
23 1/4	476	462	442	426	416						
25	576	558	530	518	540						
27	626	616	640	630	614						
29	624	600	746	740	746						
31	966	944	904	890	874						
33	1098	1086	1032	1018	1004						

TABLA N°6 CARACTERISTICAS DE TUBING

D. E. P.L.G.	B.W.G.	ESPESES P.L.G.	AREA DE FLUIDO POR TUBOS P.L.G. ²	SUPERFICIE EXTERIOR POR PIE LINEAL P.L.G. ²	SUPERFICIE INTERIOR POR PIE LINEAL P.L.G. ²	PESO POR PIE LINEAL 16 DE AGE RO ³	D. I. P.L.G.	CONSTANTE C ³ @	D. E. D. I.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1/4	22	.023	.0025	.9555	.707	.266	.184	.45	1.269
1/4	24	.025	.0027	.9555	.699	.254	.172	.45	1.216
1/4	26	.018	.0025	.6535	.562	.145	.146	.45	1.150
3/8	19	.049	.0103	.6922	.5725	.171	.277	.96	1.254
3/8	20	.045	.0097	.6922	.564	.157	.275	.96	1.164
3/8	22	.039	.0085	.6642	.5175	.154	.219	.96	1.174
3/8	24	.022	.0072	.6922	.5167	.143	.211	.96	1.123
1/2	16	.055	.0115	.1209	.0910	.352	.370	1.64	1.221
1/2	18	.049	.0109	.1209	.1312	.374	.402	1.64	1.244
1/2	20	.045	.0103	.1209	.1125	.374	.402	1.64	1.222
1/2	22	.038	.0097	.1329	.1152	.341	.440	1.64	1.222
5/8	12	.069	.011	.1826	.1250	.402	.427	2.02	1.254
5/8	14	.065	.0106	.1826	.1172	.337	.352	2.02	1.216
5/8	16	.053	.0097	.1826	.1122	.329	.359	2.02	1.174
5/8	18	.047	.0091	.1826	.1069	.325	.351	2.02	1.123
5/8	20	.045	.0085	.1826	.1016	.324	.348	2.02	1.174
5/8	22	.045	.0085	.1826	.1016	.324	.348	2.02	1.123
5/8	24	.042	.0079	.1826	.1016	.321	.341	2.02	1.123
5/8	26	.037	.0073	.1826	.1016	.315	.335	2.02	1.072
3/4	10	.074	.0115	.1953	.1162	.394	.412	2.25	1.254
3/4	11	.072	.0112	.1953	.1125	.379	.397	2.25	1.174
3/4	12	.069	.0109	.1953	.1088	.374	.392	2.25	1.123
3/4	14	.065	.0103	.1953	.1041	.364	.382	2.25	1.174
3/4	16	.062	.0097	.1953	.1004	.353	.371	2.25	1.123
3/4	18	.058	.0091	.1953	.0967	.342	.360	2.25	1.174
3/4	20	.055	.0085	.1953	.0930	.331	.349	2.25	1.123
3/4	22	.052	.0079	.1953	.0893	.320	.338	2.25	1.174
3/4	24	.052	.0079	.1953	.0893	.320	.338	2.25	1.123
7/8	10	.081	.0115	.2061	.1189	1.051	.409	2.2	1.254
7/8	11	.079	.0112	.2061	.1152	.937	.415	2.2	1.174
7/8	12	.077	.0109	.2061	.1115	.823	.421	2.2	1.123
7/8	14	.073	.0103	.2061	.1068	.709	.427	2.2	1.174
7/8	16	.069	.0097	.2061	.1021	.595	.433	2.2	1.123
7/8	18	.065	.0091	.2061	.0974	.481	.439	2.2	1.174
7/8	20	.062	.0085	.2061	.0937	.367	.445	2.2	1.123
7/8	22	.058	.0079	.2061	.0900	.253	.451	2.2	1.174
7/8	24	.058	.0079	.2061	.0900	.253	.451	2.2	1.123
1	8	.165	.0112	.2618	.1254	1.462	.473	2.2	1.254
1	10	.131	.0106	.2618	.1217	1.245	.479	2.2	1.174
1	11	.120	.0103	.2618	.1180	1.129	.485	2.2	1.123
1	12	.109	.0097	.2618	.1143	1.013	.491	2.2	1.174
1	14	.093	.0091	.2618	.1106	.897	.497	2.2	1.123
1	16	.082	.0085	.2618	.1069	.781	.503	2.2	1.174
1	18	.071	.0079	.2618	.1032	.665	.509	2.2	1.123
1	20	.065	.0073	.2618	.1032	.549	.515	2.2	1.174
1	22	.062	.0073	.2618	.1032	.549	.515	2.2	1.123
1	24	.058	.0073	.2618	.1032	.549	.515	2.2	1.174
1	26	.055	.0073	.2618	.1032	.549	.515	2.2	1.123

TABLE N°S CARACTERISTICAS DE TUBING (CONTINUACION)

D. E. P.L.G.	O. W. G.	ESPEJOR P.L.G.	AREA DE FLUJO POR TUBOS P.L.G.	SUPERFICE EXTERIOR POR PIE LINEAL P.L.G.	SUPERFICE INTERIOR POR PIE LINEAL P.L.G.	PESO POR PIE LINEAL 36 DE ACERO*	D. I. P. L. G.	CONSTANTE C. 36*	D. E. D. I.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1-1/4	7	.162	.6221	.2472	.2330	2.217	.890	870	1.474
1-1/4	8	.155	.6448	.2522	.2409	1.921	.820	1.017	1.252
1-1/4	11	.124	.7371	.2672	.2571	1.578	.742	1.25	1.252
1-1/4	11	.124	.6916	.2672	.2571	1.467	1.010	1.20	1.252
1-1/4	12	.117	.8135	.2722	.2622	1.319	1.032	1.25	1.252
1-1/4	13	.095	.8875	.2772	.2672	1.171	1.250	1.27	1.252
1-1/4	14	.083	1.009	.2822	.2722	1.023	1.250	1.27	1.252
1-1/4	14	.083	.927	.2822	.2722	1.111	1.081	1.20	1.252
1-1/4	16	.05	1.122	.2872	.2772	.872	1.129	1.27	1.252
1-1/4	18	.028	1.242	.2922	.2822	.723	1.152	1.28	1.252
1-1/4	20	.035	1.324	.2972	.2872	.574	1.130	1.27	1.252
1-1/2	10	.134	1.192	.3022	.2925	1.555	1.237	1.20	1.252
1-1/2	12	.102	1.312	.3072	.2975	1.298	1.252	1.24	1.252
1-1/2	14	.082	1.432	.3122	.3025	1.041	1.268	1.24	1.252
1-1/2	16	.058	1.474	.3172	.3075	.882	1.370	1.29	1.252
2	11	.129	2.432	.3226	.3128	2.417	1.753	3795	1.136
2	12	.125	2.372	.3226	.3128	2.139	1.812	4014	1.136
2-1/2	9	.118	3.815	.3302	.3202	3.719	2.204	5921	1.136

* PESO BASADO EN ACERO AL CARBON CON UNA DENSIDAD DE 0.2835 LB./P.L.G.
 PARA OTROS METALES MULTIPLICAR POR LOS SIGUIENTES FACTORES

ALUMINIO	0.35	NIQUEL-CROMO-ACERO	1.07
A. I. S. I. SERIE 400 A. I.	0.99	ADMIRALTY	1.09
A. I. S. I. SERIE 300 A. I.	1.02	NIQUEL Y NIQUEL-COBRE	1.13
ALUMINIO BRONCE	1.04	COBRE Y COBRE-NIQUEL	1.14

* VELOCIDAD DE LIQUIDO = $\frac{185 \text{ POR TUBO/HORA}}{C \times \text{GRA. ESP. LIQUIDO}}$ EN PIE/SEG.

GRA. ESP. AGUA A° 60° F = 1.0

TABLA NR 7
FACTORES DE OBSTRUCCION

Gases y Vapores

Factor de Obstrucción

Vapores de alta calidad de Aceites libres y limpios	0.0003
Vapores de baja calidad de Aceites libres y limpios	0.0005
Vapor Petrolifero	0.001
Aire comprimido	0.002
Gases Ácidos	0.001
Vapores de Solventes	0.001
Gas Natural	0.001
Vapor	0.00005

Líquidos

Agua de Bahía	0.0025
Agua de Mar	0.001 - 0.0005
Agua destilada	0.0005
Agua de pozo dura	0.0033
Agua sin tratar para torres de enfriamiento	0.0033
Agua tratada para torres de enfriamiento	0.0015
Agua de Río lodosa ó turbia	0.002
Salmuera Natural	0.001
Agua para chaqueta de motor	0.0012
Agua de alimentación tratada para caldera	0.0015
Aceite combustible	0.006
Aceites lubricantes	0.0001 - 0.00025

Factores de Obstrucción Cont.

Solventes limpios orgánicos	0.001
Aceites vegetales	0.004
Líquidos Refrigerantes	0.001
Aceites industriales para transferencia de calor	0.001
Fluidos hidráulicos	0.001
Fluidos de proceso General	0.00005 - 0.0003
Gasolina natural y gases de petróleo licuados	0.001
Aceite Rico	0.001
Aceite Pobre	0.002

BIBLIOGRAFIA

- BIRD, R.B., W.E. STEWART
Fenómenos de Transporte.
Reverté, S.A.
1982
- EVANS, F.L.
Equipment Design Hand Book
Gulf Publishing Company
- INGENIERIA, S.A.
Especificaciones para Intercambiadores
de Calor (Publicación Privada)
- KEITH, F.A.
Mechanical Design of Process Systems
Vol. I, Cap. 3; Vol. II, Cap. 7
Gulf Publishing Company
1986
- KERN, J.D.
Procesos de Transferencia de Calor.
C.E.C.S.A.
1978
- LORD, R.C., P.E. MINTON
Design of Heat Exchangers
Chemical Engineering, January 26, V 77, N^o2
(96 - 118)
1970
- LUDWIG, F.E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants.
Gulf Publishing Company
- MARJOUF, A.J.
Transferencia de Calor
HARLA
1976

- PATTERSON-KELLEY Co.
Process Heat Exchanger Division
(Publicación Privada)
1982
- PERRY, J.H.
Manual del Ingeniero Químico
C.E.C.P.A., 3ª Edición
1978
- ROSENOW, W.W., J.P. HARTNETT
Handbook of Heat Transfer Applications
M^C Graw Hill
1986
- Tubular Exchanger Manufacturers Association
6ª Edición
1978