

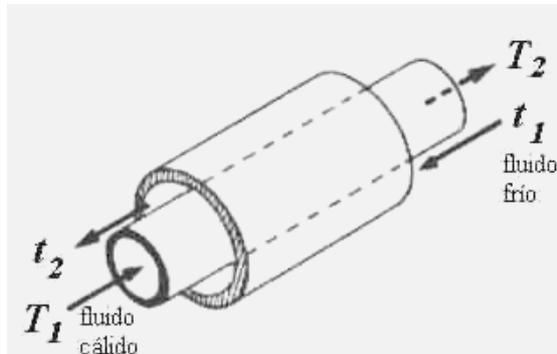
CAPITULO 18

INTERCAMBIADORES DE CALOR

18.1 Introducción. Conceptos fundamentales

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

Un esquema de intercambiador de calor sumamente primitivo puede ser el siguiente.

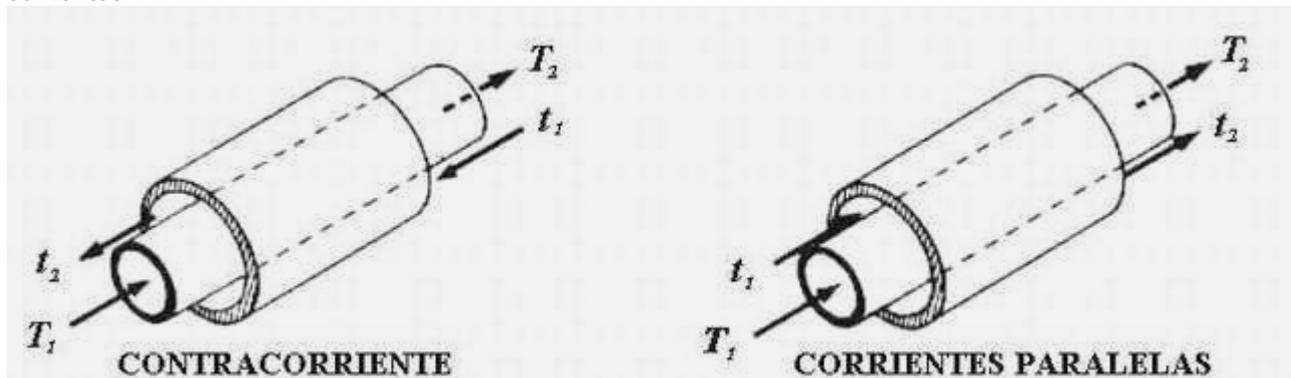


t_1 y t_2 = temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

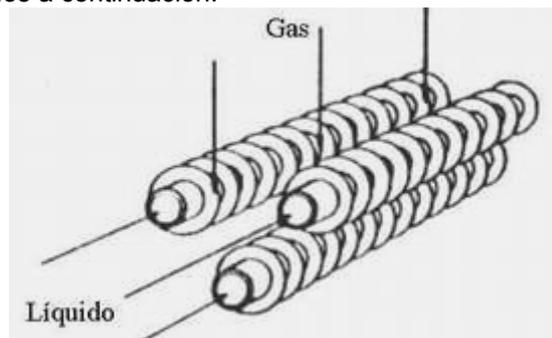
T_1 y T_2 = temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

18.1.1 Disposiciones de las corrientes

En el esquema anterior tenemos una situación que se ha dado en llamar “contracorriente” o “corrientes opuestas”. En cambio si ambas corrientes tienen el mismo sentido se trata de “corrientes paralelas” o “equicorrientes”.



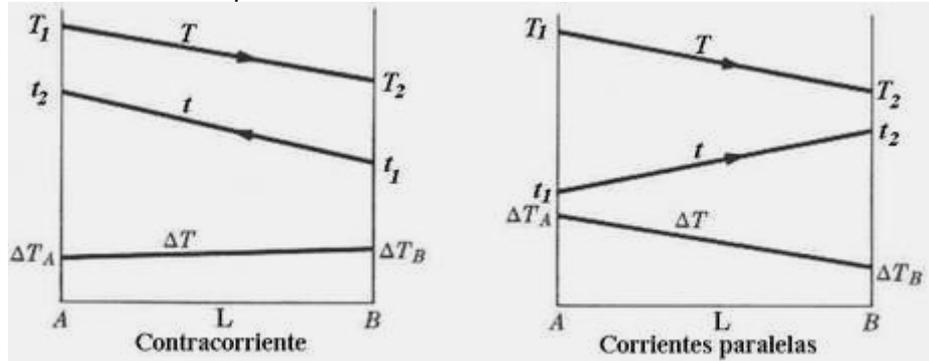
También se presenta una situación en la que ambas corrientes se cruzan en ángulo recto. En ese caso se habla de “corrientes cruzadas”. Esta disposición se da con mayor frecuencia en el intercambio de calor de gases con líquidos, como vemos a continuación.



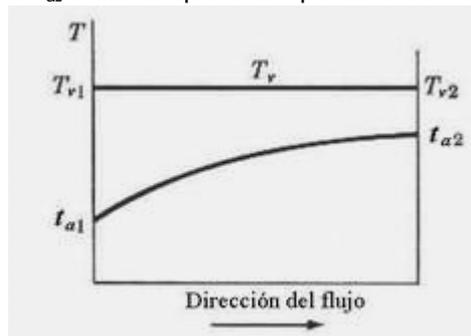
18.1.2 Diferencia media logarítmica de temperatura

Analicemos la diferencia operativa de temperatura en un intercambiador en el que hay una disposición en contracorriente pura.

Cuando se grafica la *temperatura* en función de la *longitud* del intercambiador se pueden dar dos situaciones típicas. En la primera ambas temperaturas, t (la temperatura del fluido frío) y T (temperatura del fluido cálido) varían simultáneamente; t lo hace creciendo desde t_1 hasta t_2 y T disminuyendo desde T_1 hasta T_2 . Esta situación es la que describe el intercambio de calor sin cambio de fase de ninguna de las dos corrientes. La figura de la izquierda ilustra este caso, en tanto que a la derecha observamos la figura que representa la disposición de corrientes paralelas.



En la otra situación que se puede dar en contracorriente uno de los dos fluidos experimenta un cambio de fase y su temperatura permanece constante durante todo el proceso o en una porción del mismo. La siguiente figura ilustra el caso de vapor de agua que se condensa intercambiando calor con agua que se calienta desde la temperatura t_{a1} hasta t_{a2} en tanto que la temperatura del vapor permanece constante.



En cualquiera de los dos casos, la variación de una o ambas temperaturas puede ser lineal, pero lo habitual es que no lo sea. En cualquier segmento de longitud " dx " del intercambiador situado a una distancia x del origen se verifica que (despreciando pérdidas y suponiendo que el coeficiente global de intercambio de calor " U " sea constante) la cantidad de calor intercambiada es:

$$\delta Q = U(T - t)a \, dx \quad (1)$$

Donde " a " es la superficie por unidad de longitud, es decir que: $a \, dx = dA$.

Además: $\delta Q = WC \, dT = wc \, dt$

W y w son los caudales másicos del fluido cálido y frío respectivamente, y C y c son sus respectivos calores específicos.

Realizando una integración de la segunda ecuación desde $x = 0$ hasta $x = L$ tenemos:

$$\int_0^L WC \, dT = \int_0^L wc \, dt \Rightarrow WC(T - T_2) = wc(t - t_1) \Rightarrow T = T_2 + \frac{wc}{WC}(t - t_1)$$

Sustituyendo T en (1) tenemos:

$$\delta Q = wc \, dt = U \left(T_2 + \frac{wc}{WC}(t - t_1) - t \right) a \, dL$$

Reordenando la anterior igualdad de modo que todos los términos que contienen " t " queden de un lado y los que contienen " L " queden del otro tenemos:

$$\frac{Ua}{wc} dL = \frac{dt}{T_2 + \frac{wc}{WC}t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t} \Rightarrow \int_0^L \frac{Ua}{wc} dL = \int_0^L \frac{dt}{T_2 + \frac{wc}{WC}t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t}$$

Integrando:

$$\frac{Ua}{wc} = \frac{1}{\frac{wc}{WC} - 1} \ln \frac{T_2 + \frac{wc}{WC}t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t_2}{T_2 + \frac{wc}{WC}t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t_1}$$

Esta expresión se simplifica a:

$$\frac{Ua}{wc} = \frac{1}{\frac{wc}{WC} - 1} \ln \frac{T_2 - t_2}{T_2 - t_1}$$

Operando un poco finalmente se deduce que:

$$Q = UA \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \right)$$

Donde:

$\Delta t_2 = T_1 - t_2$	$\Delta t_2 = T_1 - t_1$
$\Delta t_1 = T_2 - t_1$	$\Delta t_1 = T_2 - t_2$
contracorriente	equicorriente

El término entre paréntesis se suele llamar diferencia media logarítmica de temperatura y se abrevia *MLDT*. Esta expresión es la misma para flujo paralelo y en contracorriente. Mostraremos que el más eficaz es el que presenta mayor diferencia de temperatura *MLDT* para las mismas condiciones.

¿Flujo Paralelo o Contracorriente?

El flujo en contracorriente es más efectivo que el flujo en corrientes paralelas a igualdad de todos los otros factores. Veamos un caso concreto.

Ejemplo 18.1 Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura.

Calcular la *MLDT* para las siguientes condiciones: temperatura de entrada del fluido cálido: $T_1 = 300$; temperatura de salida del fluido cálido: $T_2 = 200$; temperatura de entrada del fluido frío: $t_1 = 100$; temperatura de salida del fluido frío: $t_2 = 150$.

Solución

a) Equicorrientes.

$$\Delta t_2 = T_1 - t_1 = 300 - 100 = 200$$

$$\Delta t_1 = T_2 - t_2 = 200 - 150 = 50$$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{200 - 50}{\ln \frac{200}{50}} = 108$$

b) Contracorrientes.

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2 = 300 - 150 = 150$$

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1 = 200 - 100 = 100$$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{150 - 100}{\ln \frac{150}{100}} = 123.5$$

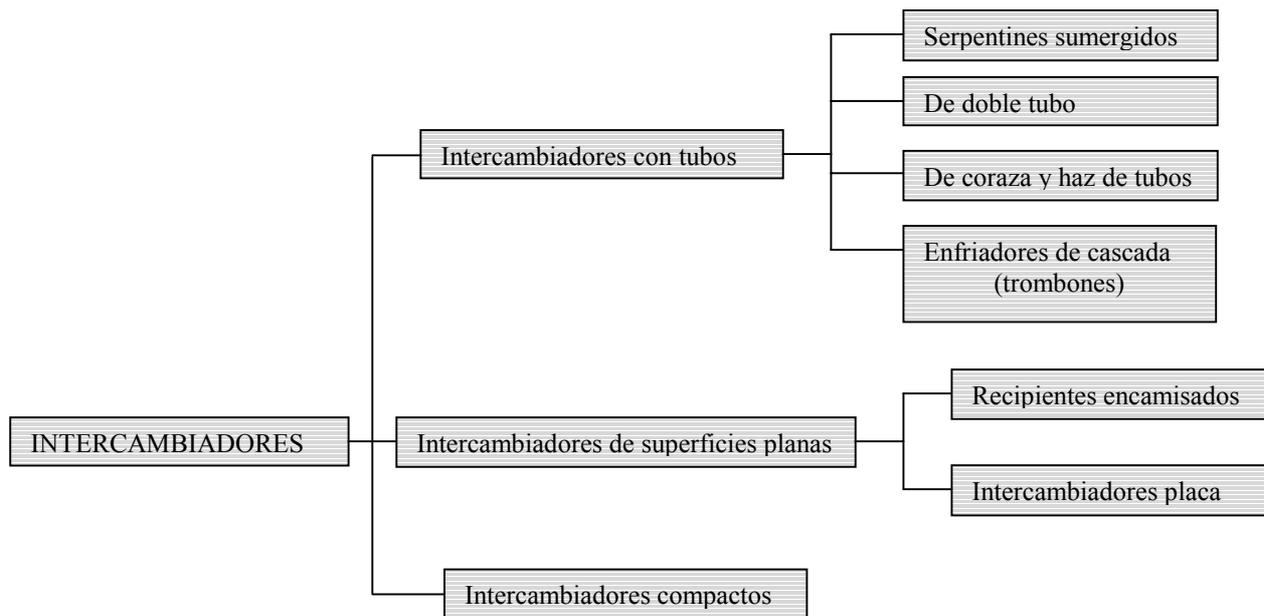
Al ser mayor la fuerza impulsora, contracorrientes se debe preferir siempre.

18.2 Clases de intercambiadores

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas aplicaciones puntuales. Tratar todos los tipos sería imposible, por la cantidad y variedad de ellos que se puede encontrar.

En forma muy general, podemos clasificarlos según el tipo de superficie en:



Intercambiadores con tubos lisos rectos

Los intercambiadores de tubos lisos rectos son los más abundantes. La causa de su generalización es su mayor flexibilidad. Pueden ser de doble tubo o de haz de tubos y coraza. Mas adelante se describen con mayor detalle.

Intercambiadores de serpentines sumergidos

Los intercambiadores de serpentín se usan en casos en que no hay tiempo o dinero para adquirir un equipo comercial, ya que son fáciles de construir en un taller. Al ser fácilmente removibles y transportables se usan mucho para instalaciones provisionarias. El rendimiento del intercambio es bueno y son fáciles de limpiar exteriormente. La limpieza interior generalmente no es problema, ya que la aplicación mas frecuente es para calentamiento, generalmente con vapor. El vapor no ensucia, pero es bastante corrosivo.

Intercambiadores con superficies extendidas

Después de los intercambiadores de tubos lisos rectos son los mas frecuentes. Existen muchos medios para aumentar la superficie de intercambio; el usado mas a menudo son las aletas. Estas pueden ser transversales o longitudinales, según que el plano de las aletas sea normal al eje central del tubo o pase por el mismo.

Intercambiadores placa

Un intercambiador placa consiste en una sucesión de láminas de metal armadas en un bastidor y conectadas de modo que entre la primera y la segunda circule un fluido, entre la segunda y la tercera otro, y así sucesivamente. Se trata de equipos muy fáciles de desarmar para su limpieza. En la disposición mas simple hay sólo dos corrientes circulando, y su cálculo es relativamente sencillo. El cálculo se puede encontrar en el libro de Cao.

Intercambiadores compactos

Los intercambiadores compactos han sido desarrollados para servicios muy específicos y no son habituales. Existen muchísimos diseños distintos, para los que no hay ninguna metodología general. Cada fabricante tiene sus diseños y métodos de cálculo propios. Para imaginar un intercambiador compacto supongamos tener una corriente de gas a elevada temperatura ($> 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$) que se desea intercambie calor con aire a temperatura normal. El espacio es sumamente escaso, por lo que se compra un intercambiador construido horadando orificios en un cubo de grafito. Los orificios (tubos en realidad, practicados en la masa de grafito) corren entre dos caras opuestas de modo que existe la posibilidad de agregar una tercera corriente. El cálculo de este intercambiador es relativamente simple. Otras geometrías mas complejas requieren métodos de cálculo muy elaborados.

Chaquetas

Se denomina chaqueta al doble fondo o encamisado de un recipiente. El propósito de este equipo generalmente es calentar el contenido del recipiente. Son bastante menos eficientes que los serpentines, tienen mayor costo inicial y resultan bastante difíciles de limpiar mecánicamente porque el acceso al interior de la camisa es complicado. En comparación con los serpentines, las camisas son una pobre elección. Un serpentín de la misma superficie tiene un intercambio de calor bastante mayor, alrededor de un 125% calculado en base a la camisa.

Enfriadores de cascada

Estos equipos consisten en bancos de tubos horizontales, dispuestos en un plano vertical, con agua que cae resbalando en forma de cortina sobre los tubos formando una película. Se pueden construir con tubos de cualquier tamaño pero son comunes de 2 a 4" de diámetro. Constituyen un método barato, fácil de improvisar pero de baja eficiencia para enfriar líquidos o gases con agua que puede ser sucia, o cualquier líquido frío.

18.3 Intercambiadores con tubos lisos

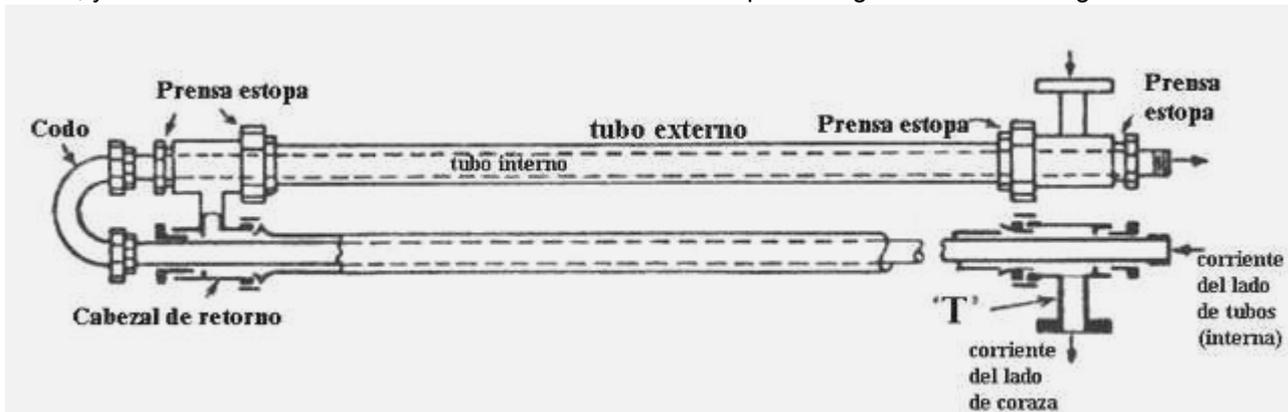
Los intercambiadores mas habituales son, como dijimos, los que usan tubos. Estos comprenden a los serpentines, intercambiadores de doble tubo y los intercambiadores de tubo y coraza. Vamos a describir brevemente cada uno de ellos, y a discutir los usos y aplicaciones de cada uno.

18.3.1 Serpentines

Un intercambiador de serpentín es un simple tubo que se dobla en forma helicoidal y se sumerge en el líquido. Se usa normalmente para tanques y puede operar por convección natural o forzada. Debido a su bajo costo y rápida construcción se improvisa fácilmente con materiales abundantes en cualquier taller de mantenimiento. Usualmente se emplea tubería lisa de $\frac{3}{4}$ a 2 pulgadas.

18.3.2 Intercambiadores de doble tubo

El intercambiador de doble tubo es el tipo mas simple que se puede encontrar de tubos rectos. Básicamente consiste en dos tubos concéntricos, lisos o aletados. Normalmente el fluido frío se coloca en el espacio anular, y el fluido cálido va en el interior del tubo interno. La disposición geométrica es la siguiente:



El intercambiador está formado por varias unidades como las mostradas en el esquema. Cada una de ellas se llama "horquilla" y se arma con tubo roscado o bridado común y corriente. Las uniones también pueden ser soldadas, pero esto no es habitual pues dificulta el armado y desarmado para su limpieza.

El flujo en este tipo y similares es a contracorriente pura, excepto cuando hay caudales grandes que demandan un arreglo en serie-paralelo. El flujo en contracorriente pura resulta en hasta un 20% mas de intercambio comparado con el arreglo en equicorrientes de modo que si se manejan corrientes pequeñas este equipo es el mejor, y también el mas económico.

Las longitudes de horquilla máximas son del orden de 18 a 20 pies. Si se usan largos no soportados mayores, el tubo interno se dobla y distorsiona el espacio anular, causando mala distribución del flujo en el mismo debido a su excentricidad y disminuyendo el coeficiente global.

Veamos algunas de sus ventajas.

Son flexibles, fáciles de armar y mantener.

- La cantidad de superficie útil de intercambio es fácil de modificar para adaptar el intercambiador a cambios en las condiciones de operación, simplemente conectando mas horquillas o anulándolas; desconectarlas lleva minutos.
- Se modifican en poco tiempo, con materiales abundantes en cualquier taller.
- No requieren mano de obra especializada para el armado y mantenimiento.
- Los repuestos son fácilmente intercambiables y obtenibles en corto tiempo.

Algunas de sus aplicaciones: cuando un fluido es un gas, o un líquido viscoso, o su caudal es pequeño, mientras el otro es un líquido de baja viscosidad, o con alto caudal. Son adecuados para servicios con corrientes de alto ensuciamiento, con lodos sedimentables o sólidos o alquitranes por la facilidad con que se limpian. Si hay una buena respuesta a la limpieza química o los fluidos no ensucian, las uniones pueden ser soldadas para resistir altas presiones de operación. Son bastante comunes en procesos frigoríficos.

En una variante del intercambiador de doble tubo, intermedia entre estos y los intercambiadores de haz de tubos y coraza, se reemplaza el tubo interior único por una cantidad pequeña de tubos finos. Esto se hace para aumentar la superficie de intercambio y la velocidad lineal en el espacio de la coraza, lo que a su vez aumenta también el intercambio de calor. Las diferencias entre estos intercambiadores y los de haz de tubos y coraza son las siguientes.

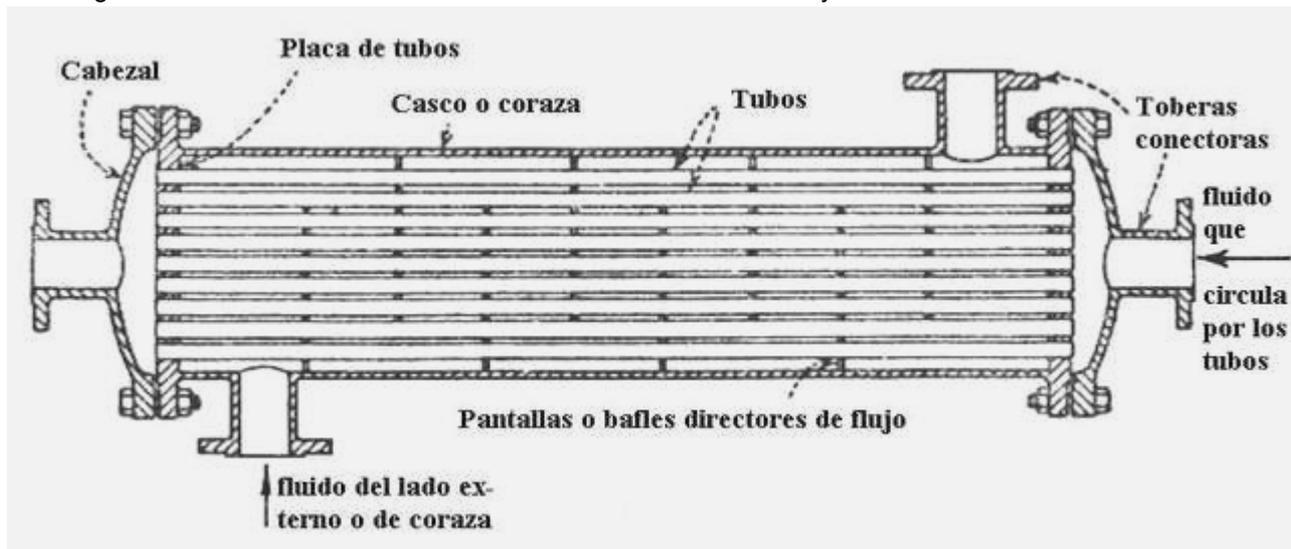
- 1) En los intercambiadores tipo horquilla de tubos internos múltiples los mismos pueden estar mas cerca unos de otros que en los de haz de tubos y coraza. En los intercambiadores de haz de tubos y coraza la relación (espaciado de tubos)/(diámetro de tubos internos) normalmente es del orden de 1.25 a 1.5, mientras que en los intercambiadores tipo horquilla de tubos internos múltiples esta relación puede ser menor de 1.25.
- 2) El largo no soportado de tubos admisible en el tipo horquilla no es tan grande como en los de tipo casco y tubos, debido a la ausencia de baffles y estructuras auxiliares de soporte.

18.3.3 Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Los intercambiadores de tipo haz de tubos y coraza se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo. En efecto, el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio, y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor.

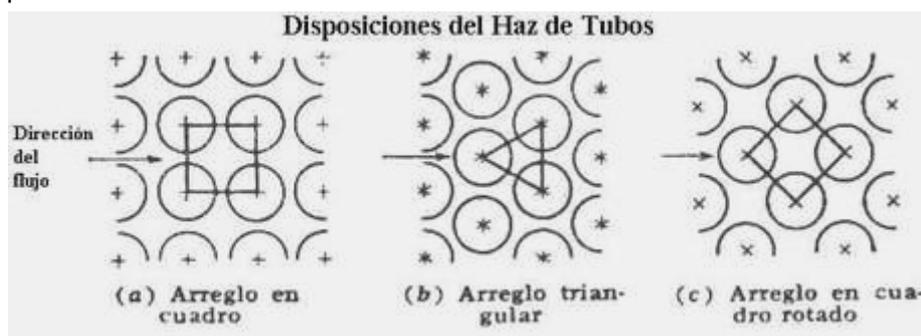
La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza. De este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas estos puntos están al aire libre.

En la siguiente ilustración vemos un intercambiador de haz de tubos y coraza.



Como se puede observar, el fluido que ha de circular en el interior de los tubos ingresa por el cabezal derecho y se distribuye por los orificios de la placa en el haz de tubos. El fluido de la coraza, en cambio, circula por el exterior del haz de tubos, siguiendo una trayectoria tortuosa por el efecto de las pantallas (baffles) o tabiques deflectores. A este intercambiador se lo denomina tipo 1-1, por tener un solo paso por la coraza y por los tubos. De tener dos pasos por los tubos y uno por la coraza se llamaría tipo 2-1.

El flujo en la coraza es casi perpendicular al haz de tubos. Las disposiciones del haz se pueden observar en el siguiente esquema.



Existen tres tipos básicos de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Dentro de cada uno de ellos hay numerosos subtipos diseñados para circunstancias de operación específicas.

La construcción ha sido normalizada por una institución privada de los EEUU llamada T.E.M.A (Tubular Exchangers Manufacturers Association). Dichas normas han sido aceptadas en todo el mundo, y se pueden encontrar en todos los textos especializados en intercambiadores de calor.

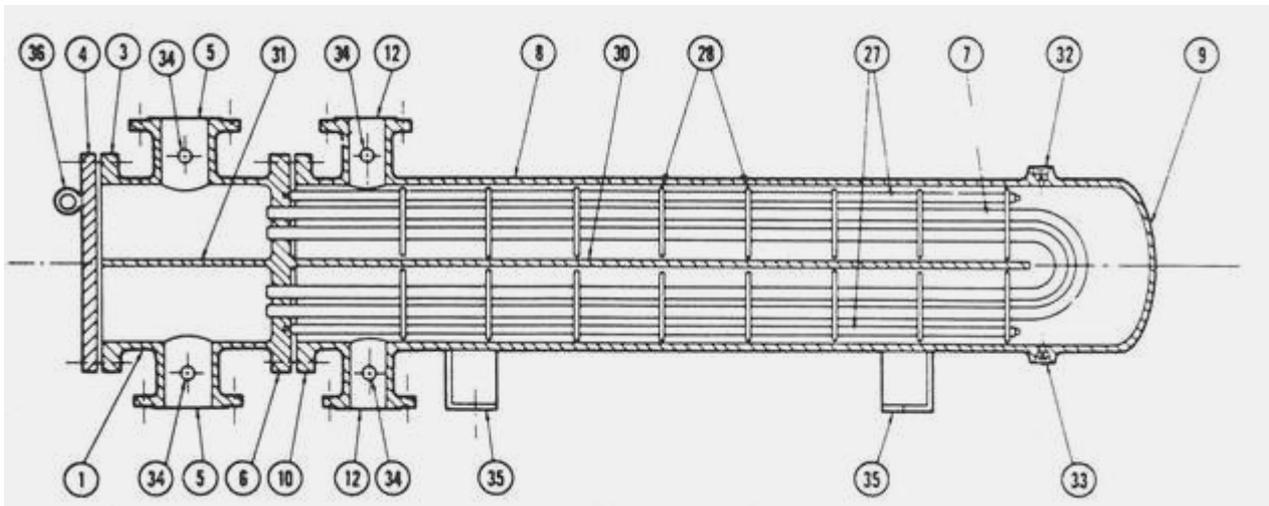
Los tres tipos básicos son:

- Tubos en U
- De cabezal fijo
- De cabezal flotante

Vamos a describir brevemente cada tipo y sus aplicaciones.

18.3.3.1 Intercambiadores de tubos en U

Los intercambiadores de tubos en U tienen los tubos del haz doblados formando una U para evitar una de las dos placas de tubos, que al separar el espacio del fluido de la coraza del espacio del fluido de tubos ofrece un punto débil en la unión de los tubos con la placa que puede ser causa de fugas. Además, los tubos en U presentan cambios de dirección mas graduales, porque la curva que forman en el extremo es muy abierta, lo que ofrece menor resistencia al flujo. El siguiente croquis muestra un típico intercambiador de tubos en U.



Los números en cada círculo identifican las partes principales del equipo, cuyo significado se aclara mas adelante. Es uno de los tipos de intercambiador mas usados. Los servicios en los que se pueden usar son los siguientes:

- Servicio limpio, ninguna corriente ensucia.
- Presión extrema en un lado. Por ejemplo, del lado del casco.
- Condiciones de temperatura que causan severos esfuerzos térmicos, particularmente cambios repetitivos o de inversión cíclica de temperatura que requieren aliviarse por expansión. El haz en U se expande libremente, evitando así elevados esfuerzos de corte en el cabezal.
- A veces para servicios con hidrógeno a presiones extremas (síntesis de amoníaco, por ejemplo) usando una construcción totalmente soldada con haz no removible. Este tipo de servicio prácticamente no ensucia.
- Para permitir localizar la boca de entrada de coraza lejos del haz de tubos. Esto a veces es necesario cuando la velocidad del fluido de casco es demasiado alta, lo que puede causar vibraciones destructivas en el haz de tubos.

Problemas con este tipo de intercambiador:

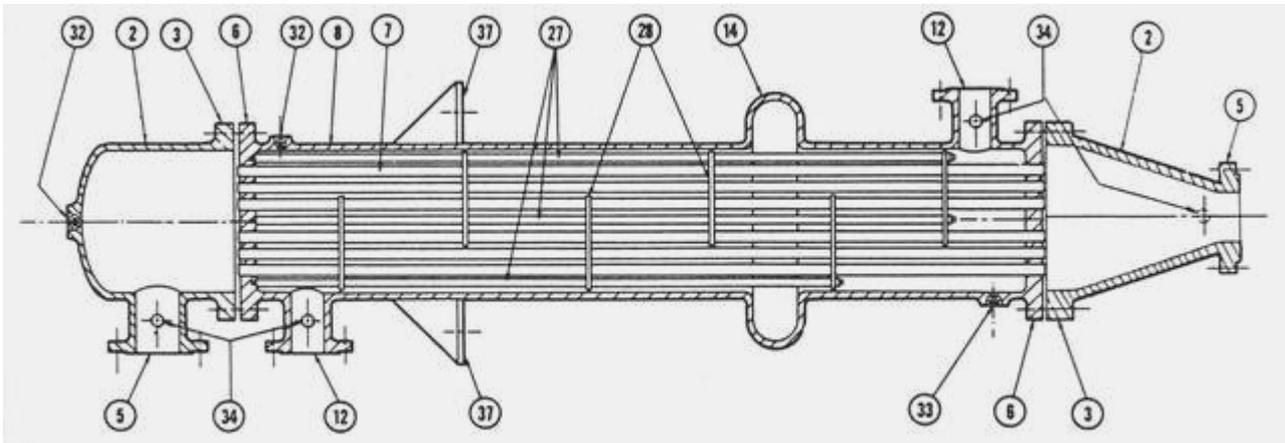
- La limpieza mecánica del interior del haz es dificultosa si se produce ensuciamiento en el sector recto, y a menudo imposible si se produce en las curvas.
- La limpieza mecánica del exterior del haz es muy difícil en el sector curvo.
- Es imposible tener contracorriente pura (un paso en los tubos, un paso en la coraza) con la disposición en U que por naturaleza debe tener al menos dos pasos en los tubos.
- Los tubos no son fáciles de cambiar, y a veces no se pueden cambiar de ninguna manera. Si un tubo no se puede cambiar, habrá que cerrarlo. Si se espera que haya daño en los tubos, habrá que prever un exceso razonable de cantidad de tubos para cubrir la posible disminución de número de tubos debido a tubos clausurados.

18.3.3.2 Intercambiadores de cabezal fijo

Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, no hay problemas de esfuerzos de origen térmico y no es preciso sacar el haz (ambos fluidos no son corrosivos y el fluido del lado de coraza es limpio). Este tipo de intercambiador es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando en que se producen fugas tanto internas como externas. Las internas son extremadamente peligrosas porque no son fáciles de detectar. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación: arranque, normal, variaciones y anormal, para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico. Para analizar el esfuerzo térmico se debe calcular las temperaturas promedio de los tubos y la coraza, y por medio del módulo de elasticidad y del coeficiente de expansión térmica se calcula la diferencia de expansión entre la coraza y los tubos y la tensión. Si los tubos se expanden más que la coraza, están bajo esfuerzo de compresión. Si los tubos se expanden menos que la coraza, sufren esfuerzo de tracción. Esto es importante para determinar el tipo de unión entre tubos y placa. Esta puede ser mandrilada o soldada. Si el esfuerzo es tan grande que se requiere una junta de expansión, se la debe seleccionar para que opere bajo corrosión y fatiga sin fallas, porque si una junta falla, no hay salida: hay que sacarlo de operación y mandarlo a reparar. Debido a que las juntas de expansión son más delgadas que la coraza, es preferible evitar su uso cuando esto sea posible si el fluido del lado de coraza es corrosivo.

Las uniones soldadas de haz y placa son más robustas y confiables que las uniones mandriladas o expandidas, pero algo más caras. Soldar con latón o plomo es una solución de costo intermedio, que muchos prefieren cuando no se espera corrosión y la expansión térmica será baja.

A continuación vemos un croquis que muestra la disposición de un intercambiador de cabezal fijo.



Los números en cada círculo identifican las partes principales del equipo, cuyo significado se aclara más adelante.

Problemas con este tipo de intercambiador:

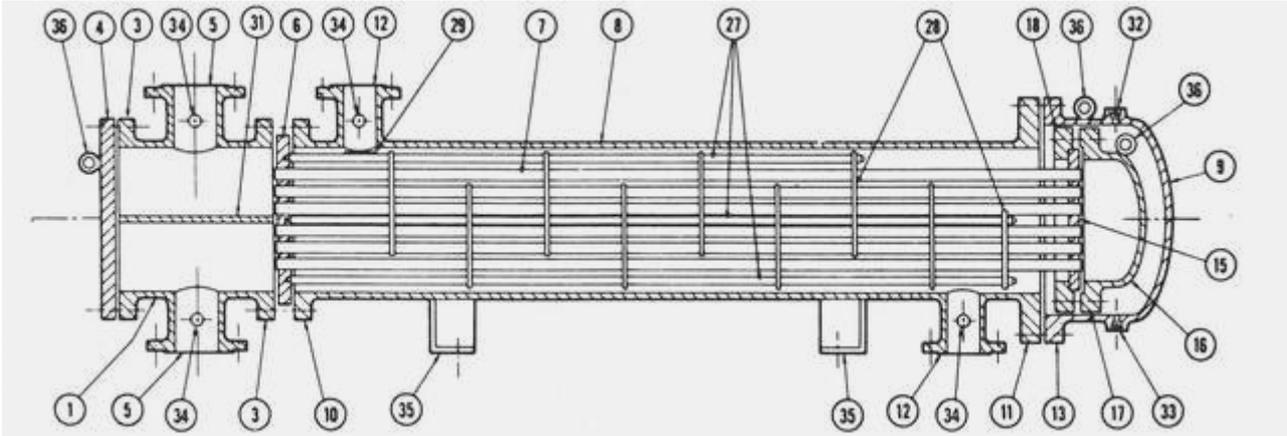
- El haz de tubos fijo no se puede inspeccionar o limpiar mecánicamente una vez instalado.
- El esfuerzo de origen térmico debe ser bajo o despreciable. Si no, se pueden usar juntas de expansión en la coraza, pero no cuando la presión es alta y/o el fluido es corrosivo.

En resumen, tomando unas cuantas precauciones razonables, el intercambiador de cabezal fijo es una opción comparativamente atractiva y más barata que la de cabezal flotante.

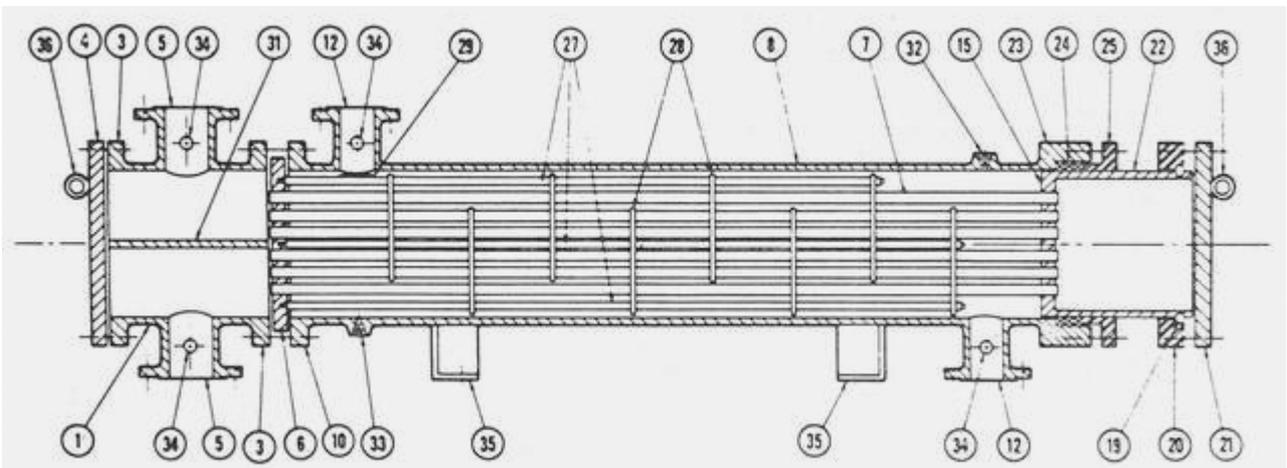
18.3.3.3 Intercambiadores de cabezal flotante

Es el tipo más sofisticado (y caro) de intercambiador de haz de tubos y coraza. Está indicado en servicios en los que la limpieza de tubos y/o su reemplazo es frecuente. Hay dos tipos básicos de intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea un cabezal "flotante" (es decir, deslizante) con o sin anillo seccionado ("split ring"). El otro usa empaquetadura para permitir la expansión térmica. Este se llama comúnmente intercambiador de cabezal flotante de unión empaquetada y no se usa en servicio con fluidos peligrosos o cuando las fugas pueden ser tóxicas. Hay numerosos subtipos de intercambiador de cabezal flotante cuyas diferencias están en el diseño del cabezal y la cubierta. Los diseños de cubierta apuntan a evitar o prevenir que se fuerza el cabezal o el haz de tubos, lo que puede producir fugas. Muchas dependen de un maquinado preciso y un armado y abulonado muy exacto. Son evidentemente más caras. Otras usan un anillo espaciador y/o un segundo anillo o abrazadera a 90° de la primera para obtener una unión más fuerte. El cabezal generalmente está soportado por una placa.

A continuación un croquis que ilustra un intercambiador de cabezal flotante interno de cabezal deslizante sin anillo dividido. Note que tanto el casquete de la coraza como el del cabezal interno tienen una anilla de sujeción (36) para poder manipularlos.



El siguiente croquis ilustra un intercambiador de cabezal flotante de empaquetadura. Note que dado que el cabezal de arrastre roza contra la empaquetadura, hay un desgaste que obliga a que esta se deba inspeccionar periódicamente para evitar las fugas.



El significado de los números en cada círculo para esta figura y las anteriores es el siguiente.

- | | |
|--|---|
| 1. Cabezal estacionario, canal del fluido de tubos | 20. Brida de apoyo deslizante |
| 2. Cabezal estacionario, casquete | 21. Cubierta del cabezal flotante, externa |
| 3. Brida de cabezal estacionario, canal o casquete | 22. Faldón del espejo flotante |
| 4. Cubierta de canal | 23. Brida del prensaestopas |
| 5. Tobera de cabezal estacionario | 24. Empaque |
| 6. Espejo o haz estacionario | 25. Prensaestopas o empaquetadura |
| 7. Tubos | 26. Anillo de cierre hidráulico |
| 8. Coraza | 27. Bielas y espaciadores |
| 9. Cubierta de la coraza | 28. Deflectores transversales o placas de apoyo |
| 10. Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario | 29. Placa de choque |
| 11. Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior | 30. Deflector longitudinal |
| 12. Tobera de la coraza | 31. Separación de paso |
| 13. Brida de la cubierta de la coraza | 32. Conexión de ventila |
| 14. Junta de expansión | 33. Conexión de drenaje |
| 15. Espejo flotante | 34. Conexión de instrumentos |
| 16. Cubierta del cabezal flotante | 35. Pie de soporte |
| 17. Brida del cabezal flotante | 36. Anilla de sujeción |
| 18. Dispositivo de apoyo del cabezal flotante | 37. Ménsula de soporte |
| 19. Anillo de corte dividido | 38. Vertedero |
| | 39. Conexión del nivel del líquido |

El diámetro del cabezal a menudo es mayor que el de la coraza, de modo que la coraza tiene que tener un cabezal uno o dos tamaños de tubo mayor que el resto. Si los tubos son cortos y el peso del cabezal es demasiado grande, se puede producir un brazo de palanca que tensione el haz, con peligro de rotura de las uniones con las placas, lo que se puede prevenir soldando una o dos barras al extremo del cabezal de la coraza para que el cabezal flotante se desplace sobre las barras que actúan como guías y soportes.

El cabezal flotante de anillo partido emplea una abrazadera dividida en varias partes, con numerosas juntas que se deben maquinar con precisión para obtener una unión estanca.

Este es un punto obviamente débil en este diseño si se opera con alta presión. Se sugiere ser muy cuidadoso si las presiones son mayores de 600 libras por pulgada cuadrada.

El diseño de cabezal flotante de arrastre no usa anillo dividido. El bonete del cabezal es del mismo tamaño que la coraza. Debido al hecho de que el cabezal se encuentra próximo al extremo, este tipo de intercambiador no es adecuado para un paso por los tubos. Para resolver este problema, se puede hacer salir el fluido de tubos a través del extremo de coraza, pero esto origina otra unión empaquetada y por lo tanto crea un punto extra de fuga potencial. Otro problema del diseño de cabezal flotante de arrastre es el hecho de que para el mismo diámetro del haz, el diámetro del haz es dos (y a veces más) veces mayor que en el diseño de anillo partido. El espacio anular entre el haz y la carcasa es mucho mayor que en el caso del diseño de anillo partido, y el caudal de fuga (que no atraviesa el haz de tubos) que se deriva por este espacio es mayor, lo que resulta en una menor eficiencia del intercambio. Esta corriente que escapa por el espacio anular se puede minimizar (¡pero no eliminar!) por medio de cintas o tiras de sellado. Por esta razón, la gente que hace o calcula intercambiadores de calor a menudo, generalmente prefiere el diseño de anillo partido, mientras que la gente de mantenimiento ama el diseño de cabezal flotante, que les da menos problemas. Un problema de todos los diseños de cabezal flotante es que los puntos de fuga interna potencial están en el prensaestopas del cabezal. Ahora bien, la fuga interna (es decir, contaminación por mezcla de las dos corrientes) es un problema sólo detectable mediante un cuidadoso monitoreo de las propiedades de ambas corrientes. Si la contaminación es un problema, querrá inspeccionar a menudo los prensaestopas del cabezal y de las uniones del haz para prevenir una fuga, lo que deberá hacer desconectando el equipo y extrayendo el haz para una inspección cuidadosa.

18.4 Intercambiadores con superficies extendidas

Los tubos aletados se usan porque las aletas aumentan el intercambio de calor en alrededor de 10 a 15 veces por unidad de longitud.

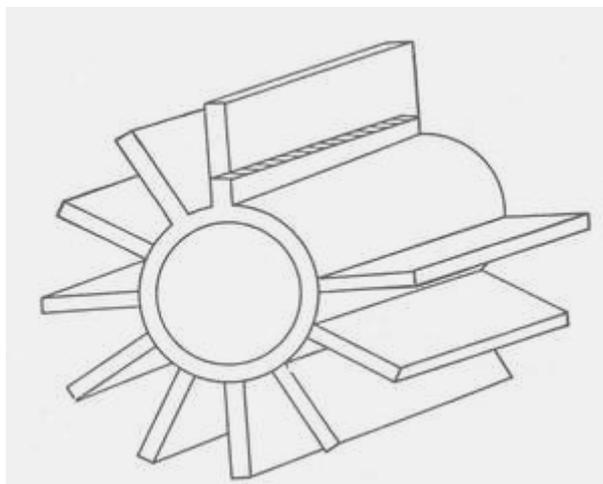
Las aletas se fabrican de una gran variedad de diseños y formas geométricas. Las aletas longitudinales se usan en intercambiadores de doble tubo, mientras que las aletas transversales circulares cortas (lowfins) se usan en intercambiadores de haz de tubos y coraza.

Esto se debe al hecho de que en los intercambiadores de doble tubo el flujo es paralelo a los tubos, mientras en los de haz de tubos y coraza es normal al banco de tubos. Aletas más altas (highfins) se usan en intercambiadores sin coraza o con flujo normal al eje del banco de tubos.

Existe una enorme variedad de diseños de intercambiadores con superficies extendidas, pero los más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos. Es decir, intercambiadores de doble tubo, de serpentina o de haz de tubos y coraza en los que se usa tubo aletado. Veamos algunos de los más comunes.

18.4.1 Intercambiadores de doble tubo aletados

Tanto en el caso de intercambiadores de un solo tubo como multitubo las aletas son longitudinales, continuas y rectas. Otros tipos de aleta son poco usadas, porque la resistencia hidráulica que ofrecen es mayor sin aumento de la eficacia de intercambio, además de ser más caras. Se usan principalmente en el calentamiento de líquidos viscosos, en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento muy diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede exceder un máximo. Por lo general la disposición geométrica de las aletas es en el exterior del tubo interno, como vemos en el siguiente croquis.



El uso de aletas también tiene justificación económica porque reduce significativamente el tamaño y cantidad de unidades de intercambio requerida para un determinado servicio.

Otra aplicación de los tubos aletados es el calentamiento de líquidos sensibles al calor, lodos o pastas. Debido a la mayor área de intercambio, las aletas distribuyen el flujo de calor más uniformemente. Al calentar aceites o asfalto, por ejemplo, la temperatura de las aletas es menor que la de la cara externa del tubo interior.

Por lo tanto, la temperatura de la capa de aceite o asfalto en contacto con las aletas es menor, reduciendo en consecuencia el peligro de deterioro o carbonización, producción de coque y dañar o eventualmente ocluir parcialmente el intercambiador, reduciendo drásticamente su eficiencia de intercambio.

En aplicaciones de enfriamiento, colocando la corriente a enfriar del lado de las aletas (de la coraza) se obtiene un enfriamiento a mayor temperatura, de modo que la solidificación de ceras en hidrocarburos viscosos o la cristalización o depósitos en barras es menor o inexistente.

18.4.2 Intercambiadores de haz de tubos aletados

El tipo de aleta más comúnmente usado es la transversal. Los intercambiadores con aletas transversales se usan principalmente para enfriamiento o calentamiento de gases en flujo cruzado. La aleta transversal más común es la tipo disco, es decir de forma continua. Contribuyen a ello razones de robustez estructural y bajo costo, más que la eficiencia de la aleta, que es menor para el tipo disco que para otras formas más complejas.

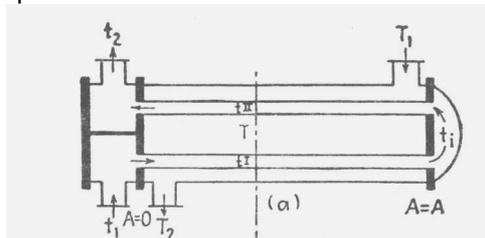
Las aplicaciones actuales más comunes son en los siguientes servicios: enfriamiento de agua con aire, condensación de vapor, economizadores y recalentadores de vapor en hornos de calderas y serpentines de enfriamiento de aire en acondicionadores y otros servicios que involucran calentamiento o enfriamiento de gases. Estas aplicaciones en general no requieren coraza, ya que el haz de tubos no se encuentra confinado sino más bien interpuesto en el canal conductor de gases. El flujo en todos los casos es cruzado.

Los intercambiadores de haz de tubos aletados y coraza se emplean en las mismas condiciones que mencionamos anteriormente, fundamentalmente cuando la temperatura del lado de coraza no puede exceder un cierto valor relativamente bajo y las condiciones de operación indican este tipo de intercambiador.

18.5 La diferencia “efectiva” o “verdadera” de temperaturas

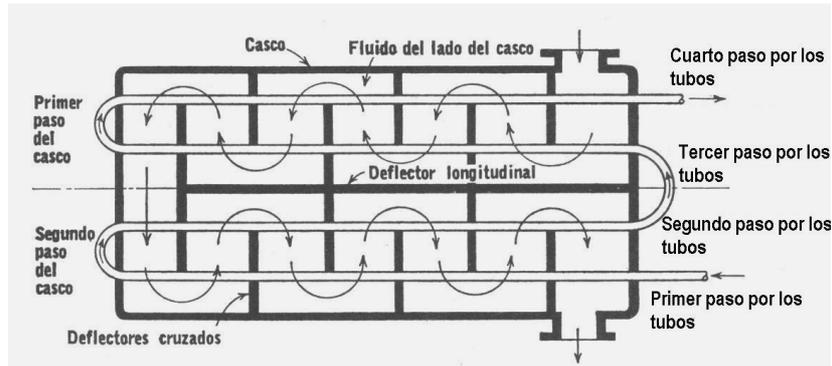
En la práctica industrial, muchas veces conviene usar disposiciones de flujo que se apartan de la clásica de contracorriente pura usada para deducir la expresión de la *MLDT*. Por ejemplo, en el caso de los intercambiadores de haz de tubos y coraza puede suceder que se necesiten dos unidades de un paso por los tubos y uno por la coraza, pero por razones de espacio no hay lugar para acomodar las dos unidades. Los fabricantes han resuelto este problema construyendo unidades con uno o más pasos en la coraza y varios pasos por los tubos, que permiten usar una sola coraza de mayor diámetro para contener todos los tubos que tendrían los intercambiadores de un solo paso. Esto tiene la ventaja de que se ahorra el costo de las corazas, que son más caras por unidad de peso que los tubos.

Supongamos por ejemplo que deseamos acomodar dos intercambiadores de un solo paso en una sola coraza. El resultado es lo que se denomina intercambiador de tipo 1-2, porque tiene un paso por la coraza y dos por los tubos. El siguiente croquis muestra la estructura de un intercambiador 1-2.



Observando el croquis vemos qué significa la expresión “varios pasos por los tubos”. En este caso el fluido cálido (que circula por el exterior de los tubos, es decir por la coraza) tiene un solo paso por la coraza, porque la recorre de derecha a izquierda de un solo tirón, sin experimentar ningún cambio de dirección. En cambio el fluido frío que entra y sale por la izquierda recorre toda la longitud del intercambiador de izquierda a derecha en el primer paso, y se calienta desde t_1 hasta t_i . Acto seguido cambia de dirección haciendo una vuelta de 180° y recorre nuevamente toda la longitud del intercambiador de derecha a izquierda en el segundo paso.

En ciertos casos, se pueden producir situaciones más complicadas aún. Supongamos por ejemplo que se duplica el caudal del fluido frío, para lo que se necesitarían dos intercambiadores 1-2, pero por razones de espacio no se pueden acomodar. Entonces podemos unir los dos intercambiadores 1-2 formando un intercambiador 2-4, en el que el fluido de casco tiene dos pasos por la coraza y el fluido de tubos hace cuatro pasos por los tubos. El siguiente croquis muestra la disposición de las corrientes en un intercambiador 2-4.



El principal problema que plantean estas disposiciones de las corrientes es el cálculo de la diferencia de temperaturas. Resulta deseable y conveniente retener la forma de la ecuación (15-54) pero esto nos obliga a definir una diferencia "efectiva" de temperaturas. Veamos porqué.

En el croquis del intercambiador 2-4 el fluido del interior de tubos intercambia calor con el de casco a contracorrientes en el primer paso. Lo mismo sucede en el primer paso del intercambiador 1-2. Pero en el segundo paso el intercambio de calor ocurre con corrientes paralelas en ambos casos. Esto nos indica que la diferencia de temperaturas no se puede calcular como en la disposición a contracorriente ni como en disposición a corrientes paralelas, sino como una mezcla de ambos casos. Pero sigamos analizando el croquis del intercambiador 2-4. En el espacio que queda entre los deflectores el flujo del lado de casco es perpendicular a los tubos. Pero de inmediato se llega a la abertura de cada deflector y el fluido se ve obligado a cambiar de dirección, de modo que en la abertura es prácticamente paralelo a los tubos. Como vemos, la situación es bastante complicada y demuestra que no se puede calcular la diferencia de temperaturas como si fuese un simple caso de flujo a contracorriente.

Para resolver esta dificultad, se ha convenido en calcular la diferencia "efectiva" de temperaturas de la siguiente manera. Se define un factor de corrección Y que multiplica a la $MLDT$ de modo que la diferencia "efectiva" de temperaturas resulta del producto, como vemos a continuación.

$$\Delta t = Y \times MLDT$$

El factor de corrección Y se puede calcular en función de dos parámetros que llamaremos X y Z de la siguiente forma.

$$Y = f(X, Z)$$

Los parámetros X y Z se definen en función de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos de la siguiente forma.

$$X = \frac{t_2'' - t_1''}{t_1' - t_1''} \quad Z = \frac{t_1' - t_2'}{t_2'' - t_1''}$$

Las temperaturas son:

- t_1'' = temperatura de entrada del fluido frío;
- t_1' = temperatura de entrada del fluido cálido;
- t_2'' = temperatura de salida del fluido frío;
- t_2' = temperatura de salida del fluido cálido.

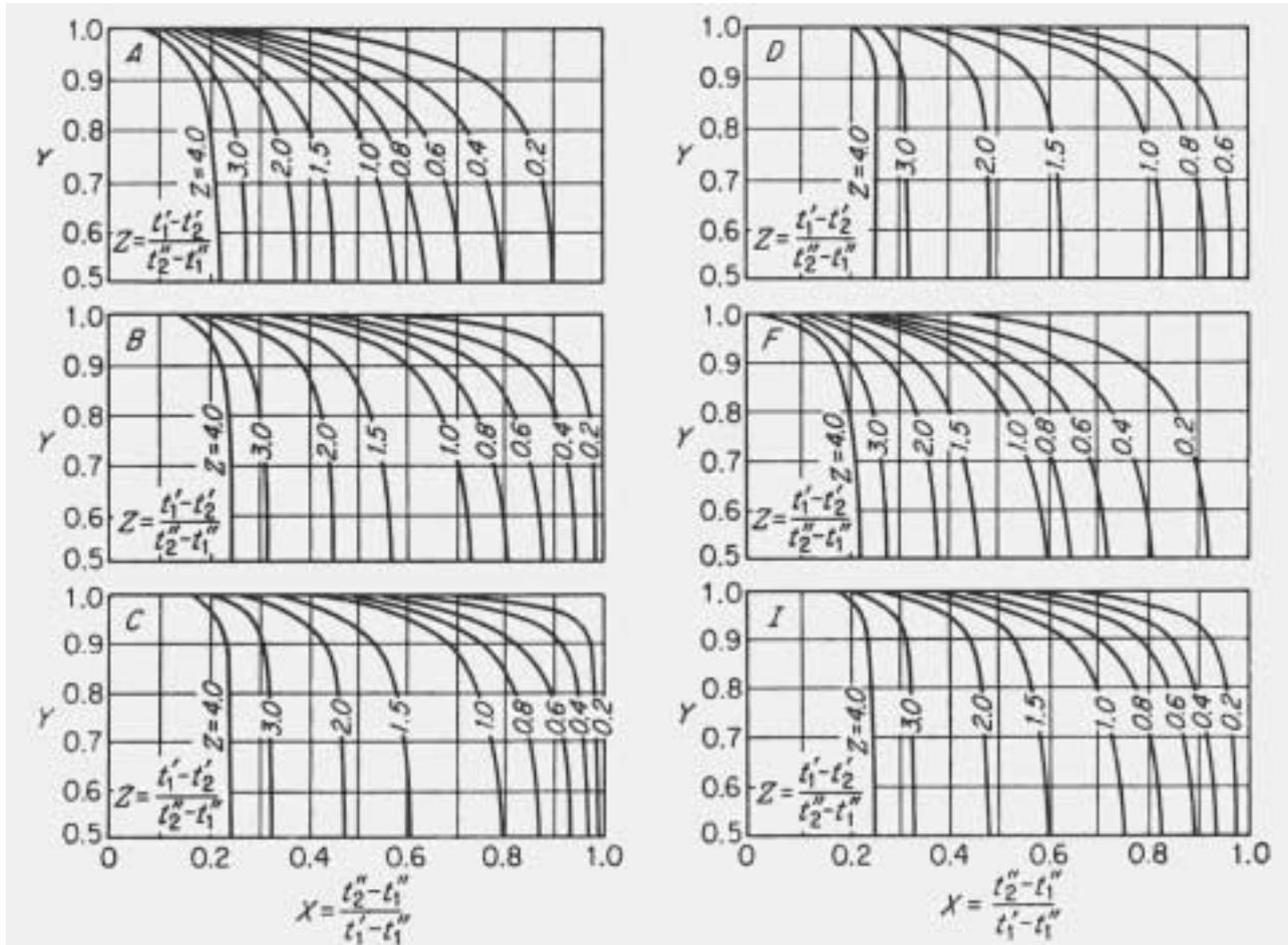
El significado de los parámetros X y Z es el siguiente.

El parámetro Z es el cociente de los calores específicos por los caudales de masa. En efecto, si planteamos un balance de energía en el intercambiador de calor, despreciando las diferencias de energía cinética y potencial y tomando en cuenta solo el calor intercambiado resulta:

$$W C (t_1' - t_2') = w c (t_2'' - t_1'') \Rightarrow Z = \frac{t_1' - t_2'}{t_2'' - t_1''} = \frac{w c}{W C}$$

El parámetro X es una suerte de "efectividad térmica" porque es el cociente de la diferencia de temperaturas del fluido frío sobre la diferencia de temperaturas en el extremo cálido. Esto se suele interpretar como sigue. La diferencia de temperaturas del fluido frío es proporcional a la energía intercambiada en forma de calor, en tanto que la diferencia de temperaturas en el extremo cálido representa la "fuerza impulsora" del intercambio de calor. En consecuencia el cociente de ambas diferencias mide de alguna forma qué grado de eficiencia se consigue en el intercambio de calor. Si un equipo tiene un valor bajo de X es un signo de que el intercambio de calor es dificultoso, porque se consigue poco intercambio con un gradiente térmico grande.

La forma analítica de las funciones que permiten calcular Y en cada caso es bastante complicada e inadecuada para cálculos manuales, aunque se usa en programas de cálculo. En general resulta más fácil usar las gráficas elaboradas a partir de esas funciones. A continuación vemos algunas gráficas usadas para el cálculo de rutina.



Las configuraciones que representan estas gráficas se listan a continuación.

A: 1 paso en el casco y 2, 4, 6, etc., pasos en los tubos.

B: 2 pasos en el casco y 4, 8, 12, etc., pasos en los tubos.

C: 3 pasos en el casco y 6, 12, 18, etc., pasos en los tubos.

D: 4 pasos en el casco y 8, 16, 24, etc., pasos en los tubos.

F: 1 paso en el casco y 3, 6, 9, etc., pasos en los tubos.

I: Flujos cruzados, 2 pasos en los tubos, el fluido en el casco fluye sobre los pasos primario y secundario en serie.

Fuente: R. A. Bowman, A. C. Mueller y W. M. Nagle, *Trans. ASME*, 62-283-294; Mayo, 1940.

El factor de corrección Y no debe ser inferior a 0.8 para una determinada configuración. Esto se debe a que los valores de Y menores de 0.8 dan resultados inciertos en los cálculos. Es fácil ver en cualquiera de las figuras anteriores que si Y es menor de 0.8 la curva que representa esa configuración se hace demasiado vertical, resultando casi imposible precisar los valores del parámetro X que le corresponde.

18.6 El cálculo de la superficie de intercambio

Cuando se debe elegir un determinado intercambiador es preciso tomar en cuenta una gran cantidad de factores que condicionan la decisión final sobre cual ha de ser el intercambiador, es decir de qué tipo y tamaño. Para ello nos debemos ubicar en la posición ideal de un ingeniero en total libertad de decisión que tiene que elegir en base a precio inicial y economía de operación.

El primer paso necesario para esta decisión ha de ser recabar toda la información pertinente de los fluidos de intercambio: propiedades térmicas (calor específico, viscosidad y conductividad), temperaturas y caudales.

El segundo paso será calcular la superficie necesaria. Aquí es donde aparecen las complicaciones, porque cada tipo de intercambiador tiene métodos de cálculo diferentes, algunos bastante engorrosos. La causa de este problema es la siguiente.

La ecuación del intercambio de calor es un simple balance de energía basado en el Primer Principio para sistemas abiertos, en el que se fijan las fronteras para que contengan sólo al equipo de intercambio y se desprecian las contribuciones de energía cinética y potencial. El balance de energía mecánica orientado a calcular la resistencia del flujo suele hacerse por separado, y debe coincidir con el de energía térmica en cuanto a las condiciones de flujo.

Podemos escribir la ecuación básica de balance del intercambio de calor en la siguiente forma general:

$$Q = U A \Delta t \quad (18-1)$$

Donde: U = coeficiente total de intercambio de calor.

A = área del intercambiador.

Δt = diferencia de temperatura "efectiva".

Esta ecuación es engañosamente simple, porque no toma en cuenta las diferentes geometrías de los distintos equipos, que tienen una influencia enorme en la magnitud del intercambio de calor. Tampoco aparecen en ella las diferencias entre fluidos distintos, que sin duda tienen un comportamiento particular, ni el hecho de que pueda existir cambio de fase durante el intercambio (es decir, condensación o ebullición). Sin embargo, estas diferencias influyen en el cálculo del coeficiente total U y de la diferencia de temperatura Δt .

De modo que si nuestro ingeniero quiere tomar una decisión defendible tendrá que calcular áreas de intercambio para varios equipos de clases diferentes, lo que constituye una tarea difícil, engorrosa, tediosa y muy larga. Algunos métodos de cálculo son considerablemente elaborados, a menudo requieren aproximaciones sucesivas, y pueden causar error de cálculo por su carácter complejo y repetitivo, ya que la probabilidad de error crece exponencialmente con la cantidad de operaciones.

Para facilitar el trabajo se puede usar el método aproximado que expondremos a continuación, que si bien no da resultados exactos, permite tener una idea semi cuantitativa que nos orienta en la toma de decisiones. También existe abundante software para calcular los intercambiadores más frecuentemente usados en la industria. De todos modos, siempre conviene comprobar los resultados que proporcionan los programas de cálculo mediante un método simple y rápido como el que proponemos.

18.6.1 Método aproximado de cálculo de la superficie de intercambio

En toda la discusión que sigue se usan unidades inglesas.

El método que explicamos aquí se basa en las siguientes definiciones:

- La ecuación de intercambio de calor es la (18-1).
- El coeficiente total se define como sigue.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{k'} + \frac{1}{F}} \quad (18-2)$$

Donde: U = coeficiente total [BTU/hora/pie²/°F].

h_i = coeficiente pelicular de convección del lado interno de la superficie [BTU/hora/pie²/°F].

h_o = coeficiente pelicular de convección del lado externo de la superficie [BTU/hora/pie²/°F].

k' = seudo coeficiente de conductividad del material de la superficie. Este seudo coeficiente incluye el espesor de material. Se define como el cociente del espesor y el verdadero coeficiente:

$$k' = e/k. \text{ [BTU/hora/pie}^2/\text{°F].}$$

e = espesor de material. [pies].

F = factor o coeficiente de ensuciamiento que permite prever la resistencia adicional que ofrecerá el sarro o incrustaciones al final del período de actividad (período que media entre dos limpiezas). [BTU/hora/pie²/°F].

18.6.2 El concepto de resistencia controlante

Si se examinan las ecuaciones (18-1) y (18-2) se observa que ambas se pueden escribir de un modo ligeramente diferente al habitual, que nos permitirá expresar ciertas ideas provechosas.

Tomando la ecuación (18-1):

$$Q = U A \Delta t$$

Esta ecuación se puede escribir:

$$\frac{Q}{A} = U \Delta t = \frac{\Delta t}{R}$$

El primer término es una intensidad de flujo (cantidad que fluye por unidad de tiempo y de superficie) y Δt es una diferencia de potencial. R es la resistencia que se opone al flujo. Esta ecuación es análoga a otras (como la de flujo de electricidad) que rigen los fenómenos de flujo.

Tomando la ecuación (18-2):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{k'} + \frac{1}{F}} \Rightarrow R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{k'} + \frac{1}{F}$$

$$R = R_i + R_o + R_p + R_s$$

Donde: $R_i = \frac{1}{h_i}$ es la resistencia de la película interior. $R_o = \frac{1}{h_o}$ es la resistencia de la película exterior.

$R_p = \frac{1}{k'}$ es la resistencia de la pared. $R_s = \frac{1}{F}$ es la resistencia de la capa de suciedad.

Expresando la ecuación de flujo calórico en esta forma, cuanto mayor sea la resistencia R tanto menor será el flujo calórico. La resistencia es a su vez la suma de las resistencias parciales. Si una de ellas es mucho mayor que las demás, su valor determinará el valor de la resistencia total. En tal caso se dice que es la resistencia controlante. Habitualmente, cuando hay intercambio de calor entre dos líquidos de viscosidades muy diferentes, el más viscoso presenta una resistencia mucho mayor y es el controlante. O cuando hay intercambio de calor con cambio de fase, el fluido que no experimenta cambio de fase presenta la mayor resistencia y es el controlante.

18.6.3 Coeficiente de ensuciamiento

Los valores del coeficiente de ensuciamiento varían según los distintos fluidos. Una estimación grosera de orden de magnitud se puede hacer de los siguientes valores:

Sustancia	Rangos de coeficiente de ensuciamiento [BTU/hora/pie ² /°F]
Aceites y agua no tratada	250
Agua tratada	500 - 1000
Líquidos orgánicos y gases	500

La resistencia debida a la suciedad R_s también se puede expresar como la suma de dos resistencias, una interna y otra externa, de la siguiente manera:

$$R_s = R_{si} + R_{se}$$

En el Apéndice al final del capítulo se dan valores de resistencias típicas para distintos fluidos, en distintas condiciones.

18.6.4 El coeficiente total

El coeficiente total U se puede estimar para las distintas situaciones en forma aproximada como explicamos a continuación. El valor estimado es sólo aproximado, como ya dijimos.

Seudo coeficiente de conductividad

El valor de k' se puede evaluar de la figura siguiente (Fig.1).

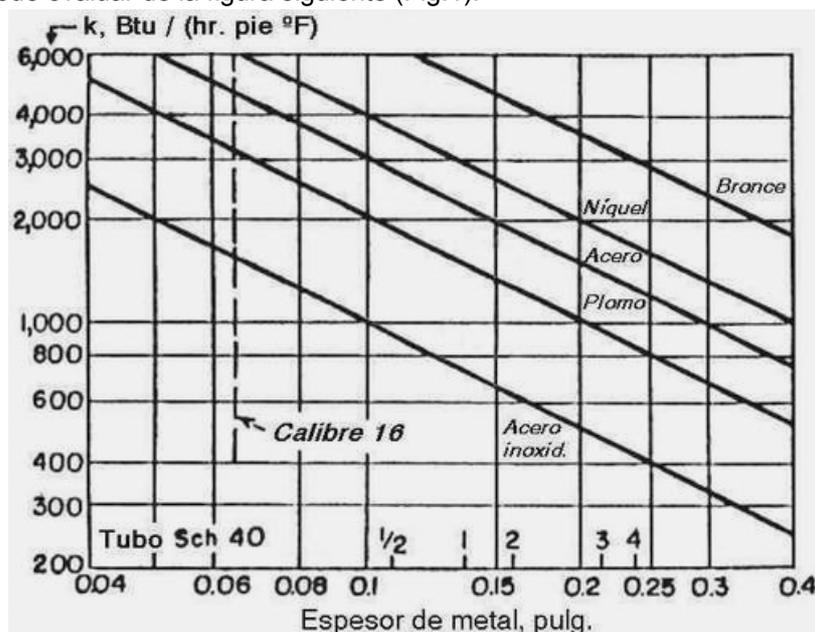


Figura 1

18.6.5 El coeficiente de película

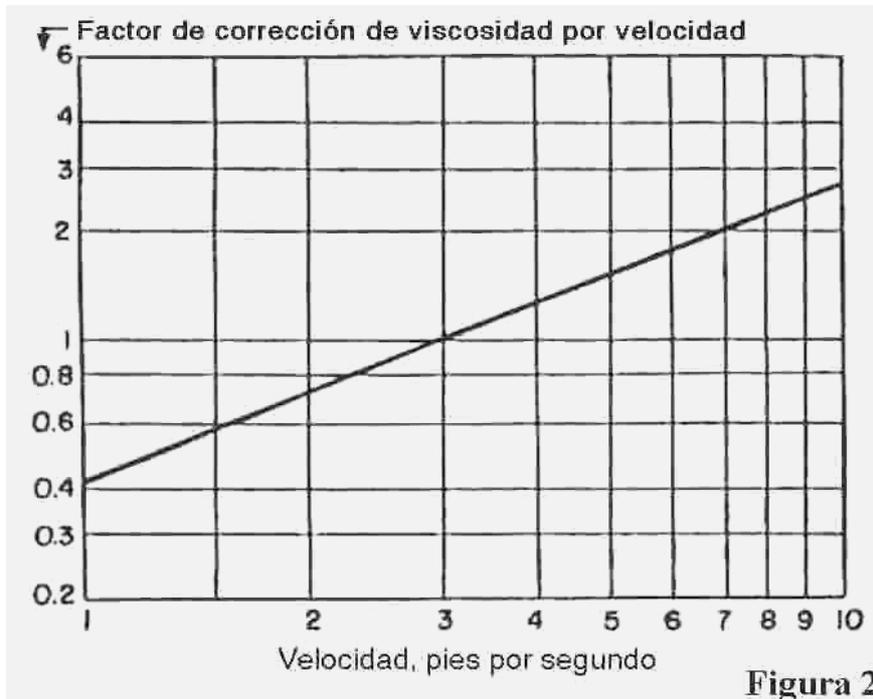
Los valores de coeficiente pelicular se pueden estimar para distintas geometrías del siguiente modo.

Intercambiadores de doble tubo

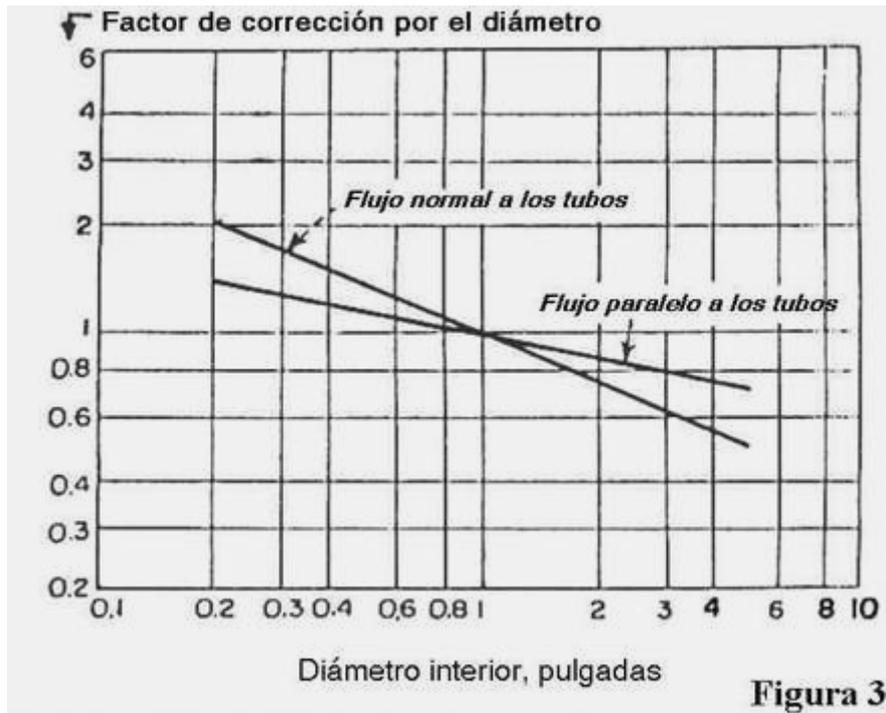
En este tipo de intercambiadores las velocidades usuales para líquidos son del orden de 3 a 6 pies por segundo. Para gases a presiones cercanas a la atmosférica las velocidades óptimas están en el orden de 20 a 100 pps. Algunos valores de coeficiente pelicular h para líquidos comunes a velocidades del orden de 3 pps en tubos de 1 pulgada de diámetro son:

Líquido	h [BTU/hora/pie ² /°F]
Agua	600
Salmuera saturada	500
Ácido sulfúrico 98%	100
Aceites livianos	150
Alcoholes y líq. orgánicos livianos	200

Otros valores se encuentran en el Apéndice y en la bibliografía. Para velocidades distintas de 3 pps multiplicar por el factor de corrección que se obtiene de la siguiente figura (Fig. 2).



Para diámetros distintos de 1" se debe corregir el valor de h multiplicándolo por el factor de corrección de la Fig. 3.



Para gases a presiones cercanas a la atmosférica y con velocidades de 20 pps en tubos de 1" de diámetro el coeficiente pelicular h varía de 5 a 8 para gases con un rango de peso molecular de 2 a 70.

Como antes el efecto de la velocidad se puede estimar. Para velocidades distintas de 3 pps multiplicar por el coeficiente que resulta de la figura 2, pero es preciso modificarla haciendo pasar por el punto correspondiente a 2 pps y factor = 1 otra recta paralela a la original, asumiendo que los valores del eje horizontal se deben multiplicar por diez. El caso del hidrógeno es singular, ya que para obtener flujo turbulento se requieren velocidades del orden de 100 pps.

El efecto de la temperatura en el coeficiente pelicular de gases es predecible. Basta restar un 10% al valor de h obtenido como se indica precedentemente por cada 100 °F de incremento de temperatura por encima de 100 °F, o sumar un 10% por cada 100 °F de disminución de temperatura por debajo de 100 °F. En los líquidos, en cambio, el efecto es inverso, porque un aumento de temperatura casi siempre produce aumento de h , debido al comportamiento de la viscosidad en la mayoría de los líquidos, que disminuye con la temperatura. Para temperaturas elevadas, el uso de h calculado a 100 °F conduce a sobredimensionamiento, lo que en el fondo no es grave, pero sí lo es en el caso de bajas temperaturas porque usar h obtenido a temperatura normal produce equipos insuficientes. Por lo tanto, usar esta metodología simplificada para comparar opciones de distintos diseños de equipos está bien, pero no se debe usar para calcular el tamaño del equipo a baja temperatura.

Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Los pasos a seguir son:

- Determinar un coeficiente pelicular promedio para el fluido que circula en el interior de los tubos, que en general suele ser el fluido frío. Suponer que son tubos de 1" y corregir mediante la Fig. 3 para otros diámetros. Se pueden usar los valores aproximados de h dados antes.
- Determinar el coeficiente pelicular promedio para el fluido que circula en la coraza. Debido a la resistencia ofrecida por el haz de tubos la velocidad es siempre mucho más baja que en el interior de tubos. Para mantener la caída de presión dentro de límites razonables, no queda más remedio que tener bajas velocidades. Por eso el valor de h , que depende fuertemente de la velocidad, es mucho menor. Un valor de h de 400 BTU/hora/pie²/°F es razonable para soluciones acuosas, y 100 a 150 para líquidos orgánicos. Para gases puede asumir h de 5 a 15 BTU/hora/pie²/°F, siendo los gases menos densos los que tienen los valores más altos.
- Calcular U de la ecuación (18-2).

Algunos valores observados de U [BTU/hora/pie²/°F] son:

Agua a agua: 100 a 150	Gas a gas: 2 a 4
Gas a agua: 20 a 40	Agua a líquidos orgánicos: 50 a 100

Otros valores se pueden hallar en el Apéndice al final de este capítulo.

Enfriadores de cascada

Los coeficientes del interior de tubos se pueden estimar como se indicó en la sección en la cual tratamos los intercambiadores de doble tubo. En el exterior (cortina de agua), en cambio, la estimación es más difícil. Depende principalmente de la distribución uniforme de la cortina de agua, y de si hay o no evaporación apreciable, especialmente porque si hay evaporación el ensuciamiento de tubos aumenta, lo que obliga a una limpieza frecuente. En las disposiciones habituales el tubo superior está perforado de modo de entregar de 2 a 6 galones por minuto de agua por pie de longitud. Cantidades mayores no son ventajosas ya que pueden causar salpicaduras y una cortina no uniforme.

Si hay evaporación es preferible usar la décima parte por pie de tubo, ya que el caudal requerido es mucho menor. Para tubos limpios, el valor de h en el exterior puede ser del orden de 600, aunque la presencia de suciedad puede disminuir sustancialmente este valor. Un cálculo conservador se puede basar en un valor de U del orden del 30 al 50% del calculado. En el caso de enfriamiento de gases con evaporación, el valor de U usado va de 4 a 10.

Kern aconseja usar para el coeficiente pelicular externo:

$$h = 65 \left(\frac{G'}{D_e} \right)^{1/3}$$

Donde:

$$G' = \frac{W}{2L}$$

Siendo: W el caudal de masa de agua (libras/hora), L la longitud de tubo (pies) y D_e el diámetro externo (pies).

Recipientes enchaquetados o encamisados

En un recipiente encamisado en general se trata de mantener caliente al líquido que contiene el recipiente. Por lo general la resistencia controlante está del lado del líquido. En la chaqueta se suele usar vapor como medio calefactor. De ordinario se agita el recipiente para asegurar un buen intercambio. Si no hay agitación para soluciones acuosas se puede asumir h de 30 para $\Delta t = 10^\circ\text{F}$ a 150 para $\Delta t = 100^\circ\text{F}$.

Para recipientes no agitados que contienen agua o soluciones acuosas y se calientan o enfrían con agua en la camisa es razonable asumir $U = 30$. Para recipientes agitados el valor de U varía con el grado de agitación. Valores razonables son: vapor a agua: 150; agua a agua: 60; mezclas de sulfonación o nitración a agua: 20.

Intercambiadores de serpentines sumergidos

El serpentín sumergido es una buena solución rápida y económica a necesidades no previstas de intercambio, aunque también existen muchos sistemas que lo utilizan en forma permanente. Un ejemplo de ello es el calefón doméstico, que calienta agua en llama directa mediante un serpentín de $1/8"$ por cuyo interior circula el agua. Los tubos usados varían en diámetro según las necesidades, desde $3/4"$ a $2"$. Los valores de h para líquidos en el interior de serpentines son del orden del 20% superiores a los correspondientes a tubo recto, estimados como se explicó antes. En el exterior se puede dar una de dos situaciones: convección natural o forzada. Con convección natural los valores dependen del salto de temperatura a través de la película. Valores de h de 30 a 50 para Δt de 10 a 100°F son quizá algo conservadores. Con agitación moderada, cuando el líquido fluye a través del serpentín a velocidad del orden de 2 pps, el h será del orden de 600 para agua y de 200 para la mayoría de los líquidos orgánicos. El efecto del ensuciamiento puede ser grave, por lo que la resistencia controlante estará del lado externo. En este caso se deberá asumir un valor de resistencia de ensuciamiento no menor de 0.01, con lo cual el coeficiente global U será menor de 100.

A menudo se puede mejorar mucho el coeficiente aplicando agitación. En este caso se deberá hacer uso de correlaciones especiales, para lo cual se consultará el libro de Kern o una obra especializada en agitación.

Líquidos en ebullición

El diseño de hervidores presenta una diferencia fundamental con otros casos de intercambio de calor, que es la caída de temperatura en la película de líquido hirviendo. Este Δt es aquel al cual se transfiere la máxima cantidad de calor y se llama Δt crítico. Esta cuestión ya fue tratada en el capítulo 16, apartado 16.2. Para muchos líquidos el Δt crítico va de 70 a 100 °F, por lo tanto sería inútil y hasta posiblemente perjudicial diseñar un hervidor que opere con un valor de $\Delta t > 100$ °F. Los coeficientes individuales de líquidos hirvientes varían mucho. La Fig. 4 que se observa a continuación se puede usar para determinar U para agua o soluciones acuosas hirviendo, calentadas con vapor.

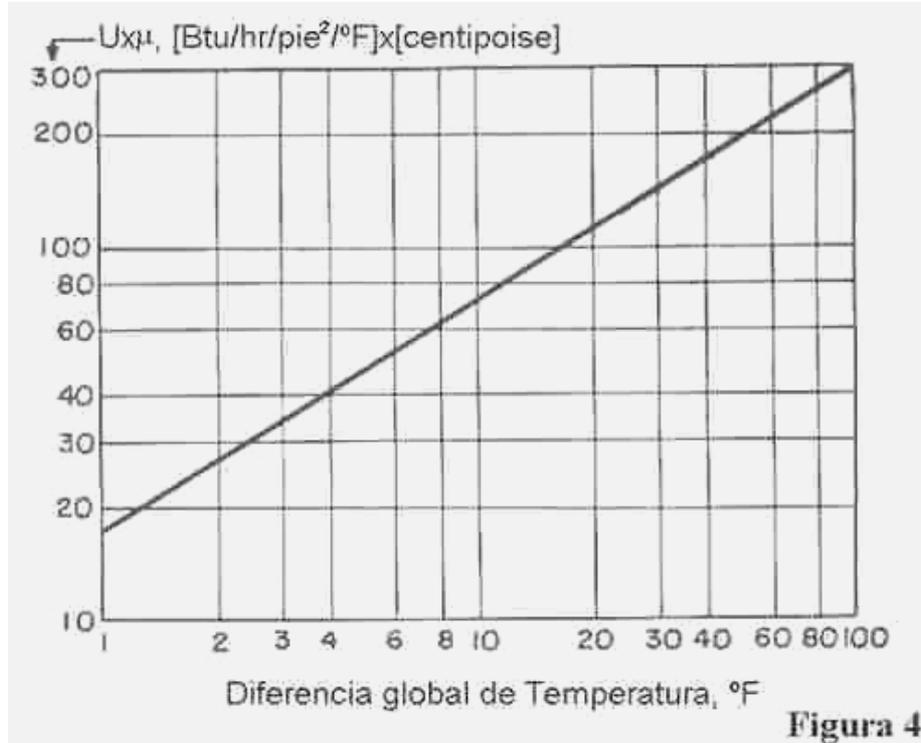


Figura 4

Los coeficientes para líquidos orgánicos son considerablemente menores que los del agua. Para tubos o placas horizontales limpios y líquidos tales como el benceno o alcohol se puede tomar un coeficiente total $U = 250$ para Δt entre el medio calefactor y el líquido hirviendo de 50 a 70 °F. Si la superficie se ensucia, tomando en cuenta el factor o coeficiente de ensuciamiento el valor de U es del orden de 50 a 100. Los Δt no deben ser inferiores a 50 °F.

Los coeficientes de calandrias son un 25% más altos que los de placas planas y serpentines.

Los coeficientes de evaporadores y hervidores de circulación forzada son del mismo orden que los de líquidos circulando por el interior de tubos a cierta velocidad y se pueden estimar sobre la misma base.

Un factor que no se debe dejar de tener en cuenta es el efecto de las variaciones de presión sobre los valores de coeficientes. Los que se citan en la literatura generalmente son a presión atmosférica. Para muchos líquidos, el coeficiente de película tendrá un incremento de alrededor del 100% por cada 10 °F de aumento de temperatura por encima del punto normal de ebullición, y una disminución de temperatura producirá un efecto similar, produciendo una disminución de h de un 50% por cada 10 °F de disminución.

Condensadores

Muchos líquidos orgánicos condensando sobre tubos horizontales dan coeficientes de película del orden de 200 a 400. El amoníaco en el orden de 100, agua de 1000 a 3000. Los coeficientes de condensación en el interior de tubos parecen ser del mismo orden de magnitud, pero no es usual condensar en el interior de tubos porque el tubo se inunda con facilidad. En general se suele hacer pasar agua por el interior de tubos o serpentines, y el vapor condensa en el exterior. Normalmente la resistencia controlante nunca está del lado del vapor condensando.

Calentadores de gas con bancos de tubos

Una manera bastante común de calentar gases es hacerlos pasar a través de haces de tubos calentados con vapor por su interior. La resistencia controlante normalmente está del lado del gas, ya que raras veces hay limitaciones en la velocidad de circulación o la calidad del vapor. El número y disposición de los tubos en el banco influye en cierta medida en el coeficiente. Mas allá de cuatro filas de tubos esta influencia desaparece. Para aire atravesando bancos de tubos de 1" a 10 pps el coeficiente es de alrededor de 8, aumentando a 20 a una velocidad de 60 pps. La diferencia entre una y cuatro filas de tubos no se nota a baja velocidad, pero a 50 - 100 pps el coeficiente puede aumentar un 50%.

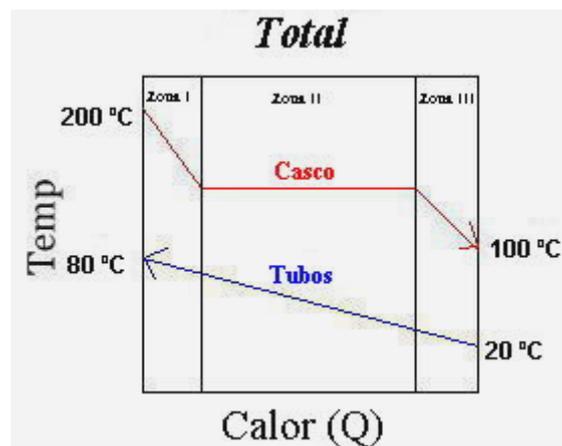
18.7 Selección del intercambiador

En el proceso de seleccionar un intercambiador de calor se pueden distinguir cuatro etapas claramente definidas. En la primera etapa se toman en cuenta consideraciones referidas al tipo de intercambio de calor que se produce. En la segunda etapa se obtienen las propiedades de los fluidos en función de las variables conocidas y se calcula el coeficiente global U y el área de intercambio A . En la tercera etapa se elige un intercambiador adecuado para este servicio, teniendo en cuenta el coeficiente global U , el área de intercambio A y las características de los fluidos y de las corrientes. En la cuarta se vuelve a calcular el coeficiente global U y el área de intercambio A . Si no coinciden con el intercambiador previamente elegido se vuelve al paso tres. Si coinciden se da por terminado el proceso. Como vemos se trata de un algoritmo recursivo.

Cabe aclarar que en la estrategia que se expone en detalle mas abajo se parte de la suposición inicial de que se elegirá *en principio* un intercambiador de casco y tubos. Esto no tiene que resultar siendo necesariamente así en la decisión final, pero parece una buena suposición inicial, ya que son los equipos mas corrientes. Se han propuesto otras estrategias para la selección del intercambiador, pero las variaciones con la que exponemos aquí no son realmente significativas.

18.7.1 Primer paso: definir el tipo de intercambio de calor

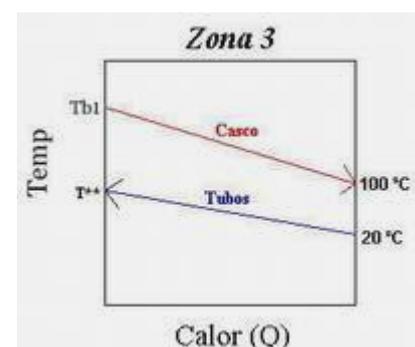
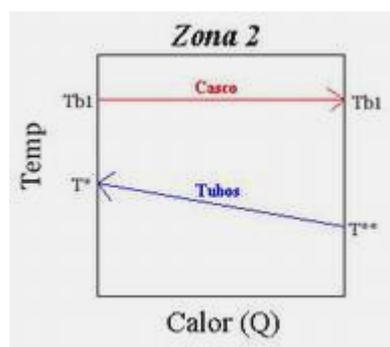
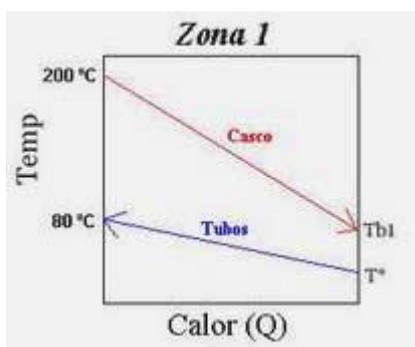
Lo primero que hay que determinar al seleccionar el intercambiador es el tipo de intercambio de calor que se debe producir en el equipo. Dicho en otras palabras, no se comportan de igual forma un fluido que intercambia calor *sin* cambio de fase que un fluido que intercambia calor *con* cambio de fase, y de ello se deduce que el equipo en cada caso será diferente. Por lo tanto, lo primero es determinar si hay o no cambio de fase en alguno de los fluidos. Para ello se debe conocer las temperaturas de ebullición de ambos a las respectivas presiones operativas. Ayuda mucho construir un diagrama de calor-temperatura para el sistema, como vemos a continuación.



Por supuesto, existe un acuerdo general en que se usa la disposición de flujos a contracorrientes. Solo en circunstancias realmente excepcionales se justifica tener los flujos en corrientes paralelas. El sentido de las flechas en el diagrama anterior muestra entonces una disposición a contracorrientes.

Aquí se presenta el caso mas general, en el que uno de los fluidos está recalentado y se enfría hasta que condensa, para continuar enfriando posteriormente, es decir que sale a menor temperatura que la de ebullición. El otro fluido se calienta sin cambio de fase. Otro caso también mas general es el inverso, donde un líquido se evapora, lo que sería el mismo diagrama solo que invirtiendo los sentidos de las flechas. Una tercera situación que involucra la condensación de un vapor y la ebullición de un líquido en el mismo equipo no se encuentra nunca en la realidad, porque es muy difícil controlar el intercambio de calor entre dos fluidos que experimentan cambios de fases en forma simultánea.

Se ha dividido el diagrama en tres zonas. Estudiando cada una de ellas construimos los siguientes diagramas de zonas parciales.



La zona 1 es la de enfriamiento del vapor recalentado del lado de casco hasta la temperatura de condensación T_{b1} . El fluido de tubos se calienta desde la temperatura T^* hasta la temperatura final o de salida, que como sabemos es de 80 °C. En la zona 2 se produce la condensación (a temperatura constante T_{b1}) del fluido del lado de casco mientras que el fluido del lado de tubos se calienta desde la temperatura T^* hasta la temperatura T^* . Por último, la zona 3 es la de subenfriamiento del líquido condensado, que entrega más calor en el casco al fluido de tubos que se calienta desde la temperatura de entrada de 20 °C hasta la de salida de la zona 3 que es T^* .

Definir las zonas es uno de las etapas más importantes del proceso de seleccionar un intercambiador de calor con cambio de fase. La selección de un intercambiador de calor sin cambio de fase es meramente un caso particular, que corresponde a las zonas 1 o 3.

18.7.2 Segundo paso: obtener propiedades de los fluidos, calcular Q , U y A

El siguiente paso en la estrategia es definir los caudales y presiones operativas de las corrientes. Esta información se necesita para obtener las propiedades y establecer el balance de energía del equipo. Recordemos que las propiedades de los gases son especialmente sensibles a la presión. Con el esquema que se adopta en este tratamiento, en el que hay tres zonas claramente distinguibles, conviene obtener las propiedades de cada fluido independientemente para cada zona. Por lo general se puede aceptar que se tomen valores promediados de las propiedades del fluido de tubos, ya que no tiene cambio de fase y es probable que sus propiedades no cambien de manera abrupta. En cambio, sería un grave error tomar valores promediados del fluido de casco mezclando zonas, ya que es vapor recalentado en la zona 1 y líquido en la zona 3, mientras que en la zona 2 es una mezcla bifásica líquido-vapor.

Las propiedades que se deben obtener para ambas corrientes incluyen las siguientes: calor latente (si hay cambio de fase), calor específico (si no hay cambio de fase), viscosidad, densidad y conductividad térmica.

También es importante conocer la diferencia de presión admisible de acuerdo al tipo de impulsor de que se dispone, que es un dato que depende de la configuración del sistema. Por lo general, tanto la diferencia de presión como la velocidad son elementos que se pueden variar con cierta latitud, lo que permite ampliar el margen de opciones para seleccionar el equipo. Por supuesto, existen límites que no se pueden transgredir. Conviene que la velocidad sea alta, porque mayores velocidades mejoran el coeficiente de intercambio. Se consideran valores típicos para líquidos de 1 a 3 m/seg. Para los gases, los valores suelen ser de 15 a 30 m/seg. Los valores usuales de diferencia de presión son de 30 a 60 KPa (5 a 8 psig) del lado de tubos y de 20 a 30 KPa (3 a 5 psig) del lado de casco.

Una vez obtenida la información necesaria estamos en condiciones de hacer el balance de energía para obtener la carga de calor Q . Una vez obtenido, se calcula la diferencia media logarítmica de temperaturas y se obtiene el coeficiente global U . En el apéndice al final de este capítulo se listan algunos valores recomendados por fuentes autorizadas. También se pueden encontrar valores recomendados en el *"Manual del Ingeniero Químico"* de Perry y en el libro *"Procesos de Transferencia de Calor"* de Kern. Alternativamente, se puede calcular un valor de U . Depende de lo que uno tenga a su disposición: si se está calculando en forma manual, probablemente prefiera adoptar un valor de la lista de valores recomendados, pero si está usando un programa de simulación el cálculo es rápido y se puede hacer con un par de movimientos de mouse. No obstante aconsejo siempre comprobar los resultados obtenidos de programas por contraste con otros resultados obtenidos de un método manual o gráfico ya que nunca se sabe.

Una vez obtenida la carga calórica Q , con la diferencia media logarítmica de temperaturas y el coeficiente global U se calcula la superficie de intercambio A .

18.7.3 Tercer paso: elegir una configuración (tipo de intercambiador) adecuada

En esta etapa seleccionamos el tipo de intercambiador que mejor se ajusta al servicio que nos interesa. Nos basamos exclusivamente en consideraciones técnicas y económicas, que fijan la opción ganadora en términos de servicio prolongado y satisfactorio con menores costos iniciales y operativos. La gama de opciones disponibles en principio puede ser muy amplia, pero se estrecha a poco que se tomen en cuenta las limitaciones de espacio, tipo de materiales del equipo, características de ensuciamiento, peligrosidad y agresividad química de las corrientes, y otras por el estilo.

Los elementos de juicio necesarios para la toma de decisión han sido expuestos en algunos casos como parte de la descripción. Una vez calculada el área necesaria, podemos estimar el costo aproximado de las distintas alternativas posibles. De allí en adelante, influirán consideraciones no económicas como el espacio disponible, la posibilidad de construir el equipo en vez de comprarlo, etc.

Intercambiadores de doble tubo

Una de las posibles alternativas que se le presentan al ingeniero en el momento de seleccionar un intercambiador puede ser tener que elegir entre intercambiadores de horquilla de doble tubo con tubo interno único, de doble tubo con múltiples tubos internos e intercambiadores de haz de tubos y coraza. La diferencia más importante entre ellos es que en los intercambiadores de horquilla de múltiples tubos internos el flu-

jo es a contracorriente pura, mientras en los intercambiadores de haz de tubos y coraza con dos o mas pasos en los tubos el flujo es una mezcla de contracorriente y corrientes paralelas. Por lo tanto en estos últimos el intercambio de calor es menos eficiente, en alrededor de un 20%. Para poder obtener flujo en contracorriente pura el fabricante tiene que echar mano de disposiciones menos económicas, tales como usar igual cantidad de pasos en la coraza y en los tubos (por ejemplo, dos pasos en la coraza y dos pasos en los tubos) pero esto implica mayor complejidad constructiva y por lo tanto mayor costo. El flujo en contracorriente pura permite, por otra parte, mejor aproximación entre las temperaturas extremas y eliminar cruces de temperaturas. En un intercambiador de un paso por la coraza, se requerirían varias corazas en serie para eliminar los cruces de temperatura, lo que aumenta el costo. En el caso de grandes rangos de temperatura, que normalmente producen cruces cuando se usan intercambiadores de tubos y coraza, se usa a veces un deflector longitudinal en la coraza para evitar poner varias corazas en serie, pero esto puede causar altos esfuerzos térmicos en el lado de coraza, resultando en deformación del deflector que causa pérdidas a través del mismo. Estas corrientes de fuga disminuyen la eficacia térmica y pueden causar vibración que a su vez agrava el daño producido en el deflector y el haz de tubos.

Un criterio de selección se basa en el producto " $U \times A$ ". De la ecuación (18-1) tenemos:

$$\frac{Q}{\Delta t} = U \times A$$

Si el producto " $U \times A$ " está en el orden de 100000 a 200000 BTU/hora/°F el intercambiador de contracorriente verdadera de múltiples tubos internos está bien diseñado. Si el producto da fuera de este rango significa que el área es insuficiente o el caudal no está suficientemente aprovechado para producir un grado de turbulencia suficiente para que el coeficiente global de intercambio sea adecuado para el servicio.

La siguiente tabla puede ser útil para seleccionar el diámetro del tubo externo en un intercambiador de contracorriente pura de múltiples tubos internos.

PRODUCTO $U \times A$ [BTU/(h °F)]	DIAMETRO EXTERNO TUBO mm. (pulgadas)
> 150,000	305-406 (12-16)
100000-150000	203-406 (8-16)
50000-100000	152-254 (6-10)
20000-50000	102-203 (4-8) *
< 20,000	51-102 (2-4) *

En los casos marcados con un (*) es preferible usar intercambiadores de doble tubo con tubo interior único. En todos los otros casos, la selección es favorable al intercambiador de contracorriente pura de múltiples tubos internos.

Cuando el producto " $U \times A$ " no está en el orden de 100000 a 200000 BTU/hora/°F es probable que no se pueda usar un intercambiador de doble tubo de contracorriente pura, y se deba echar mano de un intercambiador de haz de tubos y coraza.

Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Una selección primaria, aún si se espera cambiar de idea después de ella, no se debe hacer en forma casual o descuidada. Se debe dar consideración detallada y cuidadosa a todos los factores pertinentes, que son muchos, para finalizar la tarea exitosamente, culminando en una selección sensata, práctica y económica.

Como la fuerza impulsora primaria del intercambio de calor es la diferencia de temperatura, y su magnitud es importante para determinar el área de intercambio (y el tamaño y costo del intercambiador) es importante considerar las temperaturas de operación. La diferencia media logarítmica de temperatura ($MLDT$) es una buena medida de la fuerza impulsora del flujo calórico en el intercambiador.

Diferencias de temperatura de salida cercanas entre sí, entre la temperatura de salida de un fluido y la de entrada de otro, dan como resultado bajos valores de $MLDT$. Esto es algo deseable, porque cuanto mas pequeñas sean las diferencias de temperatura de salida mas eficiente desde el punto de vista energético será el intercambio.

Pero recuerde que un valor bajo de $MLDT$ dará como consecuencia equipos mas grandes y por lo tanto mas caros, por imperio de la ecuación (18-1):

$$Q = U A MLDT \Rightarrow A = \frac{Q}{U MLDT}$$

Es decir, el área es inversamente proporcional a la $MLDT$. Si las temperaturas de operación vienen impuestas por las condiciones del proceso, no hay mucho que se pueda hacer al respecto. Sin embargo, muchas veces se está en libertad de elegir una o mas temperaturas posibles. Para esto no hay reglas fijas. Se deberá elegir temperaturas tales que los valores de $MLDT$ no sean ni demasiado bajos ni demasiado altos. Si la $MLDT$ es demasiado baja, la unidad resultará sobredimensionada. Si la $MLDT$ es demasiado alta, puede

haber deterioro del material por sobrecalentamiento (por supuesto, solamente en caso de sensibilidad al calor), depósito de sales, o efectos adversos similares. Una regla empírica es: la diferencia de temperatura menor (extremo frío) debería ser mayor de 10 °F, y la diferencia de temperatura mayor (extremo cálido) debería ser mayor de 40 °F para tener un buen servicio en una amplia mayoría de aplicaciones.

Uno de los parámetros de diseño más importantes es el depósito de suciedad que inevitablemente se produce en intercambiadores, con pocas excepciones. El tamaño y costo de un intercambiador está relacionado con el grado de ensuciamiento esperable. La estimación del mismo es mayormente adivinanza. También resulta muy difícil de determinar experimentalmente, debido a que es prácticamente imposible reproducir exactamente las condiciones de proceso en laboratorio. La estimación del factor de ensuciamiento debería basarse, cuando sea posible, en la experiencia adquirida con fluidos de la misma clase, en condiciones similares a las de operación en el caso a evaluar. El ensuciamiento depende y varía con el material de los tubos, el tipo de fluido, las temperaturas, velocidades, espaciado y corte de deflectores, y muchas otras variables operativas y geométricas. El peso de cada variable en la determinación del factor de ensuciamiento es difícil de establecer, y cada caso deberá ser considerado individualmente. Por todo lo expuesto, la selección de un factor de ensuciamiento es más o menos una pregunta sin respuestas precisas en la mayoría de los casos.

Considerando que los valores de factores de ensuciamiento varían de 0.001 a 0.01 ($\text{Pie}^2 \text{ °F Hr}/\text{BTU}$) se deduce que el error posible en la evaluación es de alrededor de diez a uno. Si los valores del coeficiente pelicular del lado de tubos y de coraza son ambos altos y hay ensuciamiento importante, entonces la resistencia del ensuciamiento será controlante. En estas condiciones, un error del 100% es muy significativo, y origina mayor variación de tamaño y costo del intercambiador que cualquier inexactitud posible en el método de cálculo. Errores del 500% en la evaluación del ensuciamiento no son raros. Buena parte de los reclamos a fabricantes por mala operación de los equipos se deben al error en la evaluación del ensuciamiento.

Si se espera un ensuciamiento importante, deberá prever la limpieza mecánica periódica del intercambiador. Mientras ejecuta la limpieza, inspeccione el equipo en busca de señales de deterioro mecánico o corrosión. Si hay corrosión esta se puede deber a contaminación con algún fluido corrosivo. Algunos productos anticorrosivos contienen sustancias tensioactivas que por sus propiedades dispersantes pueden ayudar a prevenir o disminuir el ensuciamiento.

Otra causa importante de resistencia al intercambio de calor es la formación de sales, que en muchos casos forman una película dura, adhesiva y resistente. A veces se pueden usar técnicas de desalinización con éxito, y sin dudas habrá que prever una limpieza mecánica periódica. Para facilitar la limpieza mecánica se aconseja usar el arreglo en cuadro o tresbolillo, antes que el triangular.

Consideraremos ahora los factores a tener en cuenta para la selección del diámetro externo del tubo, arreglo y espaciado de tubos. En general conviene usar el menor tamaño posible de tubo como primera opción: $\frac{5}{8}$ a 1" de diámetro. Los tubos de menor diámetro exigen corazas más chicas, con menor costo. No obstante, si se teme un severo ensuciamiento o incrustación en el interior de tubos conviene elegir diámetros de 1" o mayores para facilitar la limpieza interna.

Por lo general se prefieren los tubos de $\frac{3}{4}$ o de 1" de diámetro; los de diámetros menores se usan preferentemente en equipos chicos con superficies de intercambio menores de 30 m².

Un buen diseño se debe orientar a obtener corazas lo más chicas que sea posible, con tubos lo más largos que sea conveniente. De ordinario la inversión por unidad de área de superficie de intercambio es menor para intercambiadores más grandes. Sin embargo, la compra no se debe decidir sobre esta base únicamente, porque este criterio no toma en cuenta ciertas características específicas que pueden encarecer el equipo.

Los tubos pueden estar ordenados en cuadro, en triángulo o en tresbolillo.

El arreglo triangular es más compacto, y produce mayor cantidad de tubos por unidad de volumen. Los arreglos en triángulo o en tresbolillo proveen además un valor ligeramente mayor de coeficiente global del lado de coraza para todos los números de Reynolds a costa de un pequeño aumento de pérdida de presión. Normalmente un diseñador trata de usar toda o la mayor parte de la caída de presión disponible para obtener un intercambiador óptimo. El máximo intercambio de calor y mínima superficie se obtienen cuando toda la energía de presión disponible se convierte en energía cinética, porque las velocidades mayores producen mejores coeficientes peliculares. Cualquier elemento estructural que origine caída de presión sin aumento de velocidad es perjudicial porque desperdicia energía de presión. En caso de duda respecto a la procedencia de incluir elementos de esta clase, considere el menor costo inicial del intercambiador contra el aumento en costo de operación para decidir cual es el óptimo.

El rol de los deflectores en el lado de la coraza es importante como guías del flujo a través del haz. Los deflectores comúnmente tienen tres formas: segmentados, multisegmentados y tipo anillo/disco. De estos tres el más usado es el primero. El corte usual de los deflectores segmentados es horizontal en intercambiadores sin cambio de fase, para prevenir o reducir la acumulación de barro en la carcasa. Los cortes verticales se usan en intercambiadores con cambio de fase (normalmente condensadores) para permitir que el líquido

fluya sin inundar la coraza. Un corte del 20% (expresado como porcentaje del diámetro de la coraza) es considerado razonable pero se puede usar un rango de cortes alrededor de este valor.

A veces, debido a defectos en el diseño o la construcción, se produce vibración en el lado de la coraza. Esta tiene su causa en la coincidencia de diversos factores, algunos de los cuales dependen del espaciado de los deflectores. A menudo los problemas de ruido y vibración se pueden reducir o aún eliminar por simples cambios en el espaciado de deflectores. Estos cambios, sin embargo, no deben hacerse a la ligera, ya que afectan la dirección y magnitud de la velocidad del flujo que atraviesa la coraza, de modo que cuando la resistencia controlante está del lado de coraza cualquier modificación del espaciado de deflectores tiene una influencia bastante marcada sobre el desempeño del intercambiador.

18.7.4 Cuarto paso: confirmar o modificar la selección

Ahora debemos confirmar nuestra selección del equipo, o modificarla para hacerla mas adecuada. Para ello nos basamos en el cálculo del coeficiente global U que a su vez permite calcular la superficie de intercambio A . A esta altura de los acontecimientos, tenemos varios caminos posibles que se abren a nuestro paso, según sea el grado de coincidencia entre la superficie calculada en el paso actual y la que se obtuvo en el segundo paso. Una diferencia dentro del 5 al 10% indica que nos encontramos en la senda correcta. Podemos confiar en que nuestro juicio es acertado, tanto en lo que hace a la *clase* de intercambiador como en cuanto a sus *dimensiones*, porque los resultados son parecidos.

Si la superficie que acabamos de calcular *no está* en las cercanías de la que se estimó en el segundo paso, tenemos dos posibles opciones. Una es recalcular el equipo usando el último valor del coeficiente global U pero sin cambiar la *clase* de intercambiador, esperando que en un cierto número razonable de iteraciones podemos alcanzar un buen acuerdo de resultados, lo que significa retornar al paso tercero. La otra opción es cambiar totalmente el enfoque y elegir una *clase* de intercambiador totalmente distinta, por ejemplo un intercambiador de placa en espiral, o un intercambiador de placa plana. La decisión depende de las características del flujo en ambas corrientes, así como de las condiciones operativas y de las propiedades de los fluidos.

Tampoco se debe perder de vista que problema de elegir un intercambiador pudiera no tener una solución única. Muy a menudo es realmente así, porque existen alternativas viables con distintas configuraciones. La selección final de la configuración definitiva se basa en consideraciones económicas, asumiendo que todas los equipos se comportan satisfactoriamente desde el punto de vista técnico.

18.8 Recomendaciones para especificar intercambiadores de haz y coraza

En el proceso de la toma de decisiones que afectan la compra de un equipo de alto costo como este, se sugiere considerar estos factores que determinan el tipo de intercambiador.

- 1) Si el servicio ensucia o es corrosivo usted querrá seguramente un equipo con haz de tubos que pueda extraer fácilmente. Aunque parezca estúpido, como a veces se olvidan las cosas obvias, las preguntas que siguen le pueden evitar dolores de cabeza.
 - 1.1) ¿Tiene equipo adecuado para la extracción y manipulación del haz de tubos?. ¿Tiempo?. ¿Gente entrenada?.
 - 1.2) ¿Hay suficiente espacio para extraer el haz de tubos?.
 - 1.3) ¿Es posible limpiar fácil y rápidamente el haz de tubos?.
 - 1.4) ¿Estará el haz de tubos y/o la coraza hechos de materiales adecuados para soportar la corrosión?.
 - 1.5) Si el servicio ensucia, ¿ha especificado factores de ensuciamiento adecuados?.
 - 1.6) ¿Si el fluido del lado de coraza es corrosivo, ha considerado el uso de placas de impacto para proteger el haz en la tobera de entrada contra un fluido corrosivo ingresando a alta velocidad?.
 - 1.7) ¿Ha estudiado y calculado bien el tamaño y espesor de los tubos?.
 - 1.8) ¿Tiene materiales de distinta clase en su intercambiador?. ¿Son estos capaces de promover corrosión anódica en alguna parte?.
 - 1.9) Si teme que haya peligro de fugas, ¿ha especificado uniones de tubo y placa expandidas, o totalmente soldadas, y en este caso cual es la calidad de la soldadura?.
 - 1.10) Para uniones soldadas de tubo (no se recomienda broncear si hay peligro de fugas) especifique un espaciado de tubos suficientemente amplio como para que haya lugar para soldar, y eventualmente probar las soldaduras. ¿Es el espesor de tubo adecuado para soldar?. ¿Qué tipo de metal usará?. ¿Puede producir corrosión anódica?.

- 2) Al seleccionar cual es la corriente que va en la coraza es práctica habitual poner la corriente cálida en la coraza si es un líquido, o en los tubos si es un gas. Sin embargo, hay una serie de consideraciones prácticas y teóricas que hay que hacer en esta cuestión. Si uno de los fluidos es mucho más viscoso que el otro, se debería colocar del lado de coraza. Las presiones de operación son otro factor importante. Normalmente, se coloca el fluido con mayor presión del lado de tubos para minimizar el grosor de la coraza y reducir costos, pero si se temen pérdidas y la contaminación mutua es un problema, se puede querer evitar el problema adicional de monitoreo cuidadoso y permanente colocando el fluido de mayor presión del lado de coraza. En este caso, cuando la fuga ocurra es más fácil de detectar. En caso de fuga causada por un fluido corrosivo, es preferible una disposición inversa, porque aunque puede requerir monitores para detectar contaminación interna, el costo de reemplazo de tubos es siempre menor que el de coraza.
- 3) Las velocidades del lado de coraza y del lado de tubos deben ser suficientemente altas como para asegurar una buena tasa de intercambio de calor, pero no tan altas como para producir corrosión, erosión y/o vibración. Todo esto está conectado con el espaciado de deflectores en la coraza, que se debe ejecutar para promover un buen intercambio de calor pero no estar sujeto a vibración o sonidos perturbadores. Los arreglos complicados no se recomiendan, porque no plantean ventajas evidentes y su costo es superior.
- 4) La fuerza impulsora del intercambio de calor es la diferencia de temperatura, por lo tanto es un factor muy importante: si la diferencia media de temperatura (*MLDT*) de un intercambiador es de alrededor de 150 °F o mayor generalmente produce operación ineficiente y esfuerzos térmicos, que se deben evitar cuando sea posible. En este caso mayor área redundante en menor diferencia de temperatura, a costa de mayor precio inicial, pero con menor costo de mantenimiento.

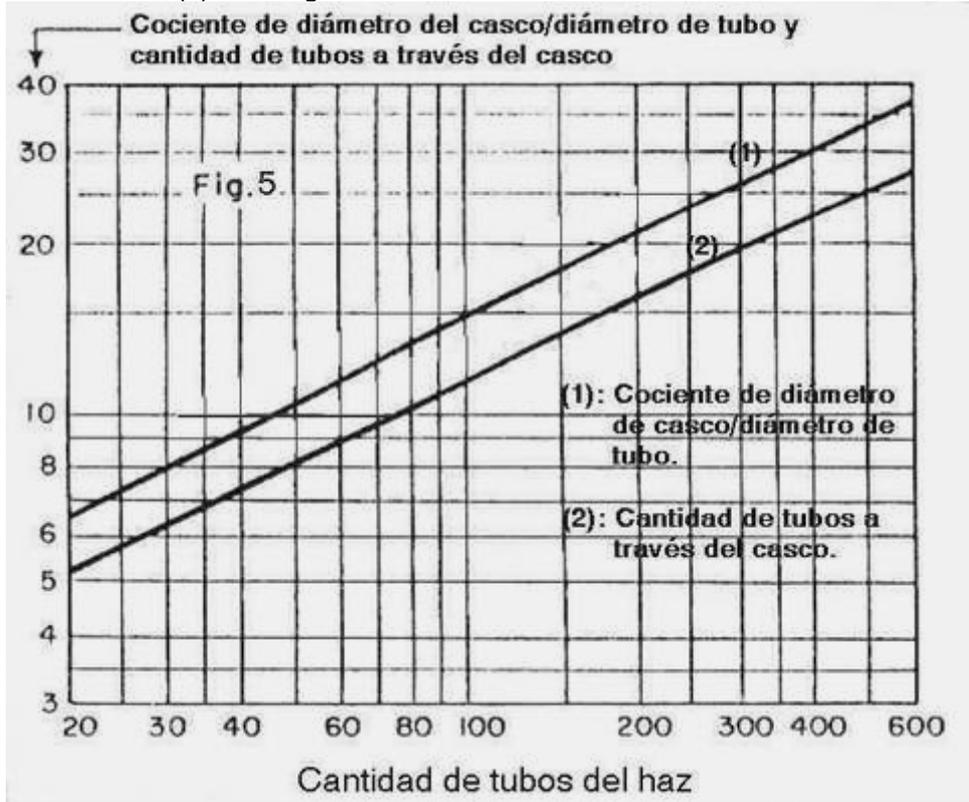
18.9 Cálculo aproximado de intercambiadores de haz de tubos y coraza

El método que damos aquí sirve para dar una idea aproximada de dimensiones de un intercambiador típico. Se debe recordar que no podemos usarlo para determinar el tipo de intercambiador, y que los resultados son solo aproximados.

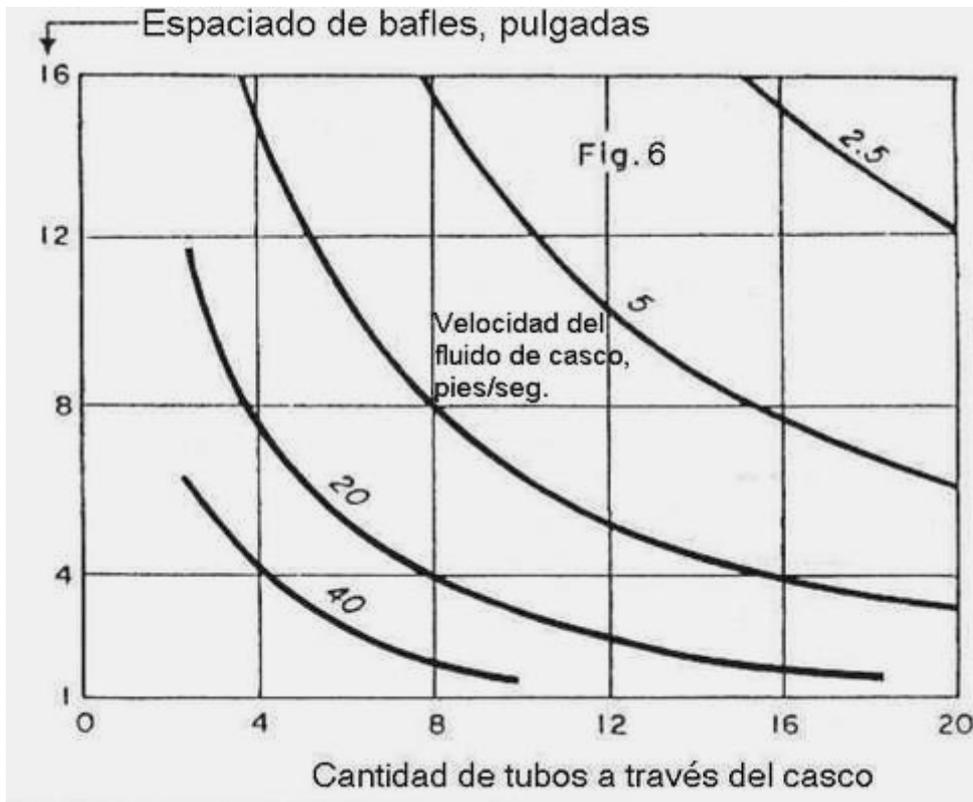
Para obtener el tamaño y características del intercambiador seguimos los pasos que se detallan a continuación.

- 1) Estimar el coeficiente global "*U*".
- 2) Determinar la cantidad de calor a intercambiar y la *MLDT*.
- 3) Elegir una velocidad de flujo del lado de tubos, o usar la que se usó antes para determinar el coeficiente pelicular del lado de tubos. Con esta velocidad determinar el área total de flujo necesaria para que por los tubos pueda fluir el caudal del fluido de tubos.
- 4) En la tabla de la página siguiente determinar el número de tubos requeridos para 1 pie cuadrado de sección transversal del haz de tubos. Asumir tubos de $\frac{3}{4}$ " para empezar si existe duda respecto al diámetro de tubos.
- 5) De la misma tabla obtener la superficie de intercambio que corresponde a 1 pie cuadrado de sección transversal del haz de tubos por pie de longitud. Usar este número para calcular la longitud de haz de tubos que proporciona el área total de flujo igual o mayor a la necesaria, que se determinara en el paso 3. Se preferirá una longitud igual a la standard, que es de 16 pies. Piense que si bien conviene que los tubos sean lo más largos que sea posible también hay que tener en cuenta que los de 16 pies son los más baratos.
- 6) De la curva superior en la figura siguiente (Fig. 5) determinar el cociente del diámetro de coraza a diámetro de tubo y de este cociente calcular el diámetro de coraza. Esta figura está basada en arreglo en triángulo con espaciado de tubos igual a $0.25 \times$ diámetro de tubo.

7) De la curva inferior (2) de la Fig. 5 determinar el número de tubos a través de la coraza.



8) De la Fig. 6 determinar (con la cantidad de tubos a través del casco) el espaciado de deflectores que proporciona una velocidad adecuada en la coraza. La Fig. 6 está basada en un flujo de 1 pie cúbico por segundo y tubos de 1" de diámetro. Para corregir esto para distintas condiciones ver tabla mas abajo.



Área transversal de flujo y Superficie para Tubos Calibre 16 BWG		
Diámetro externo pulgadas	Número de tubos conteniendo 1 pie ² de área transversal de flujo	Superficie por pie de longitud de haz conteniendo 1 pie ² de área transversal de flujo
1/2	1340	175
5/8	746	122
3/4	476	94
7/8	330	76
1	242	63
1 1/8	185	55
1 1/4	146	48
1 1/2	99	39

Ejemplo 18.2 Cálculo de un intercambiador de calor de casco y tubos.

Supongamos que necesitamos enfriar 20000 libras por hora de un líquido orgánico de 150 a 100 °F, usando agua que entra a 70 °F y sale a 73 °F. El agua estará en el interior de los tubos y el líquido orgánico del lado de coraza. La densidad del líquido orgánico es de 55 Lb/pie³ y el calor específico es $C = 0.5$ BTU/Lb/°F.

Solución

La cantidad de calor a intercambiar es:

$$Q = C \dot{m} (T_1 - T_2) = 20000 \times 0.5 \times (150 - 100) = 500000 \text{ BTU/hora.}$$

La diferencia media logarítmica de temperatura entre ambos fluidos es:

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1 = 100 - 70 = 30$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2 = 150 - 73 = 77$$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{77 - 30}{\ln \frac{77}{30}} = 44 \text{ °F}$$

Asumiendo un coeficiente global de 60, el área requerida es del orden de:

$$\text{Área de intercambio} = 500000/44/60 = 139 \text{ pies}^2.$$

Para un aumento de 3 °F de temperatura, el flujo de agua debe ser:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \Delta t} = \frac{500000}{1 \times 3} = 167000 \text{ libras por hora, o sea que el caudal volumétrico es: } 167000/62.3/3600 = 0.74$$

pies cúbicos por segundo. Asumiendo una velocidad lineal de 4 pies por segundo dentro de tubos, el área transversal de flujo requerida total será: $0.74/4 = 0.185 \text{ pies}^2$.

Esta es una superficie relativamente pequeña, de modo que será suficiente usar tubos de 5/8" en vez de tubos de 3/4".

El número de tubos de 5/8" requerido para 1 pie² de área transversal de flujo será (de la tabla) 746 tubos por pie² de área transversal de flujo. Como el área transversal de flujo requerida total es 0.185 pies², el número de tubos es: $746 \times 0.185 \text{ pies}^2 = 138$ tubos.

De la tabla el área externa contenida en 1 pie² de área transversal de flujo por pie de longitud es 122. El área externa por pie de longitud es el producto del área externa contenida en 1 pie² de área transversal de flujo por pie de longitud por el área transversal de flujo requerida total: 122×0.185 . La longitud se obtiene dividiendo el área externa de intercambio por el área externa por pie de longitud: $L = 139/122/0.185 = 6.2$ pies.

De la Fig. 5, el número de tubos a través de la coraza para un haz de 138 tubos es 13 (línea inferior). El coeficiente diámetro de la coraza sobre diámetro de tubo es 18 (línea superior) lo que da una coraza de $18 \times 5/8 = 11$ " de diámetro.

Es preferible tener una velocidad lineal de flujo del lado de coraza de unos 2 pies/seg. El flujo del líquido orgánico es: $20000/55/3600 \approx 0.1 \text{ pie}^3/\text{seg.}$

Como la Fig. 6 está basada en un caudal de 1 pie³/seg nuestra velocidad está representada en realidad por la curva de $2/0.1 = 20$ pies/seg. Pero como la figura está basada en tubos de 1" y los que tenemos son de 5/8" debemos volver a corregir la curva que resulta: $20 \times 5/8 = 1.5$ pies/seg. Usando esta curva (interpolando) tenemos: para 13 tubos el espaciado de deflectores es alrededor de 4".

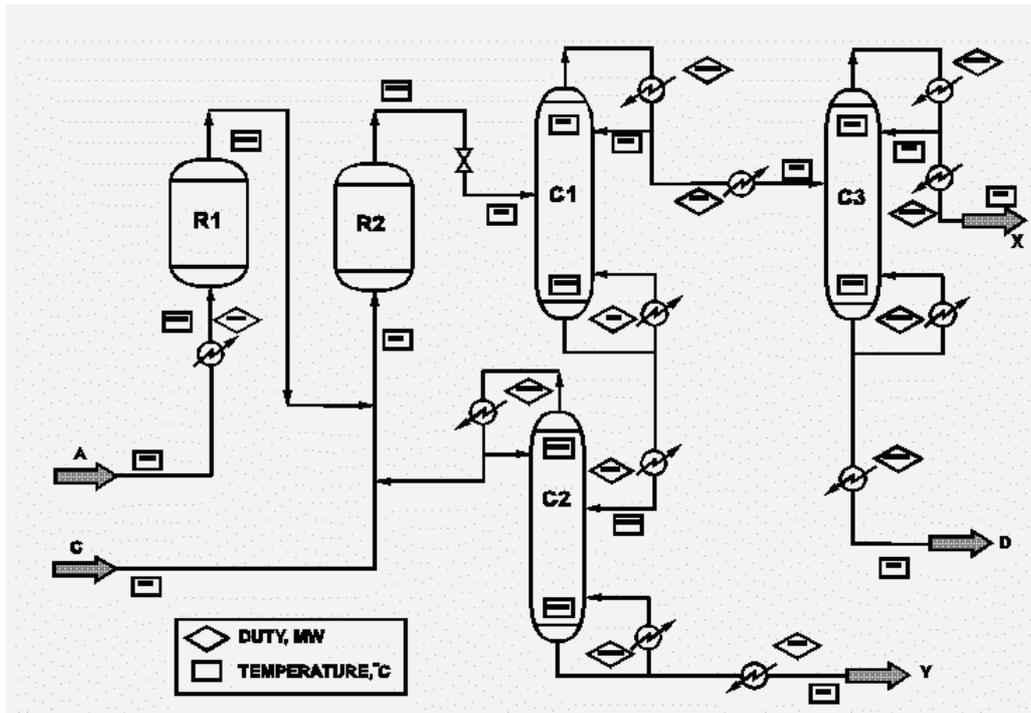
Para resumir: el intercambiador tendrá 138 tubos de 5/8" en un haz de 6.2 pies de largo, con una coraza de unas 11" de diámetro, y los deflectores están separados 4".

Observaciones: la técnica que se explicó se puede usar sin dificultades para muchos casos que se presentan habitualmente. Tiene defectos y limitaciones. Por ejemplo, se basa en tubos de calibre 16, cuando en

ciertos casos especiales puede ser necesario o conveniente usar otro espesor de pared. Probablemente sea más fácil usar un software de cálculo en muchos casos pero si se tiene en cuenta que un cálculo rápido con esta técnica solo puede insumir algunos minutos, resulta conveniente para fines de comprobación.

18.10 Redes de intercambiadores. Técnica de pellizco

Los intercambiadores de calor (generalmente del tipo de casco y tubos) pueden ser equipos únicos, con una misión específica, como sucede en los enfriadores de gas que encontramos entre las etapas de un compresor. En ciertas industrias, como la de procesos o la de destilación del petróleo, en cambio, hay muchísimos intercambiadores que forman una red. En algunos casos esta red puede ser compleja, como sucede por ejemplo con los precalentadores de crudo que se envía a la destilación primaria. La siguiente figura muestra una red integrada en una instalación con dos reactores y tres columnas de destilación.



Notemos que aunque no es una planta *demasiado* compleja, tiene una docena de intercambiadores de calor. Se pueden encontrar plantas bastante más complicadas.

Si se analizan los precios de la energía se observa que la tendencia de los últimos treinta años es claramente ascendente. La causa de esto es que la mayor parte de la energía producida en el mundo proviene de combustibles fósiles, como el carbón, el gas y el petróleo. Debido al progresivo agotamiento de estos combustibles sus precios han aumentado en forma consistente, en particular el del petróleo.

La necesidad de ahorrar energía que se deriva de los precios crecientes y la presión cada vez mayor de la competencia genera un gran interés por el desarrollo de técnicas de análisis de las redes de intercambiadores de calor. Estos métodos de análisis son susceptibles de aplicaciones computacionales, que a su vez permiten el diseño óptimo, la simulación y el control de redes de intercambiadores de calor.

Con este fin se han usado diversas técnicas de análisis, algunas de ellas basadas en métodos matemáticos de optimización, tales como la técnica de Box y otras similares, que minimizan la función objetivo elegida como parámetro clave. Esta puede ser la energía total intercambiada en forma de calor por la red.

El objetivo de la aplicación práctica de estas técnicas es responder a las siguientes preguntas.

- ¿Es posible mejorar la eficiencia de un cierto diseño?
- ¿Cómo se pueden evaluar los proyectos de instalación, ampliación o remodelación con referencia a sus requerimientos energéticos?
- ¿Qué cambios se pueden hacer en las instalaciones existentes para mejorar su eficiencia en el uso de la energía con el menor costo posible?
- ¿Qué inversión mínima se requiere para mejorar la eficiencia en el uso de la energía?
- ¿Cómo se puede articular el ahorro de energía con otros objetivos deseables tales como la disminución de las emisiones contaminantes, la mejora de la calidad y los costos, el aumento de la seguridad y la confiabilidad, etc para coordinarlos en un proyecto coherente que contemple todos estos aspectos y además minimice la inversión requerida para implementarlo?

Estas cuestiones vienen preocupando desde siempre a los ingenieros de proyecto, que se arman con las herramientas más modernas a su disposición con el objetivo de resolverlas de la mejor manera posible. Entre ellas se cuenta con la técnica o método del pellizco o como se lo denomina en inglés “pinch technology”.

18.10.1 Significado del término

El término “técnica del pellizco” fue sugerido por primera vez por Linnhoff y Vredeveld en 1982 para representar un grupo nuevo de métodos de análisis basados en la Termodinámica cuyo objetivo es garantizar el desperdicio mínimo de energía en el diseño de redes de intercambiadores de calor.

Decimos que la técnica se basa en los principios de la Termodinámica porque, aunque parezca obvio, es esencial para su aplicación tener presentes el Primer y Segundo Principios. El Primer Principio permite establecer un balance de energía transferida en forma de calor en cada uno de los intercambiadores y otros equipos (reactores, columnas de destilación, etc) del sistema y también un balance de energía entre el sistema y el medio ambiente que lo rodea. El Segundo Principio establece claramente la *dirección* que deben tener los flujos de energía, que como sabemos sólo puede dirigirse espontáneamente de la fuente cálida hacia la fuente fría o sumidero.

18.10.2 Base de la técnica del pellizco

La esencia de la técnica no es complicada en sí misma y sus fundamentos se pueden entender haciendo un esfuerzo razonable, si se compara el beneficio obtenido en términos de ahorro de capital contra el trabajo que demanda entender y dominar la técnica. Aclaremos que esto no es fácil, y que requiere un esfuerzo considerable. No podemos por razones de espacio extendernos en un análisis detallado del método, que se encuentra descrito en la bibliografía especializada, por lo que nos limitamos a describir a grandes rasgos sus principios fundamentales.

En síntesis la técnica se basa en la construcción de una curva de calentamiento acumulativo y de otra curva de enfriamiento acumulativo en función de la temperatura. Se busca el punto en que la distancia entre ambas curvas es menor, que se llama “punto de pellizco”. Este punto corresponde a la diferencia de temperatura mínima.

El punto de pellizco divide el gráfico en dos zonas, superior cálida e inferior fría (o izquierda y derecha, según como se elijan los ejes) de modo que se puede plantear un balance de entalpías en cada zona, y ese balance cierra.

Por encima del punto de pellizco (o a la derecha) sólo se necesitan equipos cálidos en la zona cálida. Por debajo del punto de pellizco (o a la izquierda) sólo se necesitan equipos fríos en la zona fría. Esto conduce a tres reglas básicas.

- No debe haber ningún equipo frío por encima del punto de pellizco.
- No debe haber ningún equipo cálido por debajo del punto de pellizco.
- No debe haber recuperación de calor a través del punto de pellizco.

Cuando el sistema está diseñado de modo que se cumplen estas reglas, se garantiza que opera con una eficiencia máxima para la transferencia de calor.

Como podemos ver, el principal atractivo de la técnica es que está afirmando implícitamente que existe una “solución correcta” al problema del diseño y muestra como encontrarla en sistemas sumamente complejos.

La médula de la técnica es en sí misma simple, como podemos ver. Sin embargo, la implementación no es tan sencilla, porque se aplica en redes muy grandes de intercambiadores de calor. El método ha ido evolucionando y se ha desarrollado una técnica que parte de tablas construidas identificando las temperaturas y las cantidades de calor intercambiado de las corrientes que forman la red. En redes grandes estas tablas pueden ser muy complicadas, haciendo difícil la identificación del punto de pellizco, aun con la ayuda de la gráfica construida a partir de la tabla. Por ese motivo se han desarrollado programas de aplicación que facilitan la tarea de construir la representación gráfica de la red que permite determinar físicamente la posición del punto de pellizco en el espacio.

18.10.3 Usos y limitaciones de la técnica del pellizco

En los últimos años se ha usado con éxito esta técnica, que en principio se ideó para diseñar redes de intercambiadores de calor “desde cero” (es decir, en proyectos de plantas no existentes) y se han extendido sus aplicaciones al rediseño de plantas ya existentes. También se usó con éxito en el estudio de redes de otros equipos que también involucran intercambio de calor pero no son propiamente intercambiadores de calor como las columnas de destilación, los reactores, etc. Ha demostrado ser un valioso elemento de diseño cuando se combina con los estudios económicos de costos de la inversión y de costos operativos, que permite maximizar los beneficios y ahorrar energía.

Sin embargo no es la panacea. Sería un grave error atribuirle cualidades que no posee, ya que en definitiva se limita a analizar el intercambio de energía en forma de *calor*. Pero en los sistemas industriales complejos existen otros requerimientos de energía, relativos al flujo de fluidos. Para que el sistema pueda funcionar

correctamente es necesario que el diseño permita proveer la energía de impulsión necesaria para producir el intercambio de calor necesario en cada equipo integrante del sistema. Si bien las energías involucradas en el bombeo no son tan importantes como las que se relacionan con el intercambio de calor, tienen un papel vital porque lo condicionan de manera decisiva.

18.11 Intercambiadores compactos de espiral

Los intercambiadores compactos más frecuentes son del tipo espiral. El intercambiador de placas en espiral se comenzó a usar en Suecia alrededor de 1930 para recuperar calor de efluente contaminado de la industria papelera. En 1965 la empresa que los fabricaba fue comprada por el grupo sueco Alfa-Laval que es el fabricante más grande en la actualidad, aunque no el único.

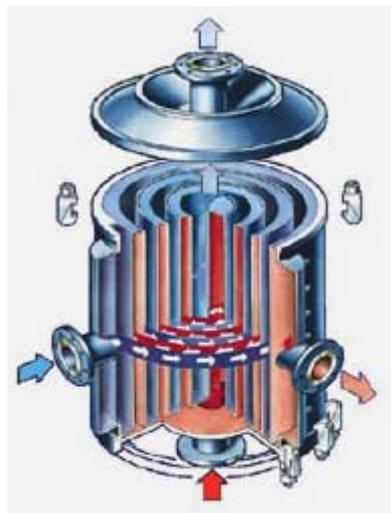
Encuentra aplicación en casos en los que los fluidos no ensucian o ensucian muy poco, porque su construcción no permite la limpieza mecánica. Para poder acceder al interior del equipo habría que desarmarlo y volverlo a soldar, lo que por supuesto está fuera de la cuestión y no debiera siquiera pensarse en encarar semejante tarea. El único en condiciones de hacerlo es el fabricante. No obstante algunas marcas producen modelos desarmables en los que se han reemplazado las uniones soldadas por uniones con junta empaquetada. Este tipo de equipo no se puede someter a presiones elevadas, pero permite un acceso algo más fácil aunque siempre limitado al interior para efectuar limpieza mecánica.

Tampoco se pueden usar cuando alguna de las corrientes es corrosiva, debido a que no se pueden reemplazar las partes dañadas.

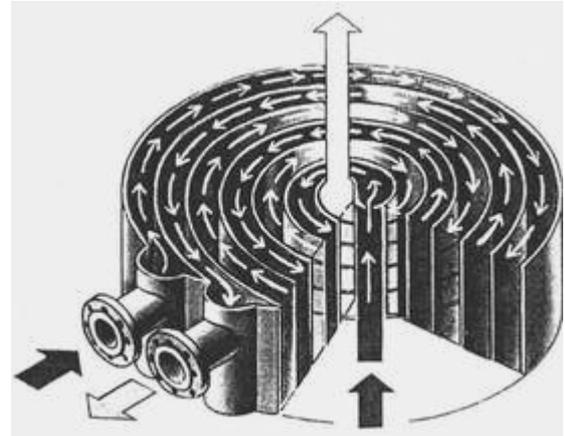
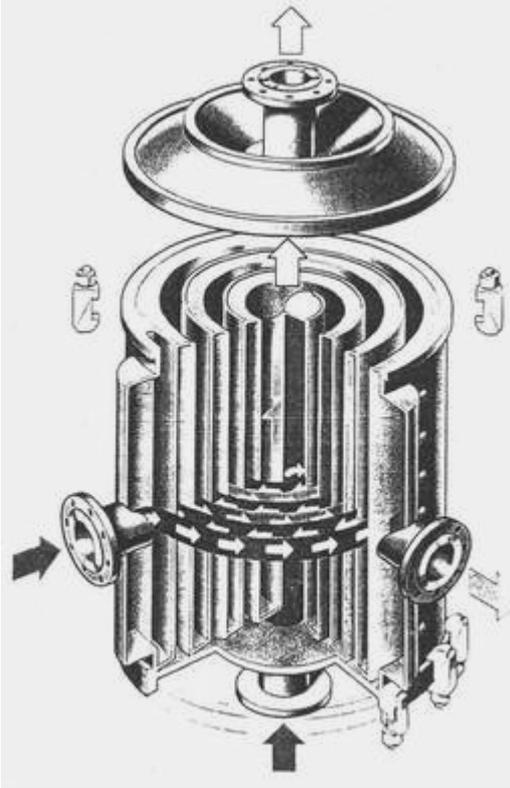
En los casos en que ambas corrientes no ensucian o producen un ensuciamiento moderado que se puede eliminar por limpieza química es probablemente el tipo de intercambiador más eficiente por diversos motivos. Entre las ventajas más importantes podemos citar las siguientes.

- Presentan coeficientes de transferencia globales más elevados que los intercambiadores de casco y tubos, con velocidades lineales menores debido al efecto turbulento producido por el constante cambio de dirección del flujo.
- No tienen puntos de estancamiento de ninguna de las corrientes (a diferencia de los intercambiadores de casco y tubos, que generalmente los tienen) y no existe la posibilidad de acumulación de suciedad, ni de variaciones importantes de temperatura en esos puntos.
- Ocupan mucho menos espacio que los intercambiadores de casco y tubos, debido a que la superficie efectiva de intercambio de calor por unidad de volumen es más alta. Además, como se explica más adelante los intercambiadores de casco y tubos de haz extraíble deben tener espacio extra en los extremos para extraer y maniobrar el haz.
- Los equipos compactos de construcción totalmente soldada son menos proclives a presentar fugas ya sea internas (entre las corrientes) como hacia el exterior.
- Debido a la velocidad constante que se mantiene en ambas corrientes es improbable el depósito de sólidos en suspensión, siempre que esta velocidad sea suficiente para impedirlo.

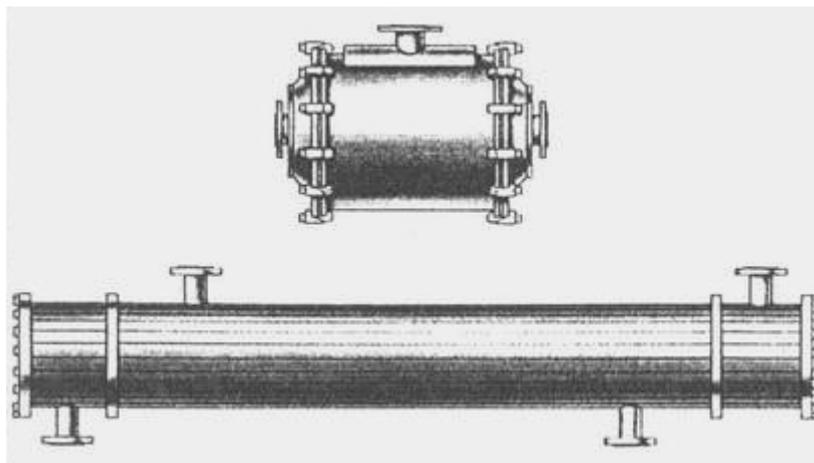
Su estructura consiste en un par de placas largas enroscadas formando una espiral, separadas de modo que se obtiene un espacio entre placas por el que circulan los fluidos. El fluido cálido entra por el centro del espiral y sale por la periferia, mientras que el frío entra por la periferia y sale por el centro en el extremo opuesto a la entrada del cálido. Esta disposición se conoce como flujo en espiral y si bien se considera contracorriente, en rigor de verdad no es estrictamente contracorriente pura, tan es así que se requiere una pequeña corrección a la *MLDT* para llevar los valores calculados a la realidad.



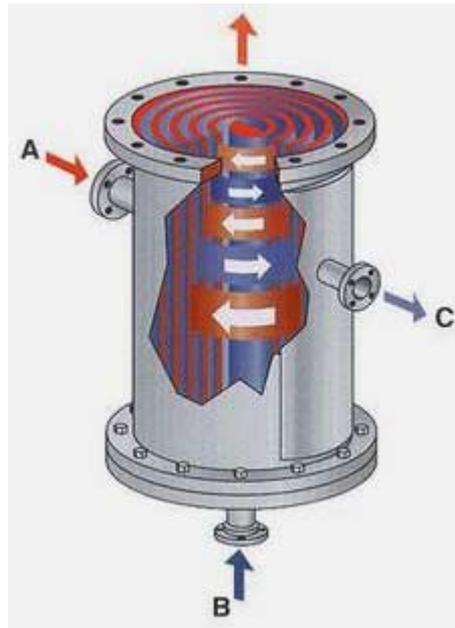
El siguiente croquis muestra la estructura de un intercambiador placa espiral de una conocida marca, con un detalle de la disposición de las corrientes.



Examinando la figura de la derecha vemos que el equipo está formado por dos espacios en los que las corrientes intercambian calor a contracorriente pura. Esto significa que estos equipos tienen mayor eficiencia térmica que los de casco y tubos, porque a menos que un intercambiador de casco y tubos tenga un solo paso por los tubos y un solo paso por el casco, las corrientes no están en contracorriente. Por eso (además de su construcción mas compacta) los intercambiadores de placa espiral ocupan menos espacio que los de casco y tubos capaces de prestar el mismo servicio. El siguiente croquis muestra el espacio ocupado por ambas clases de equipo.



También se pueden encontrar disposiciones físicas mas robustas con tapas bridadas que permiten soportar mayores presiones. En la siguiente figura se observa la misma disposición de las corrientes, es decir con flujo en espiral, donde el fluido caliente entra por **A** y sale por el cabezal superior (que se omite en la figura), mientras que el fluido frío entra por **B** y sale por **C**.



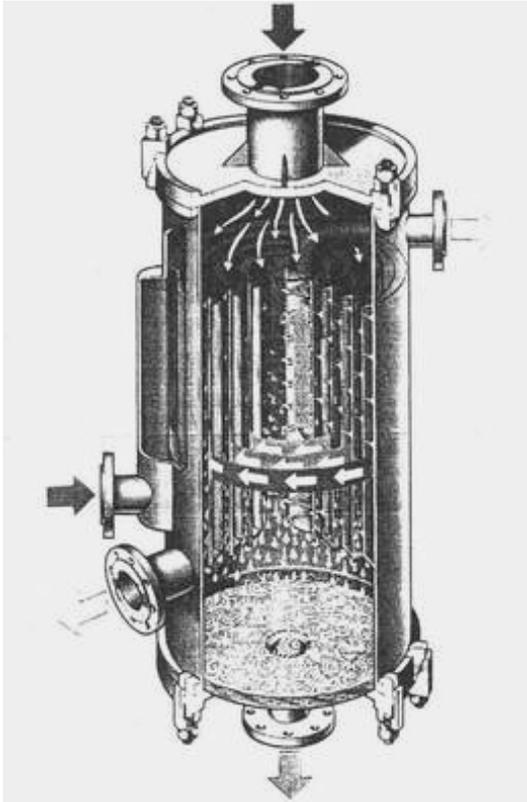
Los casos en que no conviene usar intercambiadores de placa en espiral son los siguientes.

- Cuando la diferencia de presión entre ambas corrientes es muy grande. Debido a que no se pueden construir con espesores de pared superiores a 0.5 pulgadas, la diferencia de presión entre corrientes está limitada a unas 400 psig. En las unidades de pequeño tamaño el espesor generalmente es menor aún, dependiendo del tamaño y del material usado en su construcción.
- Debido a que las chapas en espiral están soldadas, la temperatura operativa no puede exceder la máxima que puede tolerar la soldadura. Generalmente el costo crece mucho cuando se usan materiales y soldaduras resistentes a las temperaturas elevadas, digamos por caso 700 °C. Pero por otro lado esto también es cierto en cualquier otro diseño.
- El costo por unidad suele ser algo mayor que el de un equipo de casco y tubos capaz de la misma prestación, debido a la construcción más complicada. Por supuesto, el hecho de ser compacto hace que su peso por unidad de volumen sea muy superior para prestaciones similares que los de casco y tubos. En consecuencia, el costo por unidad de volumen es mucho más elevado.
- No se pueden manejar fluidos que circulan con caudales muy altos. El límite suele ser de alrededor de 2000 a 2500 gpm. Esta limitación por lo general no se presenta a menos que los caudales de ambas corrientes sean enormemente distintos, lo que de todas maneras es un problema muy difícil de resolver con cualquier tipo de intercambiador de calor.

18.11.1 Disposiciones de las corrientes

En las distintas aplicaciones de los intercambiadores compactos de espiral, además de la disposición de flujos en espiral que hemos visto en el apartado anterior se pueden usar otras. La más común es en espiral, pero esta se usa principalmente para intercambio de calor sin cambio de fase. Pero con uno de los fluidos condensando esta disposición no es conveniente, ya que el condensado tiende a bajar por la atracción gravitatoria y se acumularía en el fondo del canal, inundando el equipo y disminuyendo la superficie efectiva de intercambio.

En estos casos se usa una combinación de flujo cruzado y flujo en espiral. El líquido refrigerante fluye en espiral, mientras que el vapor ingresa por la parte superior en flujo cruzado y a medida que se condensa cae hacia el fondo por donde sale. Esta disposición de las corrientes se puede observar en la figura adjunta.



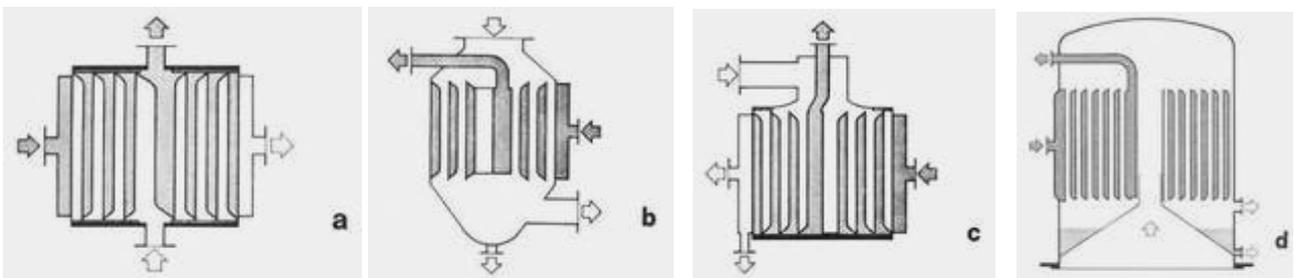
Esta combinación de flujo contracorriente-espiral tiene menor eficiencia térmica que el flujo en espiral y no es normal que se use a menos que haya fuertes razones que lo justifiquen. Una de esas causas es, como ya hemos dicho, el cambio de fase de una de las corrientes.

En estos casos se usa una disposición de flujo combinado contracorriente-espiral en un diseño especialmente desarrollado para el cambio de fase, como vemos en la figura adjunta.

Podemos ver que el vapor sigue un camino más corto, con menor pérdida de presión, porque no fluye en espiral sino que atraviesa el canal abierto de arriba a abajo, lo que permite operar al vacío. Además, el espacio inferior permite una separación nítida del condensado y los gases o vapores incondensables, que se pueden extraer por medio de un orificio adicional (no indicado en la figura) lateral lo que nos ahorra una etapa de separación.

En total se pueden encontrar cuatro variantes posibles a los distintos arreglos de corrientes, como vemos más abajo. El tipo 1 (figura a) es el clásico de ambas corrientes en espiral. Es prácticamente contracorriente. El tipo 2 (figura b) corresponde al flujo en espiral para uno de los fluidos y flujo cruzado para el otro. En este caso se trata de un vapor que se condensa, pero si se invierten las flechas que indican los sentidos de las

corrientes también se puede usar como hervidor. El tipo 3 (figura c) es un híbrido entre los tipos 1 y 2 con una cubierta plana en la parte inferior y una entrada amplia para el vapor en la parte superior. Se usa mucho como condensador. Ambos fluidos siguen un camino en espiral. El tipo 4 (figura d) es una modificación del tipo 2 en la que se agranda la entrada axial de vapor (parte inferior) y también se agranda el espacio confinado superior. El canal en espiral por donde circula el vapor está abierto en la parte superior para facilitar el escape de incondensables que se pueden retirar por una boca adicional a la derecha, encima de la salida de condensado.



En el tipo de construcción soldada, la presión máxima de trabajo de estos equipos es de 18 atm manométricas (unas 250 psig), con una temperatura máxima admisible de 400 °C (alrededor de 750 °F). La máxima superficie de intercambio que se puede obtener con el equipo más grande disponible de serie es de 200 m² y los caudales máximos admisibles son: 400 m³/hora para flujo en espiral de líquido, 4000 m³/hora para flujo en espiral de gases o vapores, y 250000 m³/hora para flujo recto de gases o vapores.

18.11.2 Aplicaciones

Los intercambiadores compactos de placa en espiral encuentran su principal aplicación en los fluidos que arrastran sólidos en suspensión. Si se intenta llevar a cabo el intercambio de calor con equipos de casco y tubos se corre el riesgo de que los sólidos se depositen en los puntos de estancamiento que inevitablemente existen en estos equipos, dificultando el flujo por obstrucción parcial y disminuyendo la eficacia del equipo. Si se usan intercambiadores compactos de placa en espiral en cambio estos problemas no se presentan porque no tienen puntos de estancamiento. La velocidad de los fluidos en estos intercambiadores es la misma en todos los puntos del equipo, y la turbulencia extra asociada con los permanentes cambios de dirección impide la sedimentación.

Adicionalmente, como ya hemos dicho se usan intercambiadores compactos de placa en espiral en aplicaciones que involucran cambios de fase, donde encuentran gran aceptación particularmente en operaciones al vacío.

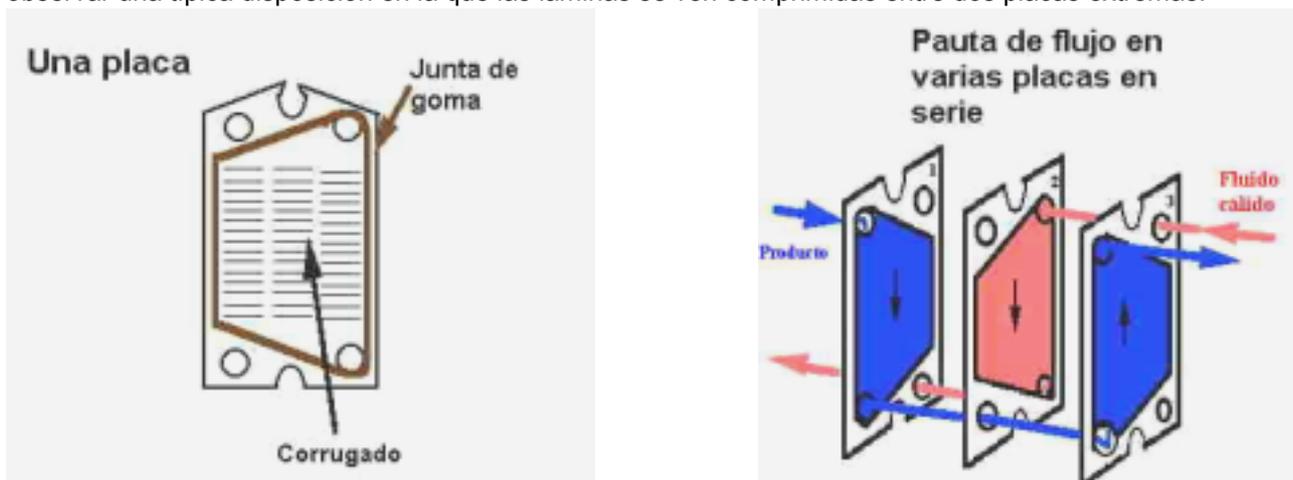
18.12 Intercambiadores placa

Como ya se ha explicado anteriormente, los intercambiadores placa tienen su mayor atractivo en el hecho de que se pueden armar y desarmar con facilidad, y se adaptan bien en servicios con líquidos sensibles a la temperatura. Por eso tienen más aplicación en las industrias farmacéutica y alimentaria.

Otro atractivo importante es que, a diferencia de cualquier otro tipo de equipo de intercambio de calor, los intercambiadores placa se pueden expandir, es decir que se puede aumentar la superficie de intercambio dentro de límites razonables para aumentar su capacidad. Esto no se puede hacer con los tipos convencionales, excepto el intercambiador de doble tubo. Debido al elevado grado de turbulencia que permite alcanzar la disposición del líquido en forma de capa delgada, que además se ve sometida a constantes cambios de dirección, este tipo de intercambiador permite operar con líquidos muy viscosos.

Entre sus principales limitaciones podemos citar su rango limitado de presiones y temperaturas operativas y el hecho de que exigen un desarmado y ensamblado muy meticuloso (poniendo especial cuidado en no dañar las juntas) ya que son equipos delicados construidos con chapas delgadas que se tuercen y quiebran fácilmente. Las placas se construyen por estampado en frío usando materiales sumamente resistentes a la corrosión como acero inoxidable, titanio, tantalio, etc. Para que los costos sean competitivos con otras clases de intercambiadores los fabricantes se ven obligados a emplear espesores tan finos como 0.5 mm lo que hace imprescindible un cuidado extremo en su manipulación.

Un intercambiador placa consiste en una sucesión de láminas de metal armadas en un bastidor y conectadas de modo que entre la primera y la segunda circule un fluido, entre la segunda y la tercera otro, y así sucesivamente. Cada fluido está encerrado en el espacio comprendido entre dos placas sucesivas, y se desplaza en forma de capa fina. Esto permite aplicarle temperaturas elevadas durante cortos períodos de tiempo lo que es muy importante en productos sensibles a la temperatura, que pueden sufrir modificaciones indeseables en su composición por efecto del calentamiento prolongado. En el siguiente croquis podemos observar una típica disposición en la que las láminas se ven comprimidas entre dos placas extremas.



La junta de goma queda comprimida entre las placas adyacentes, formando un espacio entre el que circula uno de los fluidos. Digamos por ejemplo que el fluido frío (producto) circula entre las placas 1 y 2. Entra por el orificio superior izquierdo y recorre toda la placa, saliendo por el orificio inferior izquierdo. En tanto, el fluido caliente entra por el orificio superior derecho de la placa 3 y recorre el espacio situado entre las placas 2 y 3, saliendo por el orificio inferior derecho. Sólo el espesor de una placa (que como hemos dicho es muy delgada) separa ambas corrientes, de modo que la resistencia a la conducción de calor es muy pequeña. Por otra parte, la superficie es muy grande. Como hemos explicado, el conjunto se arma con una gran can-

tividad de placas en un bastidor de modo de poderlo desarmar fácilmente para su limpieza. Esta disposición es a contracorriente pura, de modo que la diferencia "efectiva" de temperatura es la *MLDT*.

El espesor de las placas varía entre 0.5 y 1.2 mm. El equipo standard suele ser de inoxidable. La forma, tamaño y disposición de las irregularidades estampadas en las placas (el corrugado) determinan el coeficiente de transferencia de calor así como la resistencia que ofrecen al flujo. La función de las irregularidades también es mecánica, porque actúan como separadores, manteniendo constante el espacio entre placas.

Las placas se fabrican en cuatro tipos de corrugado. Estos se denominan "tabla de lavar", "espina de pescado", "con insertos" y "de corrugaciones paralelas".

- En la llamada "tabla de lavar" las ondulaciones son rectas horizontales vistas de frente y transversales a las corrientes. El aspecto es el de una tabla de lavar ropa, origen del nombre. Corresponden al croquis anterior.
- Otro tipo llamado "espina de pescado" (herringbone o "espina de arenque") presenta ondulaciones en forma de flecha partiendo de la línea central de la placa. En placas consecutivas las ondulaciones están giradas 180° con el objeto de que entre dos placas haya puntos de apoyo donde se encuentran ondulaciones en distinto sentido. Esta disposición es mecánicamente mas robusta y se consigue una mayor turbulencia que en el tipo anterior.
- En el tipo denominado "con insertos" se intercalan chapas perforadas lisas entre las chapas corrugadas de modo de promover una mayor turbulencia ya que el fluido se ve obligado a circular a través de las perforaciones. Esto hace que el fluido incida sobre las chapas onduladas con un cierto ángulo, lo que disminuye el espesor de la capa laminar debido a que se aumenta mucho la turbulencia. Los insertos se usan exclusivamente para fluidos viscosos.
- En el tipo "de corrugaciones paralelas" las ondulaciones están a 45° con respecto al eje longitudinal de la placa y el fluido las encuentra en dirección normal a su sentido de flujo.

También se fabrican placas con otras ondulaciones y cada fabricante tiene sus tipos propios. La selección del tipo de placa depende mucho del servicio. Se debe tener en cuenta que los tipos de placa que producen el mayor valor de coeficiente de transferencia de calor también ofrecen mayor resistencia de flujo.

La separación de los fluidos se hace por medio de la junta que puede ser de distintos materiales según el servicio. Cada lámina tiene cuatro orificios y está separada de las adyacentes por una junta de goma sintética que contiene al flujo creando una cámara entre cada par de láminas. El punto débil del intercambiador placa es la junta ya que la gran mayoría de las fugas se producen por deterioro de la misma. Puesto que las fugas son siempre al exterior resulta fácil detectarlas, pero este hecho prohíbe su uso cuando alguno de los fluidos es tóxico, inflamable o contaminante. Por otra parte la temperatura de operación está limitada por la máxima que puede soportar el material de la junta, cuyos valores usuales se dan en el cuadro siguiente.

Material de la junta	Temperatura máxima [°C]
Caucho, estireno, neopreno	70
Caucho nitrilo, vitón	100
Caucho butilo	120
Silicona	140

Este tipo de aparato se emplea mucho en la industria alimentaria y farmacéutica así como en todos los servicios que requieren una limpieza mecánica frecuente. El uso típico habitual es aquel para el cual fue diseñado en la década de 1930, para pasteurizar leche.

Sus ventajas y limitaciones son las siguientes.

Ventajas

- El equipo se desarma fácil y rápidamente.
- La eficiencia del intercambio es mayor que en los equipos que usan tubos.
- Ocupan muy poco espacio comparado con los intercambiadores de casco y tubos.

Limitaciones

- Tienen un rango de temperaturas y presiones mas limitado que otros equipos.
- > No resisten presiones superiores a 7-8 atmósferas manométricas, pudiendo llegar en diseños especiales a 15-20 atmósferas manométricas.
- No son prácticos para flujo gaseoso, excepto vapor de calefacción.

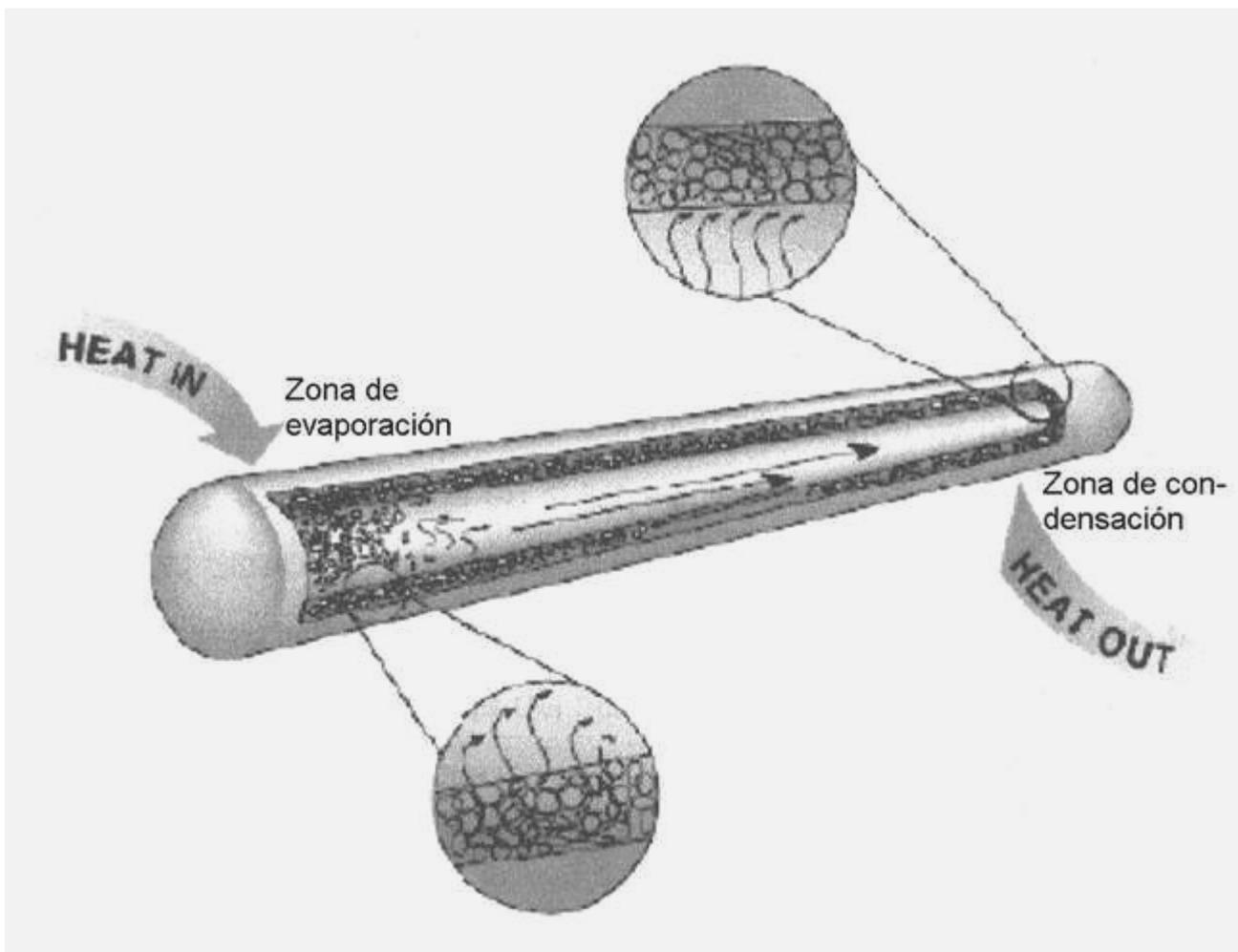
Las aplicaciones mas interesantes para los intercambiadores placa son: fluidos limpios, no corrosivos, tóxicos ni inflamables, de viscosidad normal y elevada. Son especialmente convenientes para líquidos viscosos porque la fina película de líquido que se forma y el recorrido sinuoso que tiene facilitan mucho el intercambio. Se han usado con éxito con viscosidades cinemáticas de hasta 50000 cSt ya que muchos intercambiadores placa aseguran flujo turbulento con números de Reynolds tan bajos como 150.

18.13 El tubo de calor

La denominación “tubo de calor” es la mejor traducción que se puede encontrar de la denominación inglesa “heat pipe”. Este término designa un tubo de cobre o bronce que contiene un material altamente poroso, una tela o un material capilar embebido con un líquido muy volátil. Su principal característica es la capacidad muy alta de transferencia de calor con una muy alta tasa de transferencia, y casi sin pérdidas. Se parece en algunos aspectos a un termosifón, con la diferencia de que los termosifones operan por efecto del campo gravitatorio, de modo que no son capaces de transferir calor hacia abajo. En cambio un tubo de calor puede transferir calor en cualquier dirección, gracias a la acción capilar. La calidad y tipo del tejido y del fluido de trabajo que llena el tubo de calor determinan su comportamiento, tanto en cantidad de calor transferido como en velocidad de transporte. La transferencia de calor entre el tubo y el medio se hace a través de la cubierta.

La idea del tubo de calor surgió por primera vez en el año 1942 pero no fue hasta 1962 que se inventó. Posteriormente se mantuvo en desarrollo durante unos cuantos decenios hasta que hizo su debut comercial en la década de 1980. La principal característica distintiva del tubo de calor que lo diferencia de otros equipos de transferencia de calor es que el fluido de trabajo que contiene nunca sale del tubo. Se encuentra confinado en su interior, y si bien se mueve, lo hace sólo dentro del tubo. Otra característica interesante es que (dentro de límites razonables) el tubo de calor se puede instalar en contacto con fuentes alejadas entre sí mientras que en otros intercambiadores es necesario transportar el calor mediante fluidos intermedios cuando las fuentes están muy alejadas.

El siguiente croquis muestra la estructura de un tubo de calor. En el interior del tubo hay un líquido (el fluido de trabajo) que empapa los poros del relleno. Cuando se pone un extremo del tubo (la zona de evaporación) en contacto con la fuente cálida, el líquido hierve y el vapor se dirige hacia el extremo frío donde se condensa.



De tal modo, el fluido de trabajo va de izquierda a derecha viajando como vapor por la zona central, y retorna por capilaridad como líquido por la zona periférica de derecha a izquierda.

18.13.1 Principales características de diseño

Los tres componentes esenciales de un tubo de calor son:

1. El tubo externo o cubierta.
2. El fluido de trabajo.
3. El tejido o estructura capilar.

La función de la **cubierta** es contener al líquido y aislarlo del medio que lo rodea para evitar su pérdida por evaporación. Sus características principales son pues la estanqueidad y la capacidad de resistir las diferencias de presión, así como la capacidad de transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo. En consecuencia, la selección del tipo de material de la cubierta depende de los siguientes factores.

- Compatibilidad con el fluido de trabajo y con el medio externo.
- Relación resistencia-peso. Conviene que sea alta, especialmente en aplicaciones electrónicas.
- Conductividad térmica.
- Facilidad de fabricación, incluyendo soldadura, maquinado y ductilidad, particularmente cuando su aplicación requiere doblarlo.
- Porosidad. Conviene que el material no sea poroso para que no escape el fluido de trabajo.
- Mojabilidad por el fluido de trabajo.

La única característica importante que requiere aclaración es la última. Si el fluido de trabajo no es capaz de mojarlo, no lo podrá atravesar por mas que la porosidad sea alta en fase líquida. No obstante, en fase vapor se escaparía a través de las paredes de la cubierta.

El **fluido de trabajo** debe tener un rango de temperaturas de vaporización del orden de las temperaturas operativas del equipo. Para la mayoría de las temperaturas operativas hay varios fluidos de trabajo apropiados, siempre que se pueda fijar la presión interna sin restricciones. No obstante, esto último tiene los límites lógicos impuestos por la necesidad de mantener el espesor de la cubierta dentro de un valor razonable. Una cubierta suficientemente robusta para poder resistir una presión interna elevada podría ofrecer una resistencia demasiado alta al paso de calor. Las características deseables en un buen fluido de trabajo son:

- Que sea compatible con la cubierta y el relleno.
- Que tenga buena estabilidad térmica, o sea que no se descomponga en el rango de temperaturas de operación del equipo.
- Que moje bien la cubierta y el relleno.
- Que no tenga una presión de vapor demasiado alta o demasiado baja (vacío) en el rango de temperaturas operativas. Una presión de vapor demasiado alta produce velocidades altas del vapor, lo que puede producir un flujo inestable.
- Que tenga un calor latente de vaporización alto. De este modo el calor transferido por unidad de masa de fluido circulante es mayor, y el peso del equipo es menor. Además, un flujo de fluido menor también significa menos pérdidas por fricción (que en flujo en medios porosos son muy elevadas) y mayor transporte de calor.
- Que tenga una elevada conductividad térmica del líquido.
- Que tenga viscosidades bajas del líquido a todas las temperaturas del rango operativo. No hay que olvidar que la pérdida por fricción depende directamente de la viscosidad. Conviene que la pérdida por fricción sean mínimas.
- Que tenga alta tensión superficial. Los líquidos con tensión superficial elevada son capaces de remontar alturas mayores contra la atracción gravitatoria por acción capilar, lo que tiene importancia si los puntos de toma y liberación de calor están situados en alturas muy distintas, particularmente cuando el punto de liberación de calor está situado por encima del punto de toma. Además, es necesario que el ángulo de contacto del líquido con el relleno y con la cubierta sean lo mas pequeños que sea posible.
- Que tenga un punto de congelación muy alejado de cualquier temperatura del rango operativo.
- Que tenga un punto de escurrimiento razonable.

Otras consideraciones relativas al fluido de trabajo son: una ebullición y condensación sin problemas y un buen comportamiento capilar, para que el flujo sea lo mas fácil que sea posible en el interior del tubo.

En la tabla siguiente vemos algunos fluidos de trabajo usados en tubos de calor.

FLUIDO DE TRABAJO	PUNTO DE FUSIÓN (°C)	PUNTO NORMAL DE EBULLICIÓN A PRESIÓN ATM. (°C)	RANGO UTILIZABLE (°C)
Helio	- 271	- 261	-271 a -269
Nitrógeno	- 210	- 196	-203 a -160
Amoníaco	- 78	- 33	-60 a 100
Acetona	- 95	57	0 a 120
Metanol	- 98	64	10 a 130
Flutec PP2	- 50	76	10 a 160
Etanol	- 112	78	0 a 130
Agua	0	100	30 a 200
Tolueno	- 95	110	50 a 200
Mercurio	- 39	361	250 a 650
Sodio	98	892	600 a 1200
Litio	179	1340	1000 a 1800
Plata	960	2212	1800 a 2300

El **tejido o estructura de relleno capilar** es una masa porosa que llena el tubo, hecha de materiales como acero, aluminio, níquel o cobre de varias porosidades. Se fabrica con espuma metálica, y mas a menudo, con fieltro de hilos metálicos. Variando la presión aplicada al fieltro durante el relleno del tubo, se pueden obtener rellenos mas o menos compactos, con variados índices de porosidad. Suelen incorporarse cilindros removibles que luego se retiran del relleno, formando canalizaciones regularmente espaciadas que actúan como una estructura arterial, distribuyendo el fluido en forma lo mas pareja posible.

También se han usado otros materiales fibrosos y diversas fibras de vidrio o materiales cerámicos, que generalmente tienen menores tamaños de poro. La principal desventaja de las fibras de materiales cerámicos en comparación con las fibras metálicas es que normalmente requieren una malla metálica que las soporte y les confiera rigidez, cosa que con las fibras metálicas no es necesario. Si bien el material cerámico en sí puede ser químicamente compatible con el fluido de trabajo, la malla de soporte puede acarrear problemas. Recientemente se ha empezado a usar la fibra de carbono, que presentan rayas longitudinales muy largas en su superficie, tienen una alta presión capilar y son químicamente muy estables. Los tubos de calor construidos con fibra de carbono parecen tener capacidades de transporte de calor algo mas altas que los que usan otros tipos de relleno.

El propósito principal del relleno es generar presión capilar para transportar el fluido de trabajo desde la sección de condensación hasta la de evaporación. También debe ser capaz de distribuir el líquido en la sección de evaporación en forma uniforme para que pueda recibir calor. Por lo general estas son funciones diferentes, y requieren rellenos de distinto tipo. La selección del relleno está gobernada por varios factores, varios de los cuales dependen fuertemente de las propiedades del fluido de trabajo.

La presión capilar máxima generada por el relleno aumenta a medida que el tamaño medio de los poros disminuye. En cuanto al espesor del tubo (que determina el espesor del relleno) depende de la capacidad del tubo, es decir de la cantidad de calor que se debe transportar. La resistencia térmica del relleno depende fundamentalmente de la conductividad térmica del líquido.

Los tipos mas comunes de relleno son los siguientes.

Polvos metálicos sinterizados. El proceso de sinterización (obtención de piezas metálicas por compresión de polvo metálico a muy alta presión) permite obtener rellenos muy porosos, con altas presiones capilares y bajos gradientes térmicos. Los tubos de calor construidos con estos rellenos se pueden doblar en ángulos bastante cerrados, cosa que los hace mas fácilmente aplicables en casos en los que los requisitos de espacio son muy críticos y las fuentes cálida y fría no se pueden unir con un tubo recto.

Malla de alambre. La mayoría de las aplicaciones usan tubos de calor con este tipo de relleno. Tienen una gran variedad de capacidades, de acuerdo al tipo de malla y de fluido usado.

18.13.2 Aplicaciones

El tubo de calor tiene una conductividad térmica efectiva varias veces mayor que la del cobre. La capacidad de transferencia de calor se caracteriza por el “coeficiente de capacidad axial” que mide la energía que puede transportar a lo largo de su eje. Este coeficiente depende del diámetro del tubo, y crece proporcionalmente con el mismo. Cuanto mas largo es el tubo, tanto menor es el coeficiente de capacidad axial.

Los tubos de calor se pueden construir de cualquier dimensión y capacidad de transporte de calor. Se han usado con éxito en la industria aeroespacial para refrigerar componentes de satélites de comunicaciones, transportando el calor generado por los componentes electrónicos al exterior, donde reinan muy bajas temperaturas. También se ha experimentado con tubos de calor en la construcción de acondicionadores de aire. En estos equipos interesa que el aire salga a la menor temperatura posible del enfriador para condensar la humedad ambiente, pero como no puede entrar a una temperatura demasiado baja al ambiente acondicionado hay que calentarlo. Si se coloca el extremo frío de un tubo de calor en el retorno del acondicionador, el aire que retorna caliente del ambiente acondicionado se enfría y el calor así extraído se puede transportar hasta la salida del aire frío para precalentarlo antes de salir al ambiente acondicionado. De esta manera el aire se calienta con su propio calor, lo que puede parecer paradójico pero no lo es. Todo lo que hace el tubo es tomar calor del aire cálido que viene del ambiente acondicionado y transferirlo al aire frío que va hacia el ambiente acondicionado. Este modo de funcionamiento es mas económico.

Los tubos de calor constituyen una excelente solución estática al problema de disipar el calor que produce el microprocesador de las computadoras personales portátiles. Tienen bajo costo, poco peso (del orden de los 40 gramos) y son pequeños, lo que los hace especialmente apropiados para aplicarlos en electrónica. Operando con una CPU de 8 vatios a una temperatura ambiente no mayor de 40 °C ofrece una resistencia térmica de 6.25 °C/vatio lo que permite mantener la caja de la CPU a menos de 90 °C. El tubo se monta entre la base de la CPU y la base metálica del teclado, que funciona como disipador de calor y también como caja de Faraday que evita la emisión de radiofrecuencias, para no introducir componentes adicionales.

El tubo de calor es un equipo estático. Al no tener partes móviles se minimizan los costos de reparación y mantenimiento. Esto es una ventaja contra los enfriadores antiguos de las CPU de computadoras personales, que requerían un motorcito eléctrico para mover aire que se usaba como enfriador. Como los que se usan en electrónica son muy pequeños, aun si se rompe el tubo la cantidad de fluido que pierde es tan pequeña que ni siquiera alcanzaría a mojar los componentes. Pero como está contenido en una estructura capilar, es imposible que se derrame al exterior. Lo único que podría suceder es que el tubo se seque, debido a la evaporación. De todos modos, el tiempo medio de vida estimado de un tubo correctamente construido e instalado supera las 10000 horas. Esto equivale a unos 50 meses de actividad asumiendo una ocupación de 200 horas mensuales, o sea algo mas de cuatro años.

APENDICE COEFICIENTES DE ENSUCIAMIENTO

Rango de valores típicos. El valor real puede ser mayor o menor que el tabulado.

FLUIDO		pie ² °F hr /Btu	m ² °C hr/Kcal
Aceites	Fuel Oil	0.005	0.001
	Aceite lubricante	0.001	0.0002
	Aceite de templado	0.004	0.0008
Líquidos	Refrigerante	0.001	0.0002
	Hidráulico	0.001	0.0002
	Térmicos (tipo Dowtherm)	0.001	0.0002
	Sales fundidas	0.0005	0.0001
Gases y vapores	Gas coke, Gas de agua	0.005	0.001
	Vapor sin aceite	0.002	0.0004
	Vapor de escape c/aceite	0.0001	0.0002
	Aire comprimido	0.002	0.0004
	Gases refrigerantes	0.002	0.0004
Líquidos de Proceso	Soluciones de MEA y DEA	0.002	0.0004
	Soluciones de DEG y TEG	0.002	0.0004
	Extracciones laterales y fondos de columnas fraccionadoras	0.001	0.0002
	Soluciones Cáusticas	0.002	0.0004
Gases y vapores de proceso	Gas ácido	0.001	0.0002
	Vapores de solvente	0.001	0.0002
	Vapores estables en tope de columna fraccionadora	0.001	0.0002
	Gas Natural	0.001	0.0002

Aclaraciones de las abreviaturas. Dowtherm: marca registrada de Dow; se suele usar para designar un tipo de fluido sintético usado como fluido de intercambio de temperaturas altas y medias. MEA: mono etanol amina. DEA: di etanol amina. DEG: di etilen glicol. TEG: tri etilen glicol.

COEFICIENTES TÍPICOS GLOBALES DE INTERCAMBIO "U"

CORRIENTE CALIDA	CORRIENTE FRIA	Btu/(pie ² °F hr)		Kcal/(m ² °C hr)	
Agua	Agua	140	- 280	86	- 1400
Solventes orgánicos	Agua	45	- 130	215	- 645
Gases	Agua	2.6	- 45	13	- 215
Aceites Livianos	Agua	60	- 160	300	- 770
Aceites Pesados	Agua	10	- 45	50	- 215
Solventes orgánicos	Aceites Livianos	20	- 70	100	- 345
Agua	Salmuera	105	- 210	515	- 1030
Solventes orgánicos	Salmuera	26	- 90	130	- 430
Gases	Salmuera	2.6	- 45	13	- 215
Solventes orgánicos	Solventes org.	20	- 62	100	- 300
Aceites Pesados	Aceites Pesados	8	- 44	40	- 215
Vapor	Agua	260	- 700	1290	- 3440
Vapor	Aceites Livianos	44	- 140	215	- 690
Vapor	Aceites Pesados	9	- 80	40	- 390
Vapor	Solventes org.	105	- 210	515	- 1030
Vapor	Gases	3.5	- 35	17	- 170
Fluidos de intercambio (tipo Dowtherm)					
Vapor	Aceites Pesados	8	- 53	38	- 260
	Baja viscosidad ($\mu < 2$ cP)	210	- 700	1030	- 3440
Vapor	Soluc. Acuosas				
	Alta viscosidad ($\mu < 2$ cP)	105	- 210	515	- 1030

COEFICIENTES INDIVIDUALES DE PELICULA “h”

FLUIDO	Btu/(pie ² °F hr)	Kcal/(m ² °C hr)
Agua	265 - 1940	1290 - 9460
Gases	2.6 - 44	13 - 215
Solventes orgánicos	60 - 350	300 - 1700
Aceites	10 - 120	50 - 600

COEFICIENTES GLOBALES DE INTERCAMBIO “U” - INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Rango de valores típicos. El valor real puede ser mayor o menor que el tabulado. (coeficientes basados en superficie total externa incluyendo aletas)

CORRIENTE CALIDA	CORRIENTE FRIA	Btu/(pie ² °F hr)	Kcal/(m ² °C hr)
Nafta Pesada	Agua (6 pies/seg en el ánulo)	25	122
	Agua (3 pies/seg en el ánulo)	20	98
Nafta Liviana	Agua (6 pies/seg en el ánulo)	30	145
	Agua (3 pies/seg en el ánulo)	25	122
K ₃ PO ₄ Limpio	Agua	40	195
K ₃ PO ₄ Limpio	K ₃ PO ₄ Sucio	42	205

DATOS DE COEFICIENTE GLOBAL “U” PARA INDUSTRIA DE DESTILACION DE PETROLEO E INDUSTRIA PETROQUIMICA

Fluido CALIDO	Fluido FRIO	U (BTU/Hora/pie ² /°F)
<i>Intercambiadores de Haz de Tubos y Coraza</i>		
Atmospheric Pipe-still Top Pumparound	Crude	60-70
Atmospheric P-s No. 3 Side streams	Crude	48-58
Atmospheric P-s Bottom Pumparound	Crude	55-85
Lean Oil	Fat Oil	60
Hydrocracker Effluent	Hydrocracker Feed	75
Hydrogenation Reactor Effluent	Hydrog.Reactor Feed	51-55
Hydrofiner Effluent	Hydrofiner Feed	50-68
Debutanizer Effluent	Debutanizer Feed	70
Powerformer Effluent	Powerformer Feed	50-80
Acetylene Converter Feed	Acety.Conv.Effluent	22-30
Regenerated D.E.A	Foul D.E.A.	110
Catalyst-Oil Slurry	Gas Oil Feed	40
Cracking Coil Vapors	Gas Oil	30
Rerun Still Overhead	Rerun Still Feed	50
Splitter Overhead	Debutanizer Feed	55
<i>Enfriadores</i>		
Brine	Water	150-210
Brine	Sour Water	100-115
Debutanizer Bottoms	Water	60-75
Debutanizer Overhead Products	Water	85-90 ₁
Depentanizer Bottom Products	Water	43
Vacuum Pipe Still Bottoms	Water	20-25
Absorber Oil	Water	80
Splitter Bottoms	Water	18
Lean Oil	Water	70
Heavy Gas Oil	Water	40
Regenerated D.E.A	Water	110
Reduced Crude	Water	29-32

<i>Enfriadores de Gas</i>			
Air	27 psig	Water	13
Air	105 psig	Water	17
Air	320 psig	Water	23
Primary Fractionator Gas		Water	27
Hydrocarbon Vapors (M.W = 30)		Water	38-43
Hydrocarbon Vapors (M.W = 25)		Water	55-60
Propylene		Water	50
Ethylene		Water	31
<i>Condensadores</i>			
Atmospheric Pipe Still Overhead		Water	80-90
Atmospheric Pipe Still Overhead		Crude	35-45
Atmospheric Pipe Still Distillate		Water	70-80
Vacuum Pipe Still Overhead		Water	115-130
Debutanizer Overhead		Water	90-100
Deethanizer Overhead		Water	90-113
Depentanizer Overhead		Water	110
Hydrofiner Effluent		Water	91-105
Stabilizer Overhead		Water	75-85
Splitter Overhead		Water	85-113
Rerun Still Overhead		Water	70
D.E.A. Regenerator Overhead		Water	100
Primary Fractionator Overhead		Water	40 (50% cond.)
Primary Fractionator Overhead and Products		Water	60 (25% cond.)
Powerformer Effluent		Water	55-60
Hydrocracker Effluent		Water	85
Propylene		Water	120
Steam		Water	400-600
<i>Congeladores</i>			
Ethylene		Propylene	98
Demethanizer Overhead		Ethylene	107
Deethanizer Overhead		Propylene	113
Depropanizer Overhead		Propylene	115
Ethylene		Ethylene	99-105
Demethanizer Feed		Ethylene	96-113
Demethanizer Feed		Propylene	100-122
<i>Rehervidores (calderetas)</i>			
Steam		Demethanizer Bottoms	75
Lean Oil		Demethanizer Bottoms	60
Steam		Deethanizer Bottoms	73-86
Atmospheric Pipe Still Top Pumparound		Deethanizer Bottoms	66
Steam		Depropanizer Bottoms	89
Steam		Debutanizer Bottoms	74-100
Atmospheric Pipe Still Top Pumparound		Debutanizer Bottoms	65
Atmospheric Pipe Still Bottoms		Debutanizer Bottoms	56
Steam		Depentanizer Bottoms	81
Steam		Debenzenizer Bottoms	102
Steam		Detoluenizer Bottoms	77
Steam		Splitter Bottoms	80
Dowtherm		Splitter Bottoms	70
Steam		Stripper Bottoms	82
Steam		Stabilizer Bottoms	115
Steam		Rerun Tower Bottoms	74
Dowtherm		Rerun Tower Bottoms	47
Steam		LPG Bottoms	70
Powerformer Effluent		Powerformer Stabilizer Bottoms	75-77
Steam		K3PO4 Stripper Bottoms	145
Steam		D.E.A. Regenerator Bottoms	240
Dowtherm		Phenol	65

<i>Precalentadores</i>			
Steam	Isobutane Tower Feed	92	
Steam	Rerun Tower Feed	80-100	
Steam	Debutanizer Tower Feed	110	
Steam	Hydrogenation Reactor Feed	75-89	
Steam	Powerformer Stabilizer Feed	47	
<i>Generadores de Vapor</i>			
Vacuum Pipe Still Bottoms	Feed Water	35	
Vacuum Pipe Still Bottoms Pumpharound	Feed Water	67-86	
Primary Fractionation Slurry	Feed Water	30-55	
Flue Gas	Feed Water	8-15	
Reformer Effluent	Feed Water	45-60	

BIBLIOGRAFIA

- *“Intercambiadores de calor”* – Cao.
- *“Procesos de Transferencia de Calor”* – D. Q. Kern.
- *“Manual del Ingeniero Químico”* – R. H. Perry, editor.