



**UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL
FRANCISCO DE MIRANDA
PROGRAMA DE INGENIERIA QUIMICA
APRENDIZAJE DIALOGICO INTERACTIVO
OPERACIONES UNITARIAS I**



UNIDAD N° 4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Prof. Ing. Mahuli A. González

CONTENIDO DE LA UNIDAD INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.1 CLASIFICACION DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- 1.1.1 Según el tipo de servicio
- 1.1.2 De acuerdo al proceso de transferencia
- 1.1.3 De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor
- 1.1.4 De Acuerdo al Número de Fluidos Involucrados
- 1.1.5 De Acuerdo a la Disposición de los Fluidos
- 1.1.6 De Acuerdo a la Compactación de la Superficie
- 1.1.7 De Acuerdo al Tipo de Construcción

1.2 Clasificación de intercambiadores de calor de carcaza y tubos de acuerdo a la Nomenclatura TEMA

1.3 COMPONENTES BASICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCAZA Y TUBO

- 1.3.1 Tubos
- 1.3.2 Placa de tubos
- 1.3.3 Carcaza
- 1.3.4 Deflectores o baffles

1.4 LINEAMIENTOS PARA EL DISEÑO TERMICO

1.5 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

1.6 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

1.7 TEMPERATURA CALORICA

1.8 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR – U_o

1.9 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCAZA Y TUBOS

UNIDAD IV. EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El intercambiador de calor es un equipo de transferencia de calor empleado en procesos químicos con la finalidad de intercambiar calor entre dos corrientes de un proceso. Cuando se desea calentar un fluido, se emplean calentadores haciendo uso de vapor de agua, o en el caso de refinerías de petróleo, el aceite caliente recirculado cumple la misma función. Los enfriadores cumplen funciones opuestas a la anterior, empleándose agua y aire como medios principales de refrigeración.

Para clasificar los equipos de transferencia de calor no existe un criterio único; en este tema se tratarán las clasificaciones más usuales.

1.1 CLASIFICACION DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1.1 Según el tipo de servicio

- **Enfriador:**

Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

- **Calentador:**

Un calentador es un intercambiador de calor que aumenta la entalpia de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor se utiliza una corriente de servicio, la cual puede ser vapor de agua, aceite caliente, fluidos especiales para transferencia de calor o una corriente de proceso de entalpia alta, por ejemplo la descarga de un reactor operado a temperaturas elevadas.

- **Refrigerador:**

Es una unidad que utiliza una sustancia refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

- **Condensador:**

Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El termino **condensador de superficie** se refiere específicamente a aquellas unidades de carcaza y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proveniente de las maquinas y de las turbinas a vapor. Un **condensador de contacto directo** es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto con gotas de agua.

- **Evaporador:**

Los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del agua.

- **Vaporizador:**

Es un intercambiador que convierte liquido a vapor. El termino vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

- **Rehervidor:**

Es una vaporizador que suministra el calor latente de vaporización al fondo (generalmente) de una torre fraccionadora. Hay dos tipos generales de rehervidores, aquellos que envían dos fases a la torre para separar el vapor del líquido y los que retornan vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante **circulación natural** (comúnmente llamados termosifones) o **circulación forzada**.

Los **termosifones** son los tipos de rehervidores más comunes. Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcaza, son los más utilizados en la industria petrolera. En los del tipo vertical, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas. En un termosifón, se debe disponer de suficiente cabezal a fin de mantener la circulación natural del liquido a evaporar.

Los **rehervidores de circulación forzada** requieren de una bomba para impulsar el líquido a evaporar a través del intercambiador. Este tipo de rehervidor no se utiliza con mucha frecuencia, debido a los costos adicionales del bombeo, sin embargo, en algunos casos pueden requerirse para vencer limitaciones del cabezal hidrostático y los problemas de circulación. Los rehervidores que retornan vapor a la torre se denominan rehervidores de marmita (Kettle Reboilers). La mejor manera de describir la operación de estos es comparándola con una paila u olla hirviendo.

- **Generadores de vapor:**

Son un tipo especial de vaporizadores usados para producir vapor de agua. Como fuente de calor se utiliza generalmente el calor en exceso que no se requiere para el proceso; de allí que a estos rehervidores se les llame comúnmente “Calderas de recuperación de calor”. Al igual que los rehervidores los generadores de vapor pueden ser del tipo Kettle, de circulación forzada o termosifones.

- **Sobrecalentador:**

Un sobrecalentador calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación.

En teoría, el diseño de todos estos equipos es parecido, sin embargo, los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor difieren unos de otros. Por ejemplo, hay que considerar si existe o no cambio de fase, el régimen de flujo, si el fluido es multicomponente, etc.

1.1.2 De acuerdo al proceso de transferencia

- **De contacto directo:**

Este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia

de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

- **De contacto indirecto:**

En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente **regenerador**.

1.1.3 De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- Convección en una sola fase, forzada o libre.
- Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación o ebullición.
- Una combinación de convección y radiación.

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de los automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

1.1.4 De Acuerdo al Número de Fluidos Involucrados

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se

encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-helio, síntesis de amonio, etc.

1.1.5 De Acuerdo a la Disposición de los Fluidos

La escogencia de una disposición de flujo en particular depende de la eficiencia de intercambio requerida, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura de los fluidos, entre otros factores. Algunas de las disposiciones de flujo más comunes son:

- **Intercambiadores de Calor de Paso Único**

Se distinguen tres tipos básicos:

a) Flujo en Paralelo o Cocominente: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación.

b) Flujo en Contraminente o Contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.

c) Flujo Cruzado: En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales.

Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores

- **Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples**

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

1.1.6 De Acuerdo a la Compactación de la Superficie

De acuerdo a la relación superficie de transferencia de calor a volumen ocupado, los equipos también pueden ser clasificados como **compactos** o **no compactos**. Un intercambiador compacto es aquel cuya relación superficie a volumen es alta, mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($213 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) valor que es arbitrario. Las ventajas más resaltantes de un intercambiador compacto son los ahorros de material, espacio ocupado (volumen) y costo, pero tienen como desventajas que los fluidos deben ser limpios, poco corrosivos y uno de ellos, generalmente, en estado gaseoso.

1.1.7 De Acuerdo al Tipo de Construcción

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial.

- **Intercambiador de Doble Tubo**

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

Las partes principales de este tipo de intercambiador (Figura 1) son dos juegos de tubos concéntricos, dos "T" conectoras [7], un cabezal de retorno [4] y un codo en "U" [1].

La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

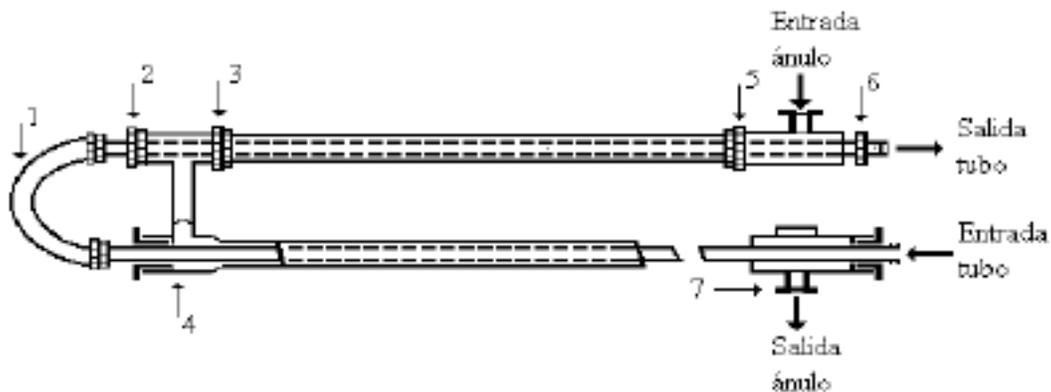


Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo

1-Codo. 2,3,5,6-Prensaestopa- 4-Cabezal de retorno. 7-Tee

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo. Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones. Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de éstos conectados en serie, lo que necesariamente involucra a una gran

cantidad de espacio físico en la planta. Por otra parte, el tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles mantenimiento y limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. No obstante estos intercambiadores encuentran su mayor utilidad cuando la superficie total de transferencia requerida es pequeña (100 a 200 ft² o menor). Como las dimensiones de los componentes de estos equipos tienden a ser pequeñas, estas unidades son diseñadas para operar con altas presiones; además, los intercambiadores de doble tubo tienen la ventaja de la estandarización de sus componentes y de una construcción modular.

- **Intercambiadores de Tubo y Carcaza ó de Tubo y Coraza**

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- a) Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- d) Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

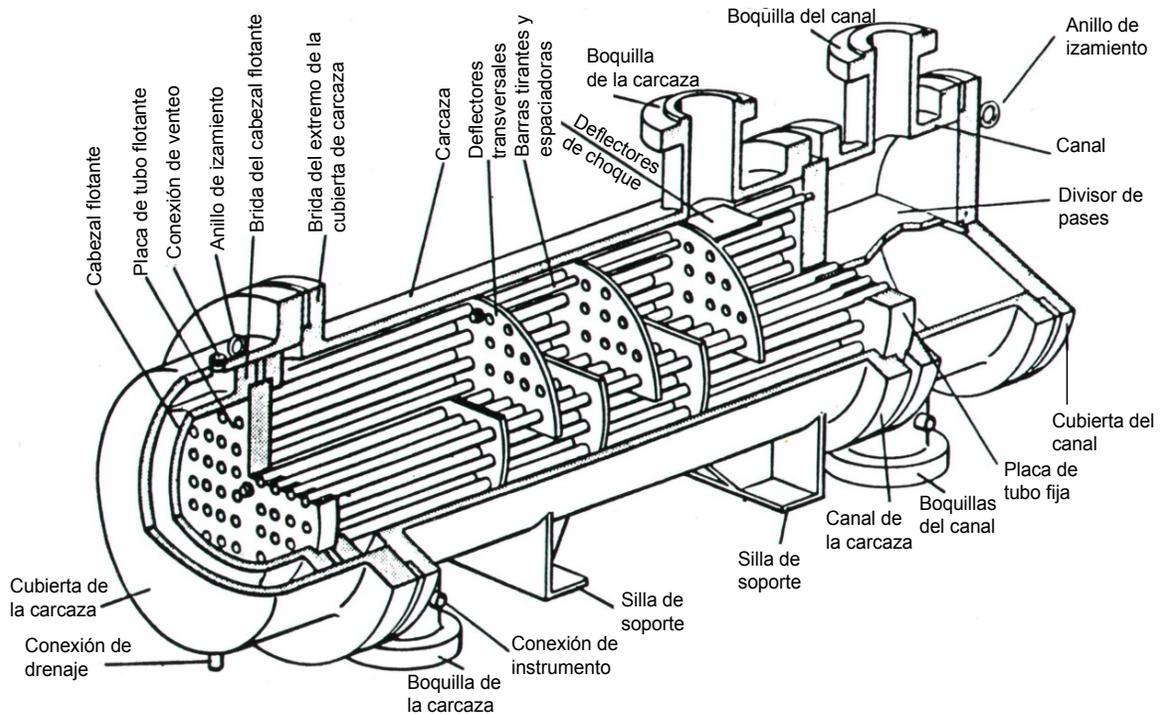


Figura 2. Intercambiador de tubo y carcasa

Este tipo de equipo (**Figura 2**) consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas **deflectores** (*baffles*) que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como **cabezales** o canales.

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos

flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

- **Intercambiadores Enfriados por Aire y Radiadores**

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos (**Figura 3**). Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al eje de los tubos.

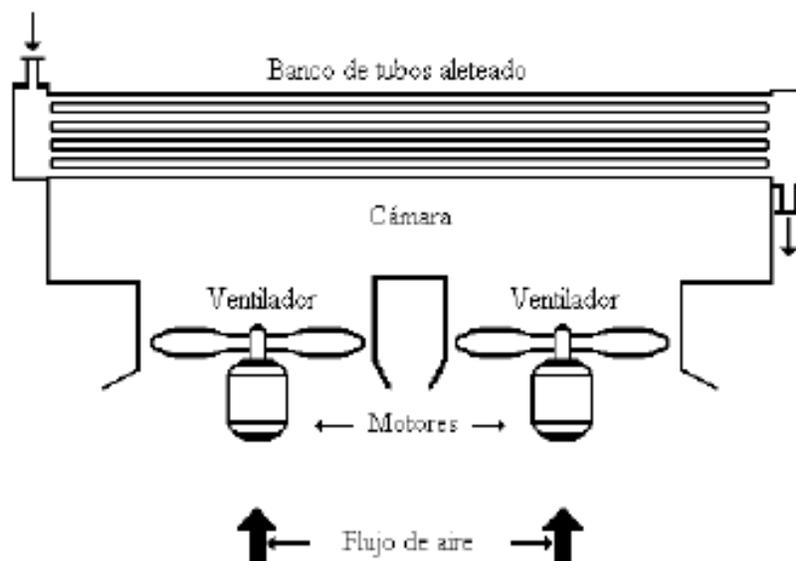


Figura 3. Intercambiador de Flujo cruzado

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Las filas de tubos generalmente se encuentran colocadas en arreglo escalonado de modo de incrementar los coeficientes de transferencia del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los

sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado.

Los enfriadores de aire ocupan un área relativamente grande por lo que generalmente se ubican encima de equipos de proceso (tambores, intercambiadores, etc.). Como los ventiladores son generalmente muy ruidosos, no pueden instalarse cerca de áreas residenciales. Al diseñar estos equipos se debe tomar en cuenta el efecto de las pérdidas de calor de los equipos circundantes sobre la temperatura del aire de entrada, así como, tener mucho cuidado para que cumplan con los requerimientos de servicio aún en días calurosos y/o que el fluido no se congele dentro de los tubos en invierno.

El aire en vez del agua, podría parecer una elección obvia a la hora de seleccionar un refrigerante, ya que se encuentra en el ambiente en cantidades ilimitadas. Desafortunadamente, el aire es un medio de transferencia de calor pobre en comparación con el agua, la que posee una conductividad térmica cerca de 23 veces mayor que el aire a 35 °C; el calor específico del agua es cuatro veces más grande y su densidad, comparada con la del aire a presión y temperatura atmosférica es unas 800 veces mayor. En consecuencia, para una determinada cantidad de calor a transferir, se requiere de una mayor cantidad de aire, aproximadamente 4 veces más en masa y 3200 en volumen. Como conclusión, a menos que el agua sea inasequible, la elección entre agua y aire como refrigerante depende de muchos factores y se debe evaluar cuidadosamente antes de tomar una decisión. Por lo general, este tipo de intercambiadores se emplea en aquellos lugares donde se requiera de una torre de enfriamiento para el agua o se tenga que ampliar el sistema de agua de enfriamiento, donde sean muy estrictas las restricciones ambientales en cuanto a los efluentes de agua ó donde el medio refrigerante resulte muy corrosivo o provoque taponamientos excesivos.

- **Intercambiadores de Placas Empacadas (PHE)**

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: *Plate Heat Exchanger*, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión (**Figura 4**). A un lado de cada placa, se localiza una empaadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empaaduras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empaaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

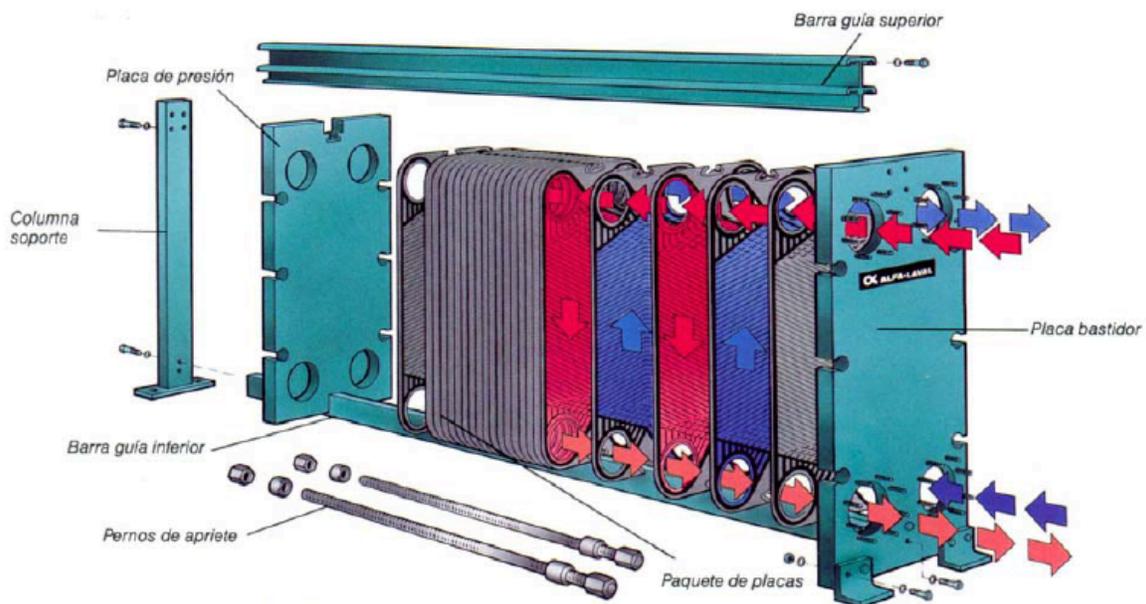


Figura 4. Detalle de un intercambiador de placas

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redundaría en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo.

Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empacaduras. En los primeros equipos la presión máxima era de 2 bar (0,2 Mpa) y la temperatura alrededor de 60 °C. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 30 bar (3 Mpa) y 250 °C, respectivamente. Es importante destacar que la elección del material de las empacaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empacaduras. Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcaza.

Una variante de los PHE se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de **placas no empacadas**, y tienen como desventaja el no poder ser abierto para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos. No obstante, las demás ventajas de las unidades de placas

se mantienen. El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcaza, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en cuanto al diseño, en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40 bar.

- **Intercambiadores en Espiral (SHE)**

Estos intercambiadores se originaron en Suecia hace más de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE debido a sus siglas en inglés: **Spiral Heat Exchanger**. Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas (**Figura 5**) alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. El espaciamiento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas a una especie de paral. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Raras veces se requiere de aislantes, ya que son diseñados de tal manera que el refrigerante pase por el canal externo.

Entre sus características más resaltantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez. Estos equipos se emplean normalmente para aplicaciones criogénicas.

En general los SHE ofrecen gran versatilidad en sus arreglos; siendo posible variar anchos, largos, espesores, materiales, etc. De esta manera se logra que este tipo de equipos requiera 60% menos volumen y 70% menos peso que las unidades de tubo y carcaza comparables en la cantidad de calor transferido.

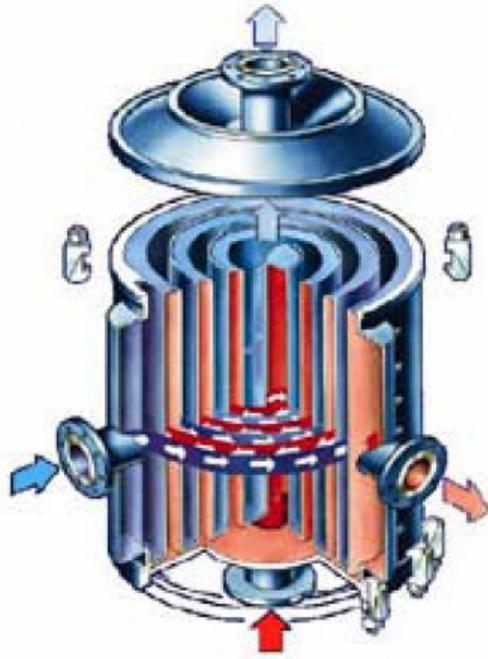


Figura 5. Intercambiador en espiral (SHE)

Tabla 1. Características de los intercambiadores de calor mas comunes

Tipo	Características constructivas	Aplicaciones
Tubo y carcaza	Haz de tubos dentro de una carcaza cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcaza y puede estar fijo o ser de cabezal flotante. Tubos internos lisos o aleteados.	Multiuso. Prácticamente se amolda a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplica
Enfriadores con aire y radiadores	Haces de tubos soportados por una estructura sobre los que sopla aire en forma cruzada. Los tubos pueden ser lisos o poseer aletas	Se emplean mucho cuando el costo del agua es elevado o cuando se requiere de una torre de enfriamiento para el agua
Doble tubo	Dos tubos concéntricos en forma de "U" u horquilla. El tubo interno puede ser liso o poseer aletas	Se utilizan cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas (100 a 200 ² ft). Son muy útiles en operaciones a altas presiones.
PHE con empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí por empacaduras	Muy utilizado en la industria alimenticia, sobre todo con fluidos viscosos. Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas
PHE sin empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o a altas presiones
Espiral	Láminas metálicas enrolladas una sobre la otra en forma de espiral	No presentan problemas de expansión diferencial. Muy empleados en servicios criogénicos y cuando se manejan fluidos muy viscosos, lodos o líquidos con sólidos en suspensión (industria del papel)

1.2 Clasificación de intercambiadores de calor de carcaza y tubos de acuerdo a la Nomenclatura TEMA

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

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

Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.

Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.

Clase B: Para servicio en procesos químicos.

Aplicables con las siguientes limitaciones:

- Diámetro interno de la carcaza ≤ 1.524 mm (60 in)
- Presión ≤ 207 bar (3.000 psi)
- Relación (diámetro interno carcaza)*(presión) ≤ 105.000 mm bar (60.000 in psi)

La intención de cumplir con los parámetros anteriores es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la carcaza a 50,8 mm (in), aproximadamente.

Independientemente del tipo, los intercambiadores de acuerdo a su construcción mecánica, pueden ser:

- a) De cabezal fijo (o placas de tubo fijos).
- b) Tubos en forma de U.
- c) De cabezal flotante.

a) De cabezal fijo (o placas de tubo fijos)

Se caracterizan por tener las 2 placas de tubos soldadas a la carcaza, los tubos interiores se pueden limpiar mecánicamente después de remover la tapa del canal. El banco de tubos no se puede extraer y su limpieza exterior se debe realizar químicamente. Este tipo de intercambiador se utiliza para fluidos limpios por el lado de la carcaza, como vapor de agua, refrigerante, gases, entre otros, los fluidos ensuciantes deben circular por los tubos.

No presentan uniones internas por lo cual elimina partes potenciales de fugas, los tubos periféricos se pueden colocar muy cerca de la cara interna de la carcaza y por lo tanto el número de tubos para un determinado diámetro de carcaza es mayor que para cualquier otro tipo de intercambiador, se pueden utilizar para altas presiones o fluidos tóxicos. La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión de la carcaza y los tubos durante el servicio causan una expansión diferencial que si no puede ser absorbida por el equipo, es recomendable utilizar junta de expansión en la carcaza u otro tipo de intercambiador. La longitud de los tubos es la correspondiente a las caras internas de las placas que lo soportan. En la figura 6, se muestra un intercambiador de cabezal fijo tipo BEM.

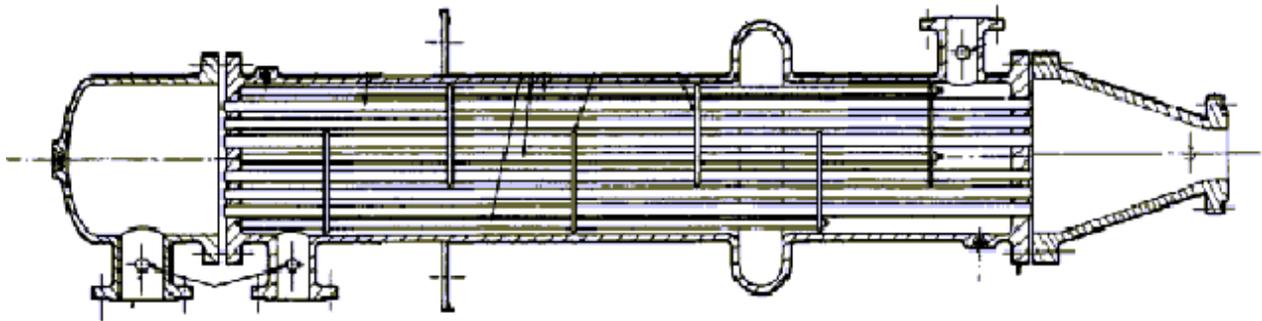


Figura 6. Intercambiador de calor de cabezal fijo tipo BEM

b) Tubos en forma de U

Se caracterizan por tener sólo una placa de tubos donde se insertan los tubos en forma de U, que tienen la particularidad de moverse libremente con relación a la carcaza lo que elimina el problema de la expansión diferencial. El banco de tubos se puede remover para limpieza mecánica pero el interior de estos en general se limpia químicamente. La longitud efectiva de los tubos es la correspondiente a la cara interna de la placa que los soportan y la tangente donde comienza el doblé.

Se utilizan cuando el fluido que circula por los tubos es limpio, los fluidos sucios circulan por la carcaza, estos intercambiadores no tienen uniones internas y los tubos periféricos se pueden colocar muy cerca de la cara interna de la carcaza; pero como existe una limitación mecánica en el radio de los tubos interiores, el número de tubos que se pueden colocar en una carcaza de diámetro dado es menor al de placa de tubos fijos. Se pueden utilizar para altas presiones cuando la expansión diferencial es un problema si se suelda la hoja de tubos a la carcaza. En la figura 7, se muestra un intercambiador de tubos en forma de U, tipo CFU.

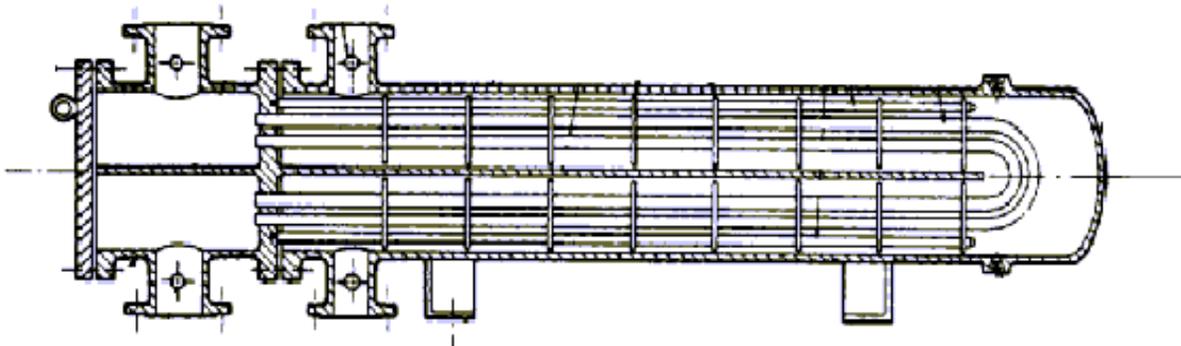


Figura 7. Intercambiador de calor de tubos en forma de U tipo CFU

c) De cabezal flotante

Se caracterizan por tener una hoja de tubos fija, mientras que la otra flota libremente permitiendo el movimiento diferencial entre la carcaza y los tubos, se

puede extraer todo el haz de tubo para la limpieza. Existen cuatro tipos de cabezales flotantes: TEMA S, TEMA T, TEMA W y TEMA P, que sólo difieren en el diseño del cabezal, independientemente del diseño del cabezal éstos intercambiadores para un diámetro de carcaza dado, pueden alojar menos tubos que los tipo en forma de U.

Las figuras 8 a 10, representan diferentes tipos de intercambiadores de cabezal flotante.

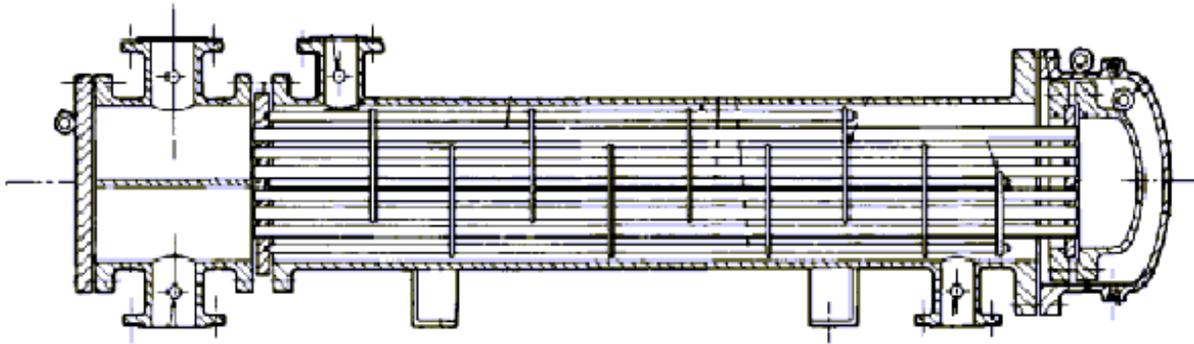


Figura 8. Intercambiador de calor de cabezal flotante tipo AES

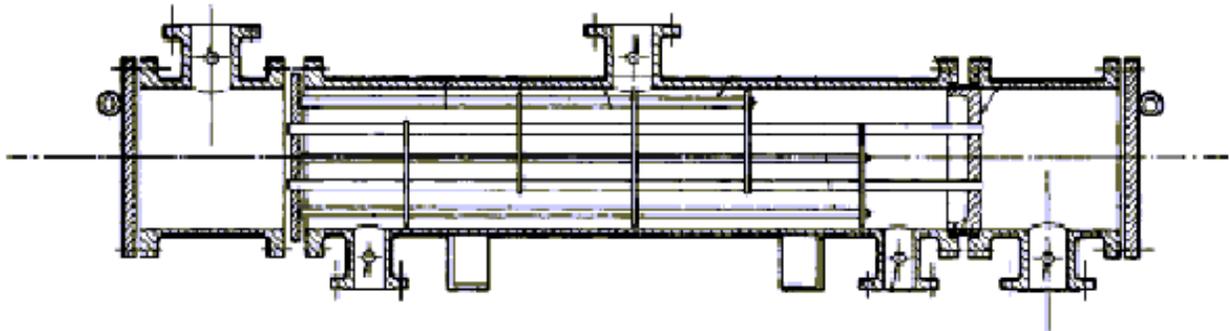


Figura 9. Intercambiador de calor de cabezal flotante tipo AJW

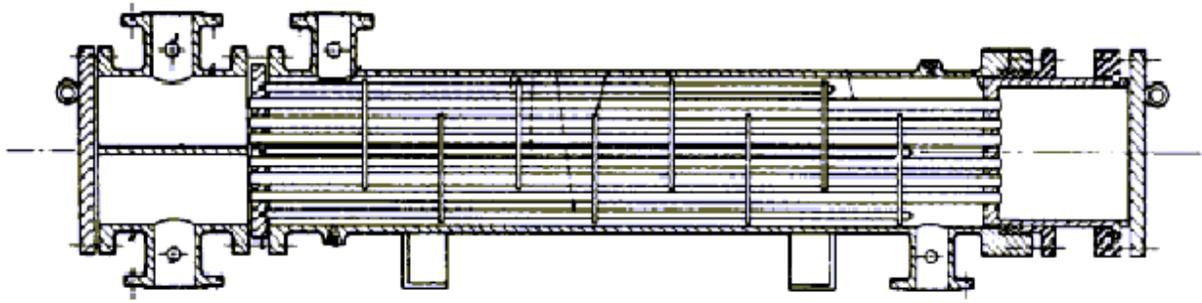


Figura 10. Intercambiador de calor de cabezal flotante tipo AEP

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

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

La selección del tipo de equipo es gobernada por factores tales como la facilidad de limpieza del mismo, la disponibilidad de espacios para la expansión entre el haz de tubos y la carcaza, previsión de empaaduras en las juntas internas, y sobre todo la función que va a desempeñar.

A continuación se detallarán los componentes básicos de este tipo de equipos.

1.3 COMPONENTES BASICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCAZA Y TUBO

1.3.1 TUBOS

Proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa (Figura 11). Se encuentran disponibles en varios metales como: acero de bajo carbono, cobre, aluminio, admiralty, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aceros inoxidable, etc. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 2 se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de 3/4 y 1 in de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

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

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes, debilita estructuralmente a la placa de tubos.

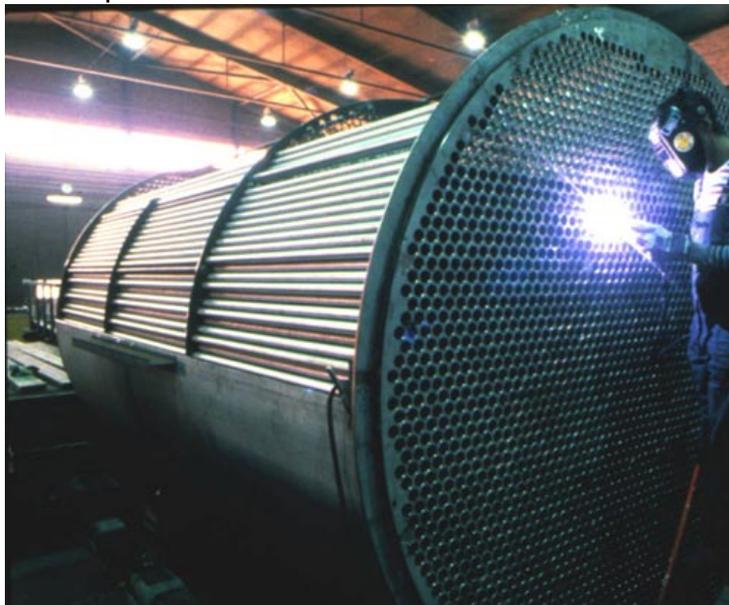


Figura 11. Entubado de un intercambiador de carcasa y tubo

Tabla 2. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor

d_e , in	BWG	ϵ , in	d_i , in	A_F , in ² /tubo	$A_{s,o}$, ft ² /ft _{lineal}	$A_{s,i}$, ft ² /ft _{lineal}	W , lb _{acero} /ft _{lineal}
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204		0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223		0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247		0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268		0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289		0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302		0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314		0,1660	0,469
	18	0,049	0,652	0,344		0,1707	0,401
1	8	0,165	0,670	0,355	0,2618	0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515		0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
1 1/4	8	0,165	0,920	0,665	0,3271	0,2409	2,09
	9	0,148	0,954	0,714		0,2198	1,91
	10	0,134	0,982	0,757		0,2572	1,75
	11	0,120	1,01	0,800		0,2644	1,58
	12	0,109	1,03	0,836		0,2701	1,45
	13	0,095	1,06	0,884		0,2775	1,28
	14	0,083	1,08	0,923		0,2839	1,13
	15	0,072	1,11	0,960		0,2896	0,991
	16	0,065	1,12	0,985		0,2932	0,900
	17	0,058	1,13	1,01		0,2969	0,808
1 1/2	8	0,165	1,17	1,075	0,3925	0,3063	2,57
	9	0,148	1,10	1,14		0,3152	2,34
	10	0,134	1,23	1,19		0,3225	2,14
	11	0,120	1,26	1,25		0,3299	1,98
	12	0,109	1,28	1,29		0,3356	1,77
	13	0,095	1,31	1,35		0,3430	1,56
	14	0,083	1,33	1,40		0,3492	1,37
	15	0,072	1,36	1,44		0,3555	1,20
	16	0,065	1,37	1,47		0,3587	1,09

1.3.2 PLACA DE TUBOS

Es generalmente una placa (Figura 12) que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empacaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.



Figura 12. Placa de tubos

1.3.3 CARCAZA

La carcaza o carcasa es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente, cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión.

La carcaza posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto (Figura 13) para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera

superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la carcaza, puede que sea necesario omitir algunos tubos o tener una expansión en la boquilla donde se une a la carcaza. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

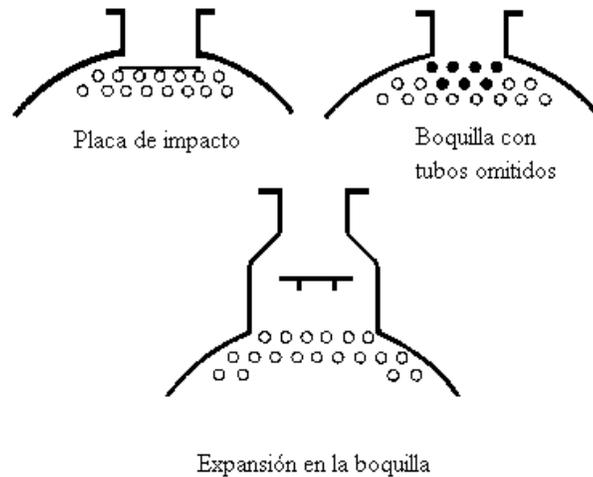


Figura 13. Placas de impacto

Existen 6 arreglos estandarizados de carcazas en las normas TEMA (Figura 14) clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador.

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

se emplean deflectores de segmento doble en este tipo de carcaza.

La carcaza de dos pasos (tipo **F**) se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos carcazas tipo E en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primero y el segundo paso, además la remoción del haz de tubos se dificulta bastante. Las boquillas de entrada y salida están colocadas adyacentes a la placa de tubos fija. En esta carcaza se deben colocar los tubos de cada paso en forma simétrica en relación con el deflector longitudinal, para así obtener un patrón de flujo correcto. Esta carcaza no se recomienda cuando la caída de presión excede de 70 kPa (10 psi) porque se requiere un deflector longitudinal de espesor excesivo. Tampoco se recomienda cuando el intervalo de temperatura es superior a 195 °C (350 °F) ya que se producen grandes pérdidas de calor a través de los deflectores, así como tensiones térmicas elevadas en éstos, carcaza y placa de tubos.

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

La carcaza tipo **K** se emplea, por lo general, cuando el fluido sufre un cambio de fase. Los tubos sólo ocupan la sección de coraza de menor diámetro, de manera que queda un espacio (especie de barriga) para la fase de vapor. En el caso de condensación, este espacio puede estar ocupado por los gases incondensables que de otra manera dificultarían el proceso de intercambio de calor con el fluido contenido en los tubos.

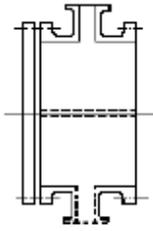
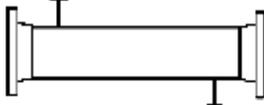
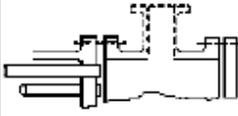
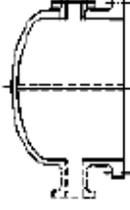
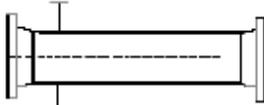
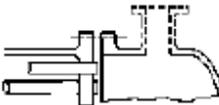
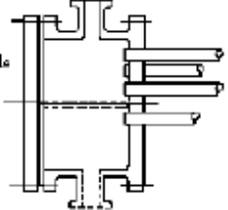
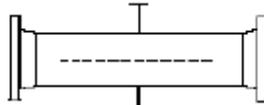
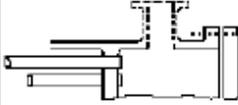
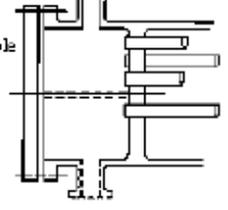
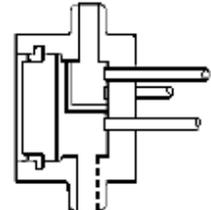
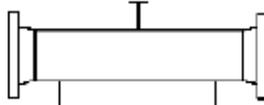
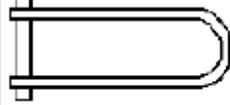
CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CARCAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
A	 Canal y tapa removibles	E	 Un solo paso	L	 Cabezal fijo tipo 'L'
B	 Tipo sombrero	F	 Dos pasos con deflector longitudinal	M	 Cabezal fijo tipo 'M'
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G	 Flujo distribuido	N	 Cabezal fijo tipo 'N'
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	H	 Doble flujo distribuido	P	 Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Anillos divididos
		K	 Rehervidor tipo <i>kettle</i>	T	 Tracción continua
		X	 Flujo cruzado	U	 Tubos en "U"
				W	 Flotante sellado externamente

Figura 14. Tipos de cabezales y carcasas de acuerdo a la Nomenclatura "TEMA"

1.3.4 DEFLECTORES O *BAFFLES*

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la carcaza, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la carcaza o para sustituir a dos carcazas tipo E en serie. Estos deflectores son denominados también **divisores de paso**. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo. El divisor de pasos debe ajustar perfectamente en los surcos de la placa de tubos y en el cabezal para minimizar la posibilidad de derrame de una división a otra, lo que traería como consecuencia un serio deterioro en el funcionamiento del intercambiador. Los deflectores longitudinales pueden ser de diseño removible o soldado. Los primeros se emplean con cabezales flotantes y requieren de bandas de sello flexibles o un dispositivo entre el deflector y la carcaza que evite la fuga de fluido. Los segundos se usan con cabezales fijos y no requieren de juntas de expansión.

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración y para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre *baffles*, el diseñador puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la caída de presión

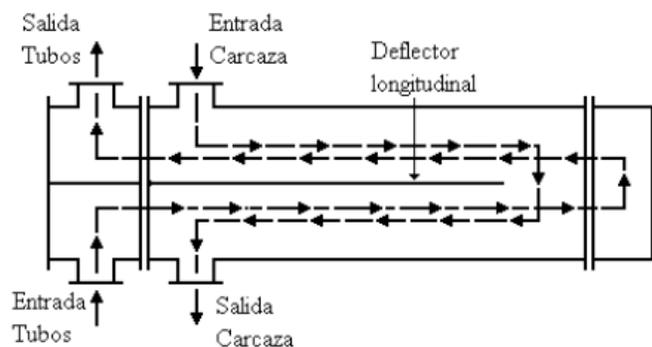


Figura 15. Esquema de un intercambiador de tubo y carcaza donde se muestra el deflector longitudinal o divisor de pasos

Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multi-segmentados o de disco y anillo. Tal como se muestra en la Figura 16 los cortes se alternan 180°, lo que causa que el fluido pase sobre los tubos más o menos en forma perpendicular (flujo cruzado).

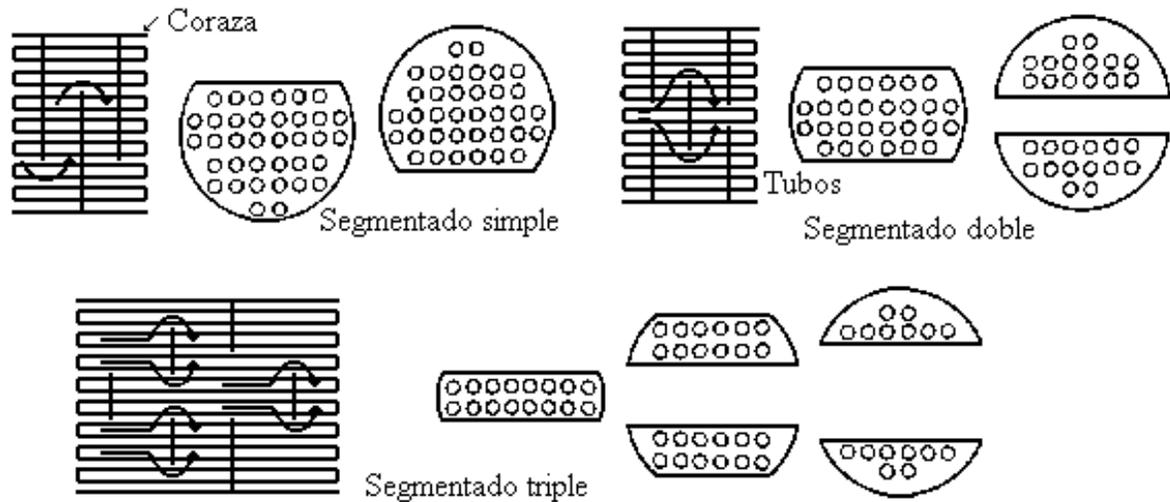


Figura 16. Tipos de deflectores transversales

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

El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje de área de la ventana a área de la sección total del intercambiador. El área de los segmentos debe ser tal que los deflectores se solapen permitiendo que al menos una fila de tubos esté soportada por segmentos adyacentes.

En intercambiadores horizontales el corte de los *baffles* puede ser vertical u horizontal, lo que conlleva a diferentes patrones de flujo en la carcaza. El espesor de los deflectores depende del diámetro de la carcaza y de la longitud no sostenida de tubo, pero usualmente están en un intervalo de 3,2 a 19 mm (1/8 a 3/4 in).

1.4 LINEAMIENTOS PARA EL DISEÑO TERMICO

En este punto se darán algunas recomendaciones para seleccionar el mejor arreglo a la hora de diseñar intercambiadores de tubo y carcaza.

- **Tubos**

Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia la selección de estos parámetros responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo. Los tubos de 19,05 y 25,4 mm de diámetro externo son los más usados; sin embargo, podrían emplearse tubos tan pequeños como de 6,35 mm de diámetro externo en unidades pequeñas que manejen fluidos limpios. Las unidades diseñadas para manejar fluidos muy viscosos pueden usar tubos de 50,8 mm y hasta 76,2 mm de diámetro externo.

Si se trabaja con tubos aleteados, se deben tomar en consideración los siguientes criterios:

El costo de los tubos aleteados es de 50 a 70 % mayor que el de los tubos lisos (de igual longitud y espesor de pared) por lo que para que se justifique su uso, la resistencia térmica debe reducirse por lo menos en un factor de tres. Esta relación se cumple, generalmente, en rehervidores, calentadores, enfriadores de agua y condensadores que operan con fluidos orgánicos.

- Si la disminución en la resistencia térmica no supera el límite especificado, los tubos aleteados se justifican si se reduce el número de carcazas que se requerirían con tubos lisos.
- Las aletas deben emplearse en casos donde el factor de ensuciamiento del lado de la carcaza no exceda $0,003 \text{ h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
- Si las aletas son pequeñas, éstas no deben emplearse cuando la velocidad de corrosión supere $0,05 \text{ mm/año}$ pues la vida de las mismas se reducirá a 3 años o menos.

El espesor de los tubos debe ser elegido en función de la presión interna y externa por separado, o del diferencial máximo de presión a través de la pared del tubo. Sin embargo, la presión muchas veces no es el factor limitante, por lo que el espesor del tubo debe seleccionarse considerando:

- Suficiente margen para soportar los efectos corrosivos.
- Resistencia a las vibraciones inducidas por el flujo.
- Adecuada resistencia axial, especialmente en los equipos con cabezal posterior fijo.
- Estandarización de las existencias de repuestos y reemplazos.
- Costo.

Es importante destacar, que el espesor de la pared del tubo disminuye cuando el mismo es doblado, especialmente en los tubos en "U". En condiciones donde la presión y/o corrosión no sea crítica, esta disminución no debe ser mayor de un 15-18% del espesor inicial. También suele ocurrir una ovalación en el tubo la que no debe exceder en todos los casos del 9-12% del diámetro externo del mismo

Con relación a la longitud de los tubos, se tiene que los diseños más económicos son aquéllos de pequeño diámetro y tubos de grandes longitudes; por lo que se deben fabricar intercambiadores tan largos como sea posible, limitados tan solo, por la longitud de los tubos que los suplidores puedan ofrecer. Esto se debe a que

mientras más largo es el haz de tubos, el diámetro del mismo decrece para la misma área de transferencia, produciendo un ahorro considerable en las bridas de la carcaza, mientras que el incremento por efecto de los tubos más largos, es insignificante mientras que éstos no sobrepasen de 24 ft.

Sin embargo, haces de tubos muy largos pueden acarrear dificultades a la hora de desmontar o montar el equipo; por lo que la longitud máxima para haces de tubos removibles usualmente se restringe a 9 metros (aproximadamente) y con un peso máximo de 20 toneladas. En las refinerías se prefieren tubos de 20 ft de longitud (6,1 m) pues tubos muy largos en unidades colocadas sobre estructuras (como condensadores) incrementan mucho el costo de éstas ya que, requieren plataformas más grandes y/o estructuras adicionales.

Para cabezales fijos no es tan importante limitar la longitud de los tubos, pero en la práctica se restringe a 15 metros como máximo. No obstante, en orden de satisfacer las crecientes demandas de procesamiento, no es de extrañar el conseguir longitudes de hasta 22 metros. Tanto para tubos en U como rectos, las longitudes más empleadas son de aproximadamente 2,438; 3,658; 4,877; 6,096 y 7,315 m.

- **Arreglo de los tubos (*tube layout*)**

La forma en que los tubos son arreglados en el intercambiador (Figura 17) es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (*pitch*) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación *pitch*/diámetro puede reducirse a 1,20.

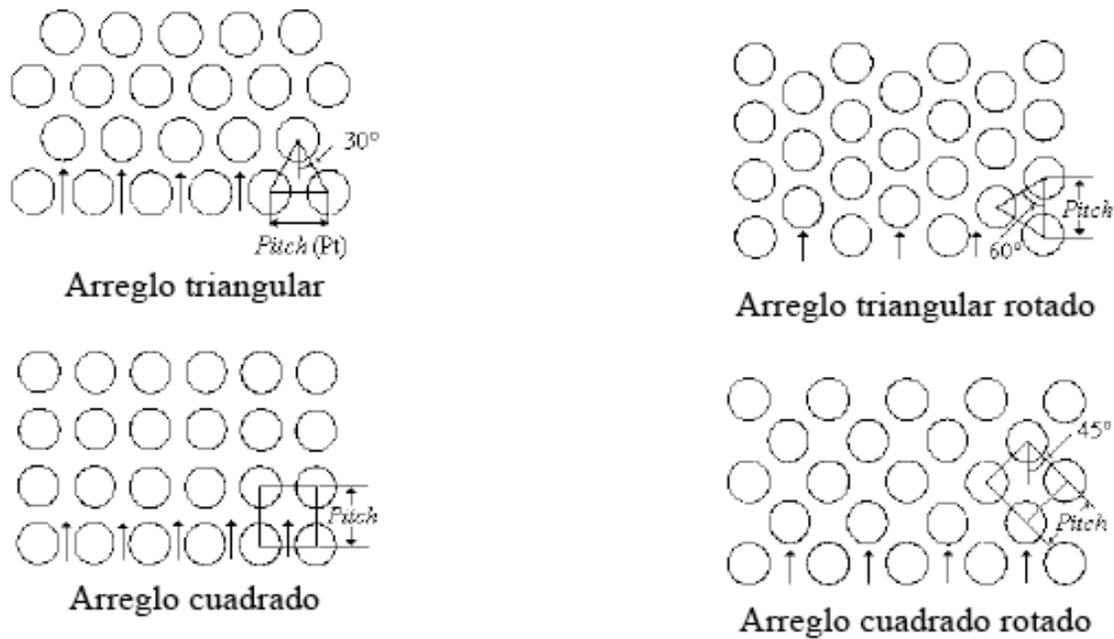


Figura 17. Diferentes tipo de arreglos de tubos

Para obtener haces de tubos más compactos y económicos, se sugiere el uso de ángulos de 30° y 60°, los que permiten acomodar un 15% más de tubos que los otros, pero no deben ser usados cuando se requiera de limpieza externa por medios mecánicos. Para todos los intercambiadores con factores de ensuciamiento inferiores a $0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ ($0,002 \text{ °F ft}^2 \cdot \text{h/BTU}$) o menores, se prefiere el arreglo triangular de 30°.

Los arreglos cuadrados son utilizados para intercambiadores con factores de ensuciamiento del lado de la coraza superiores a $0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ ó cuando se requiera limpieza mecánica externa. En el caso de tener flujo turbulento en la carcaza, el ángulo de 90° ofrece características superiores en transferencia de calor y caídas de presión que los de 45°; sin embargo, en el caso de régimen laminar, es preferible un arreglo de 45° (cuadrado rotado).

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

En la Tabla 3 se muestra el espaciado de los tubos para cada arreglo.

Tabla 3. Espaciado de los tubos PT
(Distancia de centro a centro entre tubos adyacentes)

Diámetro exterior de los tubos (PLG)	Arreglo triangular P_T (Pulg)	Arreglo cuadrado P_T (Pulg)
$\frac{3}{4}$	15/16	--
$\frac{3}{4}$	1	1
1	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{7}{8}$	1 $\frac{7}{8}$
$> 1 \frac{1}{2}$	1.25 x Diámetro exterior del tubo	1.25 x Diámetro exterior del tubo
Rehervidores tipo marmita con $P < 50$ Psig y flujo de calor > 10.000 BTU/h Pie ²	3/8	3/8

- **Espaciado de los deflectores**

Los deflectores transversales al flujo forzan al fluido a ir de un lado a otro de la carcaza y, cambiando el espaciamiento entre ellos, permiten variar la velocidad del fluido. Uno de los problemas más comunes que se presentan en los intercambiadores si los *baffles* están incorrectamente colocados, es la existencia de zonas estancadas dentro de la carcaza, lo que perjudica la transferencia de calor. Se recomienda que el espaciamiento (B) entre *baffles* esté en el intervalo $1/5 D_c < B < D_c$. El valor mínimo no debe ser inferior a 50,8 mm, ya que en caso contrario, la inserción de los tubos (en el reentubamiento) se hace muy engorrosa, además que puede no justificarse térmicamente y/o proporcionar una caída de presión excesiva en el lado de las carcazas.

En las carcazas TEMA tipo G, H, K y X el fluido no necesita cruzar de un lado a otro al haz de tubos, por lo que los deflectores transversales al flujo no son necesarios; en su lugar son usadas placas de soporte para los tubos

- **Número de pasos**

Los pasos en el lado de los tubos del intercambiador ocurren cada vez que el fluido atraviesa al equipo de un lado al otro. El arreglo de los pasos en el lado de los tubos y en la carcaza tiene mucha importancia a la hora del cálculo de la verdadera diferencia de temperaturas entre los dos fluidos y además permiten cambiar la velocidad del fluido al variar su número. Aunque si bien no existen normas al respecto, un sistema base típico de designación para los pasos de un intercambiador es el m/n o $m-n$, donde m y n indican el número de pasos para la carcaza y n para los tubos, respectivamente. Los valores más comunes para m y n son:

- $m = 1$, se trata de una carcaza tipo E.
- $m = 2$ para una carcaza tipo F.
- $m = G, H, J$ o X se especifica el tipo de carcaza según la designación TEMA.
- $m =$ número mayor o igual a tres, se refiere al número de pasos en la carcaza para sistemas no estándar.
- $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, \text{etc.}$, para un número específico de pasos en el lado tubos.
- $n = 2+$, el signo "+" indica un número par no específico de pasos.
- $n = 4+, 6+, 8+, \text{etc.}$, el signo "+" denota múltiplos no especificados de 4, 6, 8, etc. pasos en el lado tubos.

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

- **Número de carcazas y de pasos en la carcaza**

El número total de carcazas o de pasos por la carcaza requerido para un intercambio de calor dado, generalmente, viene fijado por la diferencia que existe entre las temperaturas de salida de ambos fluidos, conocida como la **extensión del cruce de temperatura** y por el factor corrector del LMTD. Este factor debe ser siempre mayor o igual 0,8 pues por debajo existe mucha incertidumbre en su predicción. En un intercambiador de un sólo paso, el valor de F es 0,8 cuando la

diferencia de temperaturas es 0 °C. Incrementar el número pasos por la carcaza permite aumentar la extensión del cruce y/o el valor de F, pero requiere el uso de deflectores longitudinales de diseño removible o soldado. Es bastante difícil estimar con precisión el costo de intercambiadores usando deflectores longitudinales, por lo que se recomienda empezar siempre el diseño con intercambiadores de un sólo paso de coraza.

El número total de carcazas también depende de la superficie de intercambio de calor requerida. Si no hay restricciones en cuanto a la capacidad de manejo del haz de tubos o del equipo de limpieza, el diámetro máximo de la carcaza puede llegar hasta 60 in.

- **Número de pasos de tubos**

Usualmente se trabaja entre 2 y ocho pasos de tubos. Con mas de ocho y menos de dos, la construcción se complica y los costos de fabricación tienden a ser excesivos.

- **Número de tubos**

En relación con el número de tubos que pueden ser acomodados dentro de una carcaza con un determinado diámetro interno, un *pitch*, ángulo de *pitch* y diámetro externo de los tubos dados, depende de:

a) Tipo de intercambiador, lo que va a determinar el límite exterior de los tubos (OTL: *outer tube limit*) esto es el diámetro de la circunferencia más grande que puede ser dibujada, a partir del centro de la carcaza, en donde no puede haber tubos insertados.

b) La presión de diseño, ya que al emplear cabezales flotantes en los intercambiadores y puede reducir el OTL.

c) Número de pasos en el lado tubos, debido a que en el espacio ocupado por las particiones no es posible insertar tubos.

d) Otros factores como el sistema para fijar los tubos, diámetro de las boquillas, etc.

- **Disposición de los fluidos**

La decisión del lugar de circulación de los fluidos depende de las propiedades físicas de los mismos y de ciertas condiciones del proceso.

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

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

En otros casos, puede ocurrir que un fluido presente alternativas de colocarlo en los tubos o fuera de ellos, en esta situación debe elegirse el arreglo que resulte mas económico al diseño como por ejemplo colocar un fluido altamente corrosivo y viscoso en los tubos sacrificando en parte el coeficiente global de transferencia

de calor, pero evitando una corrosión total en el intercambiador.

1.5 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

Cuando el calor fluye desde un fluido que circula por un lado de un tubo a otro que circula por el otro lado del tubo, dicho calor debe vencer las resistencias siguientes:

R_i = Resistencia de la película laminar del fluido en el interior del tubo

r_i = Resistencia del material extraño depositado en el interior del tubo

r_w = Resistencia de la pared del tubo

r_o = Resistencia del material extraño depositado en el exterior del tubo

R_o = Resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo

En la figura 20, se representan estas resistencias.

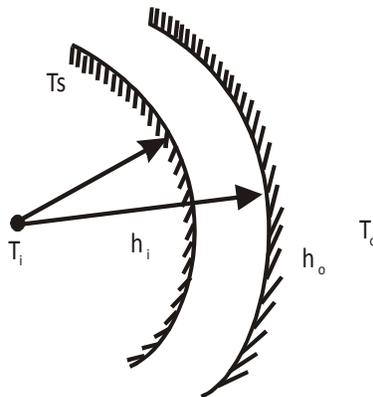


Figura 18. Resistencias al flujo de calor

Nota:

El flujo de calor por unidad de longitud del tubo a través de la película interior del fluido, el ensuciamiento del interior del tubo, la pared, el ensuciamiento y la película laminar en el exterior del tubo, debe ser el mismo.

El flujo de calor entre el fluido que circula dentro del tubo y la superficie interior de la película de ensuciamiento, se expresa por:

$$\frac{Q}{A} = h_i (T_i - T_s)$$

Para el flujo convectivo exterior, el área será A_o y el coeficiente h_o .

Es importante señalar que la transferencia de calor a través de las incrustaciones es por conducción, pero el diseñador, raras veces conoce el espesor o la conductividad de estos depósitos, para ser tratados por tal mecanismo y se prefiere estimar los valores de los factores de ensuciamiento (R_f) por experiencia o tablas estandarizadas. R_f se define en términos del flujo de calor y de la diferencia de temperatura a través de la incrustación.

$$R_f = \frac{\Delta T_f}{Q/A}$$

Entonces:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2K\pi L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}} = \frac{\text{Potencial}}{\text{Resistencia}}$$

En la ecuación anterior, se asume que las incrustaciones tienen espesor despreciable y los valores de r_i , r_o , A_o y A_i son los correspondientes al tubo limpio, independientemente de la incrustación.

Definiendo un coeficiente global de transferencia de calor U^* basado en cualquier área de referencia A^* .

$$Q = U^* A^* (T_i - T_o)$$

Comparando las ecuaciones

$$U^* = \frac{1}{\frac{A^*}{h_i A_i} + \frac{A^* R_{fi}}{A_i} + \frac{A^* \ln(D_o / D_i)}{2K\pi L} + \frac{A^* R_{fo}}{A_o} + \frac{A^*}{h_o A_o}}$$

Frecuentemente, pero no siempre A^* se escoge igual a A_o

$$U^* = U_o$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o}{A_i} R_{fi} + \frac{A_o \ln(D_o / D_i)}{2K\pi L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{R_{io} + r_{io} + r_w + r_o + R_o}$$

Para un caso particular de diseño, por simple inspección de la ecuación anterior se sabe que término o términos predominan (controlan el tamaño del intercambiador). Quizás el coeficiente global de transferencia de calor se puede mejorar cambiando las condiciones de operación o el diseño del intercambiador.

El diseñador debe tener mucho cuidado al calcular el valor de la resistencia mayor, debido a que un error o incertidumbre en los datos, la correlación, o en el cálculo de este término, tiene un efecto desproporcionado en el tamaño del equipo y/o su confiabilidad para realizar el trabajo para el cual fue diseñado.

La ecuación $Q = A_o U_o (T_i - T_o)$ se aplica solamente a un punto en particular, donde el gradiente de temperatura está definido como $(T_i - T_o)$. Para aplicar esta ecuación a un intercambiador, donde las temperaturas de ambas corrientes cambian se expresa en forma no muy rigurosa; pero aceptable para la mayoría de los cálculos ingenieriles como:

$$Q = U_o A_o LMTD$$

LMTD = Diferencia de temperatura media logarítmica

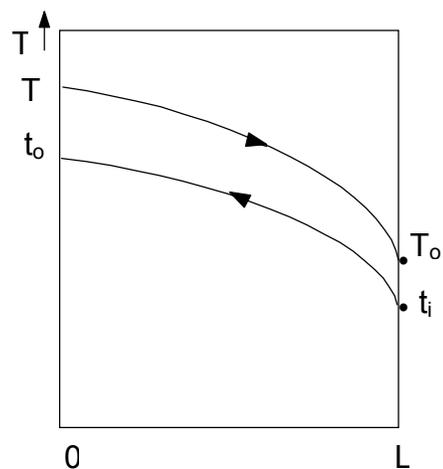
1.6 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

La diferencia de temperaturas en cada punto del intercambiador constituye la fuerza impulsora mediante la cual se transfiere el calor. En el intercambiador los fluidos pueden viajar en contracorriente, paralelo, flujo cruzado o una combinación de ellas, experimentando variaciones de temperatura que no son lineales a lo largo de su recorrido en el intercambiador. Así, la diferencia de temperatura entre los fluidos diferirá punto a punto en el intercambiador.

Mediante un balance diferencial de energía en un punto del intercambiador; se llega a la conclusión de que el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas de los extremos del intercambiador representa la verdadera fuerza impulsora de un intercambiador en contracorriente o en paralelo, siendo a su vez estas medias logarítmicas para cada tipo de flujo, diferentes.

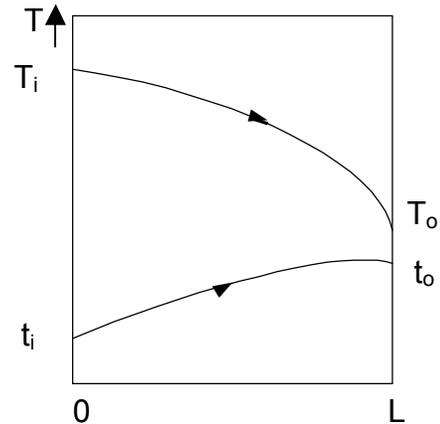
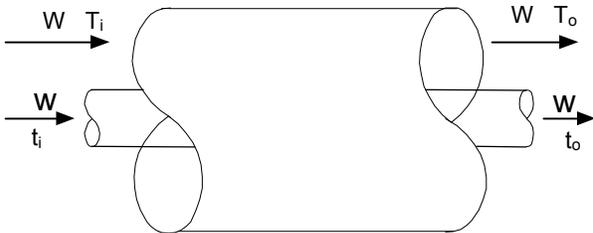
La obtención de la diferencia de temperatura media logarítmica implica dos hipótesis importantes: los calores específicos no varían con la temperatura y los coeficientes de transferencia de calor por convección se mantienen constantes al atravesar el intercambiador de calor. Los fluidos se desplazan, por lo general, en corrientes del mismo sentido o en contracorriente. Ambos casos están representados por los perfiles de temperatura que se indican a continuación

Contracorriente



$$LMTD = \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln\left(\frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}\right)}$$

Paralelo



$$LMTD = \frac{(T_i - t_i) - (T_o - t_o)}{\ln\left(\frac{T_i - t_i}{T_o - t_o}\right)}$$

Para las diferentes configuraciones de flujo mostradas a continuación, calcule la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).

A. Contracorriente

Fluido caliente

300 °F entra

200 °F sale

Fluido frío

150 °F sale

100 °F entra

$$LMTD = \frac{(300 - 150) - (200 - 100)}{\ln\left(\frac{300 - 150}{200 - 100}\right)}$$

$$LMTD = 123.32 \text{ °F}$$

B. Paralelo

Fluido caliente	Fluido frío
300 °F entra	150 °F sale
200 °F sale	100 °F entra

$$\text{LMTD} = \frac{(300 - 100) - (200 - 150)}{\ln\left(\frac{300 - 100}{200 - 150}\right)} \quad \text{LMTD} = 108.2 \text{ °F}$$

A. Contracorriente

Fluido caliente	Fluido frío
300 °F entra	200 °F sale
200 °F sale	150 °F entra

$$\text{LMTD} = \frac{(300 - 200) - (200 - 150)}{\ln\left(\frac{300 - 200}{200 - 150}\right)} \quad \text{LMTD} = 72.13 \text{ °F}$$

B. Paralelo

Fluido caliente	Fluido frío
300 °F entra	200 °F sale
200 °F sale	150 °F entra

$$\text{LMTD} = \frac{(300 - 150) - (200 - 200)}{\ln\left(\frac{300 - 150}{200 - 200}\right)} = \frac{150}{\infty} \quad \text{LMTD} = 0$$

Observación:

Si se quisiera construir un intercambiador con este arreglo y para este servicio particular, el área de transferencia sería infinita, lo cual no es ni económico ni prácticamente realizable.

A. Contracorriente

Fluido caliente		Fluido frío
Vapor H ₂ O 300 °F	(entra)	100 °F entra
Vapor H ₂ O 300 °F	(sale)	275 °F sale

$$LMTD = \frac{(300 - 275) - (300 - 100)}{\ln\left(\frac{300 - 275}{300 - 100}\right)} \quad LMTD = 84.15 \text{ °F}$$

En Paralelo

$$LMTD = \frac{(300 - 100) - (300 - 275)}{\ln\left(\frac{300 - 100}{300 - 275}\right)} \quad LMTD = 84.15 \text{ °F}$$

Si uno de los fluidos se comporta isotérmicamente es irrelevante la configuración del flujo. En ciertas aplicaciones puede ser ventajoso utilizar arreglos en co-corriente o paralelo en vez de contracorriente, motivado a que este arreglo de flujo produce una temperatura de pared más uniforme, lo que minimiza el “stres” térmico, origina una temperatura máxima más baja en la pared del tubo, lo cual eliminar problemas de ensuciamiento, descomposición del fluido y selección del material del tubo.

Por una gran variedad de razones se prefieren los arreglos que son un compromiso entre co-corriente, contracorriente, cruzado, entre otros y al cálculo de LMTD se le debe aplicar un factor de corrección.

La figura 19, representa lo anteriormente expuesto.

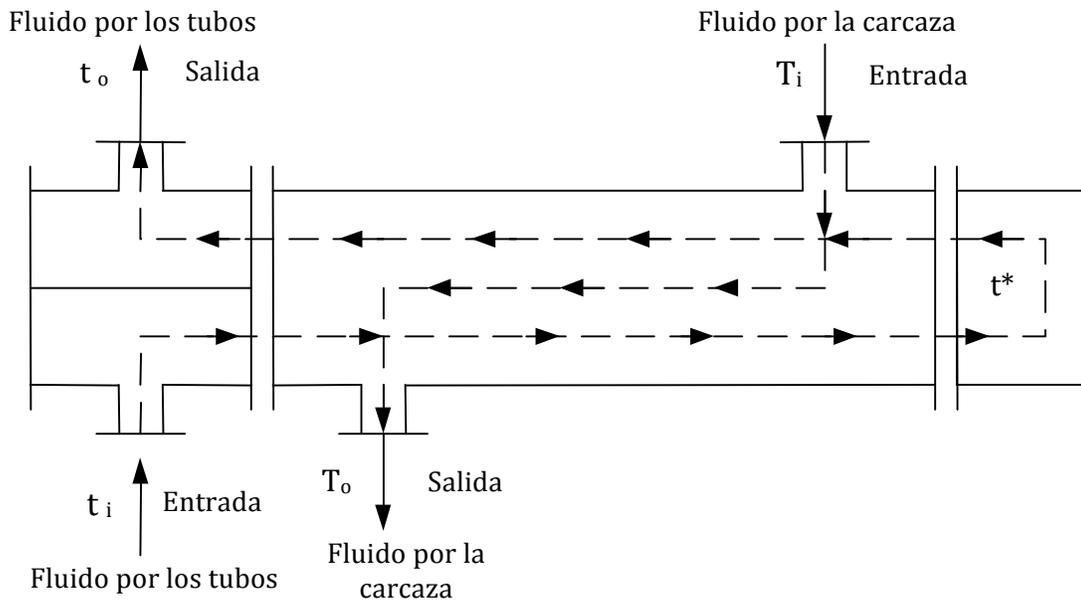


Figura 19. Intercambiador 1 – 2 de carcasa y tubo

En este tipo de arreglo, el primer paso por los tubos y el fluido de la carcasa están en contracorriente, mientras que el segundo pase por los tubos y el fluido por la carcasa están en paralelo.

A menudo en la practica es necesario prever diferentes corrientes de circulación de los medios, para evitar la obtención de coeficientes de transferencia de calor demasiado bajos por uno de los lados como consecuencia de velocidades reducidas. De este modo, el factor F_t es el factor de corrección por el que es preciso multiplicar la diferencia media de temperaturas en contracorriente pura, para obtener el valor de la diferencia media de temperatura correspondiente a la disposición considerada de las corrientes de circulación de los medios.

Según un trabajo de Nusselt, la diferencia media de temperaturas para corrientes cruzadas, puede obtenerse multiplicando la diferencia media de temperaturas en contracorriente por una función F_t que depende de dos parámetros denominados R y S . Los valores de corrección F_t se han representado gráficamente para diversos intercambiadores de calor. Cuando interviene un cambio de fase, tal como en el caso de la condensación o la ebullición, el fluido permanece normalmente a una temperatura prácticamente constante y las relaciones se simplifican.

La notación (T , t) se usa para especificar las temperaturas del fluido, con la variable t siempre asignadas al fluido del lado del tubo. Con esta convención no importa si el fluido caliente o fluido frío fluye a través de los tubos o por el exterior de los mismos. Si el cambio de temperatura de un fluido es despreciable, F_t es 1, tal como sería el caso si uno de los fluidos experimenta un cambio de fase.

Los valores que se encuentran en la abscisa (S) son para la relación de temperatura adimensional, que representa la ganancia (o caída) de temperatura del fluido que va por los tubos y la máxima diferencia de temperatura en el intercambiador de calor.

$$S = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$$

mientras que el parámetro R es la razón entre la ganancia (o caída) de temperatura del fluido que va por el exterior de los tubos y la caída o (ganancia) de temperatura del fluido que va por los tubos.

$$S = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}$$

El parámetro R es el cociente de los productos de calor específico por flujo masico de cada uno de los fluidos. El parámetro S es una especie de “eficiencia térmica” porque es el cociente de la diferencia de temperaturas del fluido que va por los tubos (proporcional a la energía intercambiada en forma de calor) sobre la

diferencia de temperaturas de entrada (representa la fuerza impulsora para el intercambio de calor).

Para cualquier arreglo, $F_T < 0.75$ es inaceptable. Según Kern, recomienda no diseñar intercambiadores 1-2 con $F_T < 0.75$.

En un intento para obtener valores de F_T cercanos o iguales a uno, algunos fabricantes diseñan intercambiadores de carcaza y tubos con baffles longitudinales con la finalidad de obtener siempre flujos en contracorriente y obtener valores de $F_T = 1$. Tales arreglos se conocen comúnmente como intercambiadores tipo (2-2) y son más efectivos que los (1-2) para la recuperación del calor.

Generalmente se utilizan dos o más pasos por los tubos y el uso de hasta 6 carcazas en serie es bastante común. Teóricamente, a medida que el número de carcazas tiende a infinito F_T tiende a 1, debido a que el flujo se aproxima a flujo en contracorriente. *En la guía de tablas y gráficos del tema N° 4 Intercambiadores de calor se muestran las figuras para cada arreglo de intercambiador.*

1.7 TEMPERATURA CALORICA

En el intercambio de calor fluido-fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que el fluido se enfría. El flujo frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Hay una terminal caliente T_1-t_2 y una terminal fría T_2-t_1 , y los valores de h_o y h_i varían a lo largo del tubo para producir una U mayor en la terminal caliente que en la fría.

El uso de las temperaturas calóricas para determinar las propiedades de los fluidos, es una excelente aproximación para considerar el efecto del cambio de la viscosidad con respecto a la longitud del intercambiador.

La temperatura calórica del fluido caliente T_c se expresa por:

$$T_c = T_{\text{salida}} + F_c (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})$$

y para el fluido frío

$$t_c = t_{\text{entrada}} + F_c (t_{\text{salida}} - t_{\text{entrada}})$$

F_c es la fracción calórica

Para hidrocarburos F_c se obtiene conociendo los rangos de temperatura, la gravedad API y los valores del factor K_c de los cuales, se toma el mayor por ser el de la película controlante. En la figura 20 se presenta lo anteriormente expuesto.

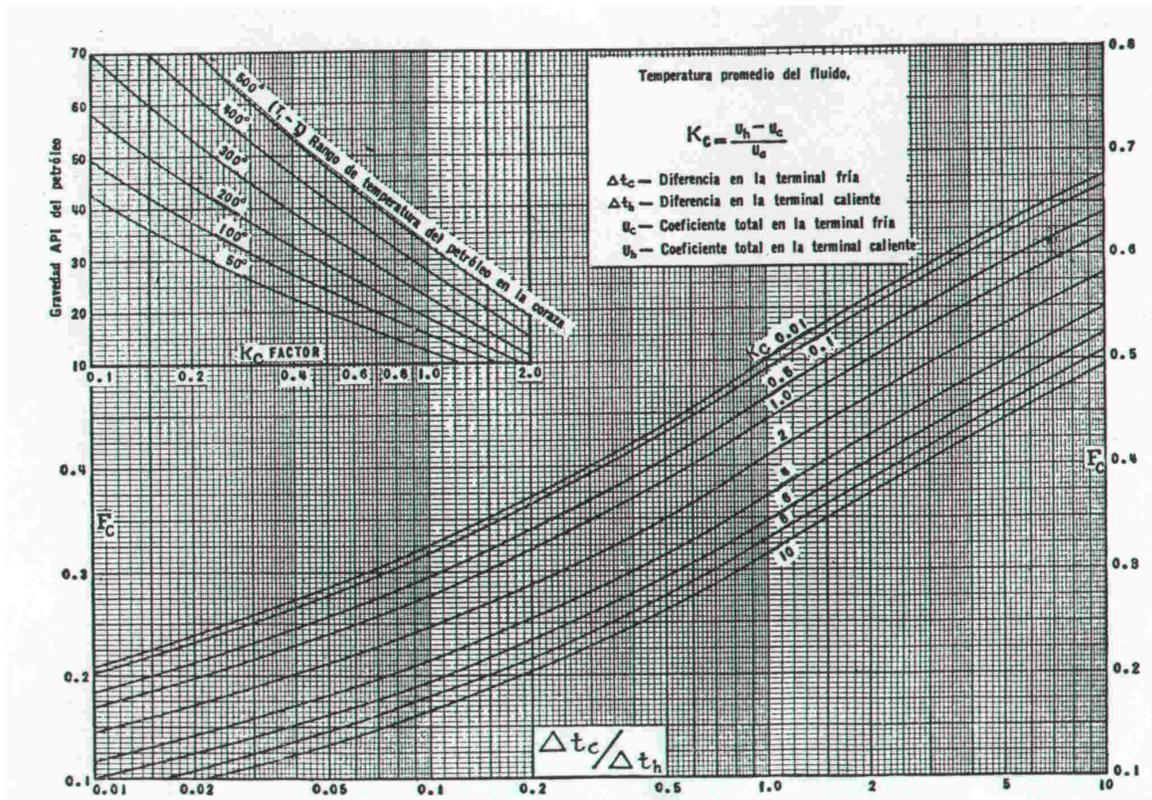


Figura 20. Relación entre los terminales caliente y fría –Vs- F_c

1.8 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR – U_o

Cuando el calor fluye desde un fluido que circula por un lado de un tubo a otro fluido que circula por el otro lado del tubo, dicho calor debe vencer las resistencias siguientes:

- R_{i_o} , resistencia de la película laminar del fluido en el interior del tubo, referida al área externa del tubo.
- r_{i_o} , resistencia (factor de ensuciamiento) del material extraño depositado en el interior del tubo, referida al área externa del tubo.
- r_w , resistencia de la pared del tubo.
- r_o , resistencia (factor de ensuciamiento) del material extraño depositado en el exterior del tubo.
- R_o , resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo.

La suma de estas cinco resistencias se denomina resistencia total R_t y se define como:

$$U_o = 1/ R_t$$

Los factores de ensuciamiento r_{i_o} y r_o se estiman basados en la experiencia o utilizando los valores típicos que se muestran en la tabla 1 y 2 . El término r_w se calcula a partir del espesor y la conductividad térmica del metal. R_{i_o} y R_o son funciones de la velocidad másica y de las propiedades físicas del fluido y se evalúan a partir de las correlaciones dadas en términos de h_{i_o} y h_o , donde $1/R_o = h_o$ y $1/R_{i_o} = h_{i_o}$. Los términos “h” se denominan “coeficientes de película”.

Los términos de resistencia se expresan por unidad de área (m^2 o pie^2). El área se refiere a los metros cuadrados (pie^2) de superficie, donde ocurre la resistencia. Como las resistencias se suman para obtener una resistencia total, cada resistencia debe estar referida a una misma área, en lugar de su propia área. Esto racionaliza los términos y hace posible que puedan adicionarse. Es práctica común utilizar el área externa de los tubos, como base para los cálculos y la especificación de los intercambiadores. Esto se indica normalmente con el subíndice “io”, como se mostró anteriormente. Por ejemplo, “ h_{i_o} ” es el “coeficiente

interno” basado en el área externa del tubo. Para un tubo, $h_{i0} = h_i(d_i/d_o)$, donde h_i es el “coeficiente interno” basado en el área interna del tubo.

a) Temperatura de la pared

Es importante porque permite verificar si el material del tubo es apropiado para el proceso y además, se requiere para el diseño térmico cuando las propiedades de transporte de los fluidos varían a lo largo del intercambiador.

ϕ = coeficiente de corrección por viscosidad

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Donde:

μ = viscosidad en el seno del líquido

μ_w = viscosidad a la temperatura de la pared

En el caso de líquidos, la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura y ϕ es mayor que uno si el líquido se calienta y menor que uno si se enfría.

Para gases y líquidos no viscosos ϕ generalmente se asume igual a uno. Debido a la variación de la viscosidad de los fluidos caliente y frío a lo largo del intercambiador los coeficientes individuales de transferencia de calor también lo hacen así como, el coeficiente global de transferencia U_o .

Las propiedades de transporte de los fluidos se evalúan a las temperaturas calóricas respectivas, de las correlaciones experimentales se calculan los coeficientes individuales de transferencia como una función de ϕ y se obtienen los valores de h_o/ϕ_s y h_i/ϕ_t para el lado de la carcaza y los tubos respectivamente.

Si el fluido caliente circula por el exterior del tubo, la temperatura de la pared se calcula utilizando cualesquiera de las siguientes ecuaciones:

$$t_w = t_c + \frac{h_o / \phi_s}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_c - t_c)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_{io} / \phi_t}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_c - t_c)$$

si el fluido caliente circula dentro del tubo

$$t_w = t_c + \frac{h_{io} / \phi_t}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_c - t_c)$$

$$t_w = t_c - \frac{h_o / \phi_s}{h_{io} / \phi_t + h_o / \phi_s} (T_c - t_c)$$

donde:

t_w es la temperatura de la pared

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_E} \right)$$

Se evalúa la viscosidad a la temperatura de la pared (t_w) y se corrige el valor de los coeficientes individuales de transferencia de calor, multiplicando los valores obtenidos en función de ϕ por $(\mu/\mu_w)^{0.14}$.

b) Factores de ensuciamiento

Las resistencias a la transferencia de calor debidas al ensuciamiento son causadas por sedimentos, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes internas y externas de los tubos de los intercambiadores de calor, cuando éstos se encuentran en servicio. Los valores que se utilizan en el diseño toman en cuenta las resistencias que se esperan durante la operación normal del equipo y

un tiempo de servicio razonable entre los períodos de limpieza. Los factores de ensuciamiento se representan con los símbolos r_{io} y r_o .

c) Coeficiente limpio de transferencia de calor

El coeficiente limpio U_c , es el coeficiente total que puede esperarse cuando un intercambiador nuevo se coloca por primera vez en servicio.

$$\frac{1}{U_c} = R_c$$

$$\frac{1}{U_c} = R_{io} + R_o + r_w + F_1$$

Donde $F_1 = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W} = 0,0001 \text{ hpie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$

F_1 representa la resistencia estimada por el ensuciamiento de un intercambiador nuevo debido a los lubricantes utilizados durante la expansión de los tubos y la corrosión causada por la prueba hidrostática del equipo, entre otros.

Relación entre U_o y U_c

$$\frac{1}{U_o} = R_{io} + r_{io} + r_w + R_o + r_o$$

$$\frac{1}{U_c} = R_{io} + R_o + r_w + F_1 \quad U_c > U_o \text{ siempre}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{U_c} + r_{io} + r_o - F_1$$

Unidades

$$\frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

$$S_i r_{io} + r_o = R_d$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{U_c} + R_d - F_1$$

$$R_d = \frac{U_c - U_o}{U_o \times U_c} + F_1$$

Cuando se desea conocer la velocidad a la cual se acumula lodo, barro o cualquier incrustación sobre un área de transferencia A, se procede de la siguiente manera:

- Q se calcula por balance de energía.
- $U_o = \frac{Q}{A \Delta T_{me}}$ (Calcular U_o)
- ΔT_{me} cambia a medida que se acumula lodo y se debe calcular a partir de temperaturas observadas (medidas).
- U_c no varía si la incrustación o lodo no altera la velocidad másica del fluido, reduciendo el área de flujo.
- Calcular $R_d = \frac{U_c - U_o}{U_o \times U_c} + F_1$
- Si R_d (depositado) > R_d (permitido) el aparato debe ser limpiado.

1.9 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCAZA Y TUBOS

Conocidas las condiciones de proceso de los fluidos tales como: temperaturas de entrada y salida, flujos másicos, caídas de presión permitidas y factores de ensuciamiento. El diseño de un intercambiador de calor consiste en un conjunto sistemático de cálculos de suposiciones y pruebas, mediante comparación con parámetros preestablecidos como lo son el área de intercambio de calor y caída de presión permisibles para cada fluido en el lugar respectivo de circulación. Si la comparación no resulta satisfactoria en base a ciertos criterios que se establecerán en una sección posterior, se debe iniciar una nueva prueba cambiando algunos parámetros supuestos inicialmente como por ejemplo coeficiente de diseño, número de pasos por los tubos, tamaño de carcasa, espaciado entre los deflectores y otros.

En el diseño de un intercambiador de calor, es importante conocer el efecto que producen las variables que intervienen en él, tales como dimensiones, arreglos de tubo, espaciado entre los deflectores, velocidades másicas, las que producen cambios en los coeficientes de transferencia de calor individuales y globales, repercutiendo en forma directa sobre el área de transferencia de calor del equipo.

Conocer los cambios que introducen las variables de diseño sobre este, permite reducir tiempo considerable en el método de prueba y error que será aplicado para estimar el intercambiador necesitado para un servicio en particular. Iniciando los tanteos en base a recomendaciones de tipo práctico y modificando las variables según criterios a exponer se consigue en pocas pruebas el diseño solicitado.

PROCEDIMIENTO GENERAL DE DISEÑO

En el diseño de un intercambiador de calor, las incógnitas existentes son el coeficiente global de transferencia de calor (U_o) y el área de transferencia de calor. Si se supone un valor de U_o obtenido según valores dados para combinaciones de las sustancias más comunes en experiencias, se puede obtener un primer valor de

prueba del área. Combinando el valor del área con una longitud, diámetro interno y arreglo de tubos se puede determinar el tamaño de una carcasa que servirá de prueba en el diseño.

Luego de determinar el lugar de circulación de los fluidos en base a recomendaciones dadas se elige un número de pasos de prueba para los tubos. Los mayores números de pasos producen mayores coeficientes de transferencia de calor acompañados de mayores caídas de presión en los tubos. Las pruebas del número de pasos en los tubos pueden iniciarse comenzando por los mayores valores tratando de situar la velocidad másica entre 750.000 Lb/h y 1.500.000 Lb/h para fluidos con una caída de presión permisible de 10 Psi. Un número de pasos por los tubos supuesto satisfactoriamente conduce a un valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos h_i mayor que el valor del U_o supuesto y la caída de presión no excederá la permitida para el fluido en cuestión.

Si el número de pasos es incorrecto, la caída de presión es mayor que la tolerada y será necesario disminuir el número de pasos al inmediato inferior, seleccionando un nuevo número de tubos y efectuando el cálculo correspondiente una vez más.

Una alternativa que existe cuando para una carcasa dada ninguno de los pasos permite una caída de presión razonable, es disminuir o aumentar el tamaño de la carcasa e iniciar el tanteo con el número de pasos nuevamente. Entendiéndose por caída de presión no razonable aquella demasiado pequeña (inferior a 0,5 psi) o aquella que supere los 10 psi, que es lo considerado económicamente razonable.

Satisfechos los requerimientos de caída de presión para el lado de los tubos el cálculo se desplaza hacia el lado de la carcasa. Se inicia la prueba asumiendo un espaciado entre los deflectores (B) que puede variar en un amplio rango $1/5 D_i < B < D_i$ siendo D_i , el diámetro interno de la carcasa. El cálculo se puede iniciar partiendo del menor de los espaciados $1/5 D_i$, que origina mayor turbulencia

produciendo mayores coeficientes de transferencia de calor a expensas de mayor caída de presión.

Mientras menor es el corte de los deflectores, mayor es la turbulencia provocada, mayores son los coeficientes de transferencia de calor y mayores son las caídas de presión en la carcasa. La experiencia ha demostrado que cortes de 25% dan coeficientes bastante altos con valores moderados de caídas de presión.

Es recomendable no operar con las condiciones extremas del espaciado de deflectores, ya que distancias muy cortas pueden producir excesivas fugas entre los deflectores y la carcasa, y muy amplias tienden a convertir el flujo en axial en lugar de a través del haz de tubos lo que disminuirá el coeficiente de transferencia de calor.

El espaciado de los deflectores se revisa mediante el cálculo de la caída de presión. Cuando se consigna un espaciado que satisfaga la caída de presión, se procede a estimar el coeficiente de transferencia de calor para la carcasa. Se evalúa el coeficiente de transferencia de calor U_o requerido por el problema haciendo uso del factor de obstrucción combinado para las dos corrientes de fluido. Se determina el área de transmisión requerida y se procede a compararla con el área disponible de acuerdo al tipo de arreglo seleccionado.

Si el área disponible es superior al área requerida en más del 15% se ha supuesto un coeficiente U_o muy bajo y debe aumentarse. Puede aumentarse seleccionando el tamaño de carcasa inmediato inferior e ir disminuyéndolo gradualmente o tomar el U_o requerido por el problema en el último cálculo, disminuirlo entre 5% y 10% e iniciar de nuevo el cálculo.

Si el exceso de área está ubicado entre un 10% y 15% y se requiere bastante proximidad a las temperaturas de proceso se puede variar un poco más los baffles separándolos hasta alcanzar solo un exceso de área inferior al 10%. Al espaciar

los deflectores el coeficiente de transferencia de calor por que se aproxima al área disponible.

Si el área requerida por el problema es inferior al área disponible se ha supuesto un U_D muy alto. Se amplía la carcasa al tamaño inmediato superior o se disminuye el valor del U_D obtenido en el problema entre 5% y 10% según la deficiencia del área y se evalúa de nuevo el problema hasta que sea satisfactoria la condición impuesta al área. Si el área obtenida es solo inferior en 10% a la requerida, el problema está terminado.

Todo el planteamiento hecho para la estimación del intercambiador apropiado al servicio exigido, debe conducir al intercambiador más pequeño posible que cumpla con los requerimientos antes expuestos.

CALCULO TIPICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS

El diseño de un intercambiador de calor o asociación de varios de estos en serie, se deben seguir en forma sistemática el orden de cálculo a presentar.

1. Especificar las condiciones de proceso de los fluidos como temperaturas de entrada y de salida, flujos máxicos, caídas de presión toleradas a cada fluido y factores de obstrucción.
2. Empleando las condiciones de proceso para cada fluido, se determina el calor específico a la temperatura media de cada uno y se determina el calor a transferir.

$$Q = W \cdot C_p \cdot \Delta T = w \cdot c \cdot \Delta T$$

3. Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD.

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

siendo T : fluido caliente; t : fluido frio; 1: Entrada; 2: Salida

Se determina el factor F de corrección de la LMTD para un arreglo 1-2. Si es menor a 0,75 se determina para arreglos 2-4, 3-6, 4-8, 5-10, y así sucesivamente hasta encontrar el que supere 0,75. De acuerdo al arreglo satisfactorio se determina el arreglo de intercambiador a usar en el diseño.

4. Se determinan las temperaturas de diseño para cada fluido. Se determina la viscosidad de los fluidos a T_{ci} y T_{ho} (terminal frio), el rango de enfriamiento o calentamiento de cada uno y la diferencia de temperatura entre los mismos en cada extremo del intercambiador. Si se cumple que:
 - La viscosidad para ambos fluidos es inferior a 1cP
 - El rango de temperatura está entre 50 y 100°F
 - La diferencia de temperatura en los extremos es inferior a 50°F

Se pueden aproximar la temperatura de diseño del intercambiador a las temperaturas medias de cada fluido y el factor ϕ de corrección puede asumirse como la unidad para fluido no viscoso. En caso contrario deben evaluarse las temperaturas calóricas.

5. Si se fijan las características de los tubos o se siguen las recomendaciones dadas por el problema en particular para algún tipo específico de tubos. Teniendo presente el espacio que puede ocupar el intercambiador, se recomienda el empleo de longitudes grandes de tubos como 16 o 20 pies, así como un arreglo en el cabezal de tubos de tipo triangular.

Si se han de fijar las características del tubo, se recomienda iniciar las pruebas con tubos de diámetros pequeños como $\frac{3}{4}$ " de diámetro externo y aumentarlo si es necesario, siempre y cuando el fluido no sea muy corrosivo o presente características de ensuciamiento en cuyo se recomiendan diámetros externos mayores como 1", 1 $\frac{1}{4}$ " o 1 $\frac{1}{2}$ " para condiciones muy severas en cuanto a deposición de sólidos con formación de incrustaciones.

Una primera aproximación de tubos a utilizar es: **Diámetro 3/4 in, Separación triangular a 1 in con 16 ft de largo y espesor 14 BWG.**

Estas recomendaciones conducen a obtener altos coeficientes de transferencia de calor, que se traducen en una reducción del área de transferencia y consecuentemente en la economía de costo y mantenimiento del equipo. Si el arreglo supuesto conduce a caídas de presión muy elevadas se procede a aumentar el diámetro o la longitud a cambiar el arreglo por un tipo cuadrado.

6. Se procede a la selección del coeficiente total de transferencia de calor U_o como primera prueba. Se supone un valor tentativo de U_o de la Tabla 1 y 2, asumiendo el más alto posible para garantizar un área mínima.

En esta tabla aparecen combinaciones para las sustancias más comunes en el intercambio calórico en el lado de los tubos y en la carcasa, basadas en datos experimentales. Para el uso de la tabla los compuestos orgánicos de acuerdo a su viscosidad se clasifican así:

- Livianos: $\mu < 0.5 \text{ cP}$
- Medios: $0.5 \text{ cP} < \mu < 1 \text{ cP}$
- Pesados: $\mu > 1 \text{ cP}$

7. Mediante la ecuación de diseño, se determina el área de transferencia de calor.

$$A_o = \frac{Q}{U_o \cdot MTD}$$

Con el diámetro externo y la longitud del tubo seleccionada se calcula el número de tubos para iniciar el tanteo por intercambiador.

$$Nt = \frac{A_o}{\pi \cdot D_{ext} \cdot L}$$

8. Se determina el sitio de circulación para cada fluido en base a los criterios recomendados.
9. Debe asumirse un número de pasos por los tubos para cada intercambiador igual para todo arreglo si existe más de un intercambiador. Puede asumirse el número más alto posible de pasos y chequear en forma rápida que la velocidad másica no

exceda 1.500.000 Lb/h.pie² fijando el que cumpla esta restricción. Un alto número de pasos conduce a altos coeficientes de transferencia de calor.

10. Con el número de tubos aproximado calculado anteriormente, el número de pasos supuesto y el arreglo de tubos fijado se determina en las Tablas 4 y 5, el número más cercano de tubos al anterior que puede ser superior o inferior.

Este será el número de tubos supuesto por cada intercambiador asociado al arreglo si existe. De esta forma queda seleccionado un tamaño de carcasa de prueba que se lee también en dichas tablas.

11. Se determina el área de intercambio calórico por intercambiador en base al número de tubos y longitud de los mismos antes hallada.

$$A_o = N_t \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot L$$

Se calcula el área total del arreglo si existe o del intercambiador solo, y se evalúa el coeficiente de diseño nuevo o el valor corregido del supuesto inicialmente.

$$U_o = \frac{Q}{A_o \cdot MTD}$$

Calculo del lado de los tubos:

12. Se determina el área de flujo por intercambiador y número de pasos por los tubos. Se calcula la velocidad másica correspondiente.

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 \cdot n}$$

Siendo N_t : Número de tubos; a'_t : Área de flujo por tubo, (pulg²);

n : Número de pasos en los tubos

El área de flujo por tubo se obtiene en la Tabla 6 de los anexos.

$$G_t = \frac{w}{a_t}; \frac{Lb}{(h) \cdot (\text{pie}^2)}$$

Donde: w : Flujo másico del fluido; a_t : área de flujo del fluido por los tubos

Se calcula la velocidad lineal

$$V_t = \frac{G_t}{3600 * \rho_t}$$

Donde V : pies/s ; G_t : Lb/h.pies²; ρ_t : Lbm/pie³

13. Se determinan el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica para el fluido que circula por los tubos a la temperatura calórica o media (según sea el caso). Se determina el número de Reynolds en los tubos.

$$Re_t = \frac{D_{interno} \cdot G_t}{\mu}$$

El diámetro interno se obtiene de la Tabla 6.

$D_{interno}$: Diametro interno del tubo, (pies);

$G_t =$ Velocidad masica para los tubos, $\left(\frac{Lbm}{h.pie^2}\right)$

$\mu =$ viscosidad del fluido por los tubos, $\left(\frac{Lbm}{h.pie}\right)$

Para transformar viscosidad, centipoises * 2,42 = $\frac{Lbm}{pie.h}$

14. Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos, h_i , asumiendo inicialmente que el factor de corrección de viscosidades es igual a la unidad lo que luego será comprobado.

$$h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} \phi_t$$

j_H : Factor para transferencia de calor, adimensional

k : Conductividad termica, BTU/(h)(pie²)(°F/pie);

$Cp =$ Calor especifico del fluido, BTU/h.°F

μ : Viscosidad, centipoises * 2,42 = Lb/(pie)(h)

$\phi =$ Relacion de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0,14}$

D : Diametro interior de los tubos, pies

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \frac{DI}{DE}$$

El coeficiente obtenido se corrige para el área referida al diámetro exterior. Si el valor de h_{i0} es relativamente mayor que el valor del U_o corregido se procede a determinar la caída de presión en los tubos. En caso de ser h_{i0} menor que el U_o corregido debe aumentarse el área de transferencia supuesta disminuyendo U_o . Puede aumentarse el área aumentando el tamaño de la carcasa al inmediato superior e iniciar de nuevo la prueba con la suposición del número de pasos hasta satisfacer esta condición.

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot S \cdot \phi_t}$$

ΔP_t : Caída de presión de los tubos, (Lbf/pulg²)

f : factor de fricción, (pies²/pulg²); L : longitud del tubo, (pies)

D : Diámetro interior de los tubos, (pies); n : número de pasos en los tubos

G_t : Velocidad masica, (Lb/h.pie²); S : Densidad relativa;

$\phi =$ Relación de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0,14}$

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot V^2}{S \cdot 2 \cdot g'}$$

ΔP_r : Caída de presión de regreso; (Lbf/pulg²)

n : Numero de pasos en los tubos; V : Velocidad, (pps)

S : Densidad relativa; g' : Aceleracion de gravedad, $(\frac{\text{pies}}{s})$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

Calculo del lado de la carcasa:

- Se supone un espaciado de deflectores acotado entre $1/5 \cdot D_i' < B < D_i'$ el diámetro interno de la carcasa, teniendo en cuenta que los menores espaciados entre deflectores producen mayores coeficientes de transferencia de calor pero también mayores caídas de presión. El cálculo se puede iniciar con $1/5 \cdot D_i'$ e ir aumentándolo hasta que se cumpla con la caída de presión impuesta al fluido en la carcasa.

16. Se evalúa el área de flujo a través del banco de tubos para un intercambiador de un solo paso en la carcasa bien sea uno o varios asociados en serie.

$$a_s = \frac{DI * C' * B}{144 * P_T}$$

donde

a_s : Área de flujo de la carcasa (pies²); DI : diámetro interno de la carcasa (pulg);

C' : Claro o ligadura (pulg)

B : Espaciado □ el deflector (pulg); P_T : Espaciado entre tubos adyacentes (pulg)

Para un intercambiador 2-4 el flujo será la mitad por la presencia del bafle longitudinal. Se evalúa la velocidad másica del fluido.

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

W : Flujo masico del fluido $\left(\frac{Lbm}{h}\right)$;

a_s : area de flujo del fluido por la carcasa (pies²)

Se calcula la velocidad lineal

$$V_s = \frac{G_s}{3600 * \rho_s}$$

Donde V : pies/s ; G_s : Lb/h.pies²; ρ_s : Lbm/pie³

17. Se determinan el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica para el fluido que circula en la carcasa a la temperatura calórica o media (según sea el caso), y se determina el número de Reynolds para la carcasa.

$$Re_s = \frac{D_e * G_s}{\mu}$$

D_e = Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, (pies)

G_s = Velocidad masica para la carcasa $\left(\frac{Lbm}{h.pie^2}\right)$

μ = viscosidad del fluido por la carcasa, $\left(\frac{Lbm}{h.pie}\right)$

18. Se calcula la caída de presión en la carcasa. Se asume que el factor de corrección de viscosidades es similar a la unidad para luego corregirse. Para un arreglo del tipo 2-4, el número de cruces (N+1) será el doble al estar colocados los baffles arriba y abajo del deflector longitudinal. Para un arreglo en serie el número de cruces será el número de cruces por intercambiador por el número de intercambiadores asociados en serie.

$$\Delta P = f \cdot \left[\frac{D_s \cdot (N + 1)}{D_e} \right] \cdot \frac{G_s^2}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot S \cdot \phi_s}$$

Numero de cruces,

$$N + 1 = 12 \frac{L}{B}$$

f : factor de fricción, (pie²/pulg²); D_s : Diametro interno de la carcaza, (pies);
 D_e : Diametro equivalente para la transferencia de calor y caída de presión, (pulg)
 G_s : Velocidad masica, (Lb/h.pie²); S : Densidad relativa;
 $\phi =$ Relación de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0,14}$

Si la caída de presión es superior al valor impuesto al fluido en la carcasa (10 psi usualmente) se procede a ampliar el espaciado de los baffles hasta que sea satisfactorio. De ser las caídas de presión muy elevadas se puede cambiar el corte de deflectores de 25% a 35% o 45% según sea el caso.

19. Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, h_o ; asumiendo inicialmente que el factor de corrección de viscosidades es igual a la unidad, lo que luego será comprobado.

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

j_H : Factor para transferencia de calor, adimensional

k : Conductividad termica, BTU/(h)(pie²)(°F/pie);

Cp = Calor especifico del fluido, BTU/h. °F

μ : Viscosidad, centipoises * 2,42 = Lb/(pie)(h)

$\phi =$ Relación de viscosidad, $(\mu/\mu_w)^{0,14}$

D_e : Diametro equivalente para la transferencia de calor, pies

20. Para el primer chequeo del área en exceso sobre la requerida se puede prescindir del cálculo de la temperatura de la pared para evaluar los factores de corrección de viscosidades y corregir los coeficientes. De esta manera se está seguro de que la solución es correcta. Si el área en exceso cumple los requisitos o se está efectuando la segunda prueba se determinan las temperaturas de la pared correspondientes.

Si estas difieren apreciablemente de la temperatura de diseño de los fluidos, media o calórica, se determinan los factores de corrección evaluando la viscosidad de cada fluido a la temperatura de pared correspondiente y se corrigen los coeficientes de transferencia de calor. Recuerde que esto implica un proceso iterativo hasta que se logre la convergencia en cada una de las temperaturas de pared correspondientes.

21. Se determina el valor del coeficiente global de transferencia de calor U_o empleando los factores de obstrucción para cada corriente.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + r_w + r_o + r_{io}}$$

22. Mediante la ecuación de diseño se evalúa el área requerida por el problema y se compara con el área disponible calculada en base al número de tubos, longitud y diámetros elegidos.

$$A_o = \frac{Q}{U_o \cdot MTD}$$

Se presentan dos casos:

- a) Si el área requerida es superior a la disponible se ha supuesto un valor de U_o muy alto y debe disminuir aumentando el tamaño de la carcasa al inmediato superior; o de una forma un poco más rápida disminuyendo el U_o supuesto anteriormente en un 5% aproximadamente y repitiendo el cálculo.
- b) Si el área disponible es superior a la requerida se tiene que:
 - Si el área en exceso es inferior al 10%, el problema se considera terminado.

- Si el área en exceso está ubicada entre un 10% y 15% y las condiciones de proceso exigen una buena cercanía de temperaturas de salida pueden espaciarse los baffles para aumentar el área requerida hasta que el exceso del área sea inferior al 10%. Si se requiere mucha aproximación se procede a reducir el tamaño de la carcasa al inmediato inferior calculando de nuevo el intercambiador, en caso contrario se puede dar por terminado el problema.
- Si el porcentaje de exceso del área es superior al 15% se disminuye el tamaño de la carcasa al inmediato inferior en la tabla correspondiente al arreglo elegido, o se toma el valor de U_o obtenido en la última prueba y se disminuye en un 5% o 10% aproximadamente y se inicia de nuevo el cálculo.

24. Cumplidos todos estos requisitos el intercambiador diseñado es el apropiado para el servicio deseado.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Kern, D.Q. (1974). Procesos de Transferencia de Calor, 8ª impresión. CECSA. México.

Gonzalez, D. (2002). Guías de intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones. Universidad Simón Bolívar. Departamento de Termodinámica y Fenómenos de superficie.

Rosas, L. Guía Intercambiadores de calor. UNEFM.

Welty, J. R., C. E. Wicks y R. E. Wilson, Fundamentos de Transferencia de Calor, Masa y Momento, Editorial Limusa, México (1991).

Shilling, R et al. (1999). Heat Transfer Equipment. Mc Graw Hill.

Harrison Jim. (1999). Standars of the tubular Exchanger Manufacturers association. 8va edición.