4 INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS

4.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

El diseño y construcción de los primeros intercambiadores de carcasa y tubos se inicio en los primeros años del siglo cuando se construyeron la primeras plantas de producción de energía eléctrica y eran necesarios grandes intercambiadores como condensadores y calentadores de agua. Actualmente se siguen utilizando intercambiadores de carcasa y tubos para este servicio aunque su diseño se ha sofisticado bastante.

En la industria también se empezó ha utilizar a principios de siglo con el desarrollo de la industria del petróleo que requería donde se utilizaron como calentadores, reboilers y condensadores para servicios con productos orgánicos normalmente bastante sucios y a altas temperaturas y presión. Desde el principio los problemas que presentaban estos intercambiadores no eran problemas de transferencia de calor o pérdida de carga, que se fueron estimando con la practica, sino más bien problemas con los materiales de construcción como los ocasionados por el stress térmico o problemas con las juntas entre los tubos y la placa de tubular. Hoy en día, aunque se ha avanzado mucho en este sentido estos problemas siguen ocasionado las averiasen estos equipos.

En los años 20 la tecnología de los intercambiadores de carcasa y tubos estaba bastante desarrollada y grandes unidades de hasta 500 m^2 fueron construidas para la creciente industria del petróleo.

Con la implantación de estos equipos surgió la necesidad de elaborar standards para el diseño mecánico tanto por cuestiones de seguridad, control de calidad y uniformidad de equipos. El primer de estos documentos fue TEMA del año 1941. Hoy en día con su sexta edición se sigue considerando el standard en todo el mundo.

Entre los años 40 y 50 se llevo a cabo una intensa labor de investigación que permitió establecer la bases de calculo de estos intercambiadores para los diversos servicios y resolver la mayoría de los problemas mecánicos en la construcción.

La construcción de los intercambiadores de carcasa y tubos se ha ido desarrollando a lo largo de los años y se han convertido en los intercambiadores más ampliamente utilizados por su construcción robusta y por la gran variedad de diseños y condiciones de operación a las que pueden acomodarse, en particular:

Se pude utilizar en procesos sin cambio de fase, condensación y ebullición en posición horizontal y vertical y tanto por el lado de tubos como del lado carcasa.

Pueden soportar tanto condiciones de vacío como alta presión.

La pérdida de carga se puede acomodar en un amplio intervalo y de manera independiente para cada uno de los fluidos.

El stress térmico se puede eliminar con un diseño adecuado.

El tamaño puede ir desde unidades muy pequeñas hasta unidades de 5000 m^2.

Se pueden utilizar gran variedad de materiales en función de las necesidades de construcción.

Permiten la utilización de superficies extendidas.

El haz de tubos se puede extraer para limpiar y reparar

4.2 DESCRIPCIÓN Y SELECCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS TIPO TEMA

4.2.1 PRÁCTICA RECOMENDADA PARA LA DESIGNACIÓN DEL TIPO Y TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR

4.2.1.1 Dimensiones

Las dimensiones de un intercambiador vienen definidas por números que representan el diámetro de la carcasa y la longitud de los tubos.

4.2.1.1.1 Diámetro nominal

Es el diámetro interior de la envolvente generalmente en pulgadas. En el caso de evaporadores tipo KETTLE deben aparecer dos diámetros (del haz y envolvente respectivamente).

4.2.1.1.2 Longitud nominal

Es la longitud total de los tubos, generalmente en pulgadas. Para tubos en "U" solo se considerará la longitud recta de los mismos, excluyendo la zona curva.

4.2.1.2 TIPOS

La designación del tipo de un intercambiador se hace mediante tres letras, que describe el tipo de cabezal frontal, tipo de envolvente y tipo de cabezal de retorno.

4.3 CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO

4.3.1 SELECCION DEL TIPO TEMA

4.3.1.1 Tipo de haz tubular

a) Placa tubular fija. Este tipo de construcción es probablemente la utilizada con mayor frecuencia. La construcción es simple y económica y el interior de los puede limpiarse mecánica y químicamente. Sin embargo, la superficie exterior de los tubos solo se puede limpiar mediante limpieza química. Además, si hay diferencia de temperaturas entre los materiales del tubo y de la carcasa presenta problemas de stress térmico. Si la presión en la carcasa es reducida este problema se puede solucionar con la colocación de fuelles de expansión en la carcasa.

b) Tubos en U. Este tipo de construcción resulta ligeramente más cara que la anterior. El haz de tubos se puede extraer de la carcasa para limpieza o mantenimiento. La limpieza mecánica del interior de los tubos no es muy efectiva por lo que se utiliza cuando el fluido interior es limpio. La expansión térmica de los tubos no presenta problemas pero presenta el inconveniente que resulta complicado reemplazar un tubo en caso de ruptura. Para llegar a los tubos centrales se debe desmontar todo el haz tubular.

c) Cabezal flotante o extraible. Este tipo de construcción se utiliza en servicios sucios asociados a altas temperaturas y presiones. Económicamente resulta aproximadamente un 25 % más caro que la placa tubular fija. El haz tubular consiste en tubos rectos asegurados en cada extremo con una placa tubular. En la parte posterior se cierran los tubos mediante el cabezal flotante. El haz tubular se puede extraer con facilidad para limpieza y mantenimiento. Los tubos pueden ser limpiados mecánicamente tanto por la parte exterior como interior de los tubos.

4.3.1.2 Extremos del intercambiador

El tipo más económico de fondos es generalmente el integral bombeado (tipo B/M). Presenta el inconveniente de que para tener acceso a las placas de tubos, es necesario desmontarlo de dichas placas y de las líneas que entran y salen del equipo. Se sugiere el empleo del tipo B/M cuando no se requiere una limpieza muy frecuente por el interior de los tubos. El problema anterior queda subsanado mediante el empleo de fondos desmontables (tipos A/L/N) no obstante debe tenerse en cuenta que su coste es más elevado.

El distribuidor integral y fondo desmontable (tipos C/N) se emplean generalmente para servicios de alta presión y temperatura, en los que la reducción en el número de bridas puede ser ventajosa.

La disposición con placas tubulares fijas (tipos L/M/N) es una construcción rígida, las placas de tubos están soldadas a la envolvente. No obstante, debe tenerse en cuenta que el exterior de los tubos es inaccesible, por lo que solo deberá emplearse este tipo de equipos, cuando el fluido que circule por el exterior de los tubos sea muy limpio o sea factible la limpieza química. Sin embargo, cualquier fuga en tubos permite fácilmente su taponamiento o reposición.

El fondo flotante tipo P se emplea solamente para bajas presiones, y cuando el fluido que circula por la carcasa no represente peligro al producirse una fuga del mismo (por ejemplo agua). Debe prestarse considerable atención al acabado de todas las superficies componentes precisamente para evitar las fugas. La corrosión en las superficies de deslizamiento ocasiona con frecuencia problemas adicionales. Similares comentarios a los hechos para la cabeza flotante tipo P podrían hacerse para los de tipo W aunque esta tiene la ventaja de que en caso de funcionar como cabezal de salida, la conexión para éste no es necesario que vaya en la tapa, sino que puede colocarse, con las ventajas que esto representa, en una dirección radial.

Los tipos de carcasa flotante más frecuentemente empleados son los S y T. El tipo S presenta la ventaja frente al tipo T de que la distancia entre el haz tubular y el interior de la envolvente es mínima y como inconveniente frente al citado tipo T, que es necesario desmontar la cabeza flotante para poder extraer el haz.

En los intercambiadores con cabeza flotante tipo T puede extraerse el haz sin necesidad de desmontar la cabeza flotante; su principal inconveniente es que a igual diámetro de haz que en el tipo S, requiere mayor diámetro de carcasa.

Cuando se diseñe un intercambiador con cabeza flotante S o T con un solo paso por tubos es necesario colocar una junta de expansión en la conexión de salida para evitar los efectos de la expansión diferencial de los tubos. La construcción con tubos en "U" presenta como ventaja fundamental ante los tipos de cabeza flotante, la de su menor coste, ya que tiene una sola placa de tubos y menor número de bridas. Su principal desventaja, estriba en la dificultad de limpieza mecánica del interior de los tubos por lo que su uso debe restringirse a aquellos casos en que el fluido que circule por ellos sea limpio.

4.3.1.3 Tipos de envolvente

La más empleada, es la de un solo paso (tipo E) con varias disposiciones de deflectores. Ocasionalmente, puede emplearse envolventes con dos pasos (tipo F) conseguidos mediante el empleo de deflector longitudinal. Se emplea cuando se requiere una contracorriente pura con dos pasos por los tubos. La perdida de carga es 8 veces la del tipo E y además presenta muchos problemas de fugas a través del

deflector longitudinal por lo que su utilización esta restringida a los casos en que una contracorriente pura es necesaria.

Para los intercambiadores con haz extraible, este deflector esta unido a la envolvente mediante laminillas de acero inoxidable que se ajustan a presión. Cuando la caída de presión en la envolvente del intercambiador es alta puede producirse un by-pass a través de estas laminillas, esta es la razón por la cual la caída de presión máxima recomendada con este tipo de envolventes es de 0,4 Kg/cm^2 aproximadamente.

Las disposiciones con flujos partido y dividido (tipos G, H y J) se emplean fundamentalmente para servicios de condensación, evaporación y enfriamiento de gases, en los que las pérdidas de carga máximas permisibles son muy bajas. Las del tipo G y H tienen una perdida de carga del mismo orden que las del tipo E pero la efectividad térmica es mucho mayor. Se utilizan normalmente en reboilers aunque también se pueden utilizar en flujos sin cambio de fase. Las de tipo J tienen una entrada y dos salidas proporcionando una pérdida de carga que es 1/8 de la del tipo E. Se utiliza básicamente en aplicaciones a baja presión como son los enfriadores de gases.

La envolvente tipo KETTLE se emplea exclusivamente para procesos de vaporización. El diámetro de la envolvente, suele ser 1,6 a 1,8 veces el diámetro del haz, para permitir una adecuada separación del vapor de la mezcla en ebullición.

Las de tipo X son las últimas que se ha incorporado al standard TEMA. Es una envolvente sin deflectores con un flujo cruzado con unas pérdidas de carga muy baja que se utilizan para condensar vapores a presión.

En ocasiones suele recurrirse al empleo de juntas de expansión en la envolvente, para impedir que la dilatación diferencial de los tubos repercuta en esfuerzos excesivos sobre ellos mismos y sobre la envolvente.

Este tema es de gran importancia en los intercambiadores de placas fijas donde la dilatación diferencial es más acusada, el diseñador deberá calcular siempre esta dilatación y los esfuerzos que genera para decidir sobre la colocación de la citada junta de expansión.

4.3.2 DIMENSIONES RECOMENDADAS

Un diseño óptimo puede no tener en cuenta dimensiones recomendadas, razón por la cual puede en ocasiones no resultar el más económico. El empleo de estas dimensiones recomendadas puede reducir los costos y plazos de entrega al permitir la estandarización de materiales y reducir el número de elementos diferentes en stock. A continuación pasamos a discutir las dimensiones recomendadas más importantes a tener en cuenta en un buen diseño térmico.

4.3.2.1 Diámetro de tubos

Mientras menor sea el diámetro del tubo, menor será el coste del intercambiador ya que a menor diámetro de tubos, mayor número de ellos pueden ser acomodados en un diámetro determinado de carcasa para un paso entre tubos dado.

El diámetro inferior de los tubos, está limitado generalmente por consideraciones de limpieza.

Los tubos con diámetro interior inferior a 0,5 pulgadas (12,7 mm) no pueden ser limpiados mecánicamente ni con agua a presión. Esto quiere decir, que el mínimo diámetro externo de los tubos a emplear deben ser de 3/4". Para tubos en "U" el mínimo diámetro exterior permitido para limpieza mecánica es de 1" debido a la curvatura. A veces existen consideraciones de pérdidas de carga que obligan a utilizar tubos de mayor diámetro.

La elección final depende de un compromiso entre el diseño térmico óptimo y la accesibilidad y estandarización de las dimensiones del tubo.

4.3.2.2 Espesor del tubo

El espesor de pared del tubo, debe ser suficiente para soportar las presiones interior y exterior en servicio, tensiones longitudinales, consideraciones mecánicas y corrosión. No obstante, el espesor requerido para soportar las presiones y tensiones longitudinales hasta 30 Kg/cm^2 son pequeños comparados con el requerido por corrosión. El espesor de los tubos recomendado, se suele especificar en función del material.

Material	Diámetro exterior (inch)	Espesor Recomendado (SWG)
Acero al carbono	3/4	14
Acero al carbono	1	12
Aleaciones de cobre	3/4	16
Aleaciones de cobre	1	14
Acero inoxidable	3/4	16
Acero inoxidable	1	14
Titanio	3/4	18
Titanio	1	16

La elección final del espesor del tubo depende como es obvio de un detallado diseño mecánico.

4.3.2.3 Longitud de los tubos

Para una superficie de transferencia de calor dada, un intercambiador de calor será tanto más económico cuanto mayor sea la longitud de tubos. Así por ejemplo un intercambiados de 8 ft de longitud de tubos podría costar aproximadamente el doble de otro con 16 ft con la misma superficie, quiere esto decir que el diseñador debe ir siempre a la misma longitud de tubos compatible con las pérdidas de carga permitidas y con los requisitos de implantación. Normalmente la relación entre la longitud de los tubos y el diámetro de la carcasa se sitúa entre 5 y10.

Las dimensiones recomendadas de tubos son:

8, 10, 12, 16, 20, 24 ft.

Lo normal es que existan tubos en stock de muchos materiales, hasta 20 ft. Sin embargo pueden emplearse otras longitudes aunque deben considerarse los posibles problemas de entrega.

Lo normal es que un cliente exija una longitud fija de tubos para todos los intercambiadores de sus plantas o submúltiplos enteros de ello así como el mismo espesor y diámetro para el mismo material, esto le permite mantener un stock de repuestos para posibles reposiciones.

Todo lo que hemos dicho anteriormente, se refiere a tubos rectos. Para tubos en "U" el tratamiento es completamente diferente. Un intercambiador con tubos en "U" está formado por un determinado número de horquillas con la misma longitud recta, pero la parte curva es diferente de unas a otras (aunque haya algunas iguales entre sí) esto unido a la dificultad (o imposibilidad) de reposición de las horquillas hace que en estos casos se empleen longitudes no estandarizadas.

4.3.2.4 Paso entre tubos (Pitch)

El mínimo paso entre tubos para intercambiadores tubulares es 1.25 veces el diámetro exterior de los tubos. Sin embargo para tubos de 3/.4", que según esta indicación correspondería un paso de 0.9375", la distancia entre las paredes de dos tubos contiguos, seria de 0.1875"; esta distancia tan pequeña puede crear problemas en la unión de tubos a placas.

Cuando se requieren canales para limpieza mecánica deberá emplearse una separación mínima de 0.25" y disposición en cuadrado o cuadrado rotado.

Las cuatro disposiciones que se usan en intercambiadores de carcasa y tubos son: triangular, triangular rotado, cuadrado y cuadrado rotado.

La tabla siguiente, establece una comparación entre las diferentes disposiciones en términos de transferencia de calor, pérdida de carga y posibilidades de limpieza.

	T Normal	T Rotado	C Normal	C Rotado
Angulo de ataque	30	60	90	45
Transferencia de calor	1 (alta)	2	4 (baja)	3
Pérdida de carga	4 (alta)	3	1 (baja)	2
Limpieza mecánica	No	No	Si	Si

Debe notarse, que con el mismo diámetro y paso entre tubos, la disposición triangular da un 15% aproximadamente más de área que la disposición cuadrada para un diámetro de envolvente dado. Por tanto se prefiere la disposición triangular salvo que las consideraciones de pérdida de carga y ensuciamiento sean más significativas que las de transferencia de calor.

4.3.2.5 Diámetro de la envolvente

El diámetro más económico, será el menor que contenga en su interior el número de tubos fijado teniendo en cuenta las consideraciones de número de pasos, área libre de entrada y salida del fluido, etc. Existen muchos datos publicados sobre tabulación de diámetros, en función del número de tubos y paso entre ellos (Ver KERN pág. 946 y 947).

4.3.2.6 Deflectores/soportes de tubos

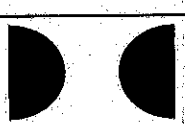
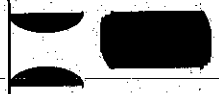
Estas chapas, tienen un doble propósito, como desviadoras de flujo en la carcasa y como soportes para mantener el paso correcto entre tubos evitando vibraciones inducidas. Existe un gran número de deflectores que se emplean comúnmente.

El espaciado óptimo entre deflectores para procesos sin cambio de fase es aproximadamente el 40% del diámetro de la envolvente. El mínimo espaciado es el recomendado por TEMA, 20% del diámetro de la envolvente o 2 pulgadas, el mayor.

La máxima distancia viene determinada por la máxima distancia sin soportar de tubos permitida por la norma TEMA; para tubos de 3/4" es 60", lo cual quiere decir que para deflectores de tipo "segmental" la máxima distancia entre ellos debe ser de 30".

El corte del deflector, se especifica como un tanto por ciento del diámetro de la envolvente.

El corte del deflector se determina como una combinación de efectos de pérdida de carga y transferencia de calor. Una buena aproximación, sería adecuar el corte del deflector, de forma que el área de paso del fluído a través de él sea aproximadamente la misma que la que corresponde al flujo transversal al haz.

	TIPO DE DEFLECTOR		APLICACIÓN
Segmento simple	Corte horizontal		Sin cambio de fase. Calentamiento y enfriamiento. Para evitar vibraciones se utiliza la configuració sin tubos en el corte.
	Corte vertical		Vaporización. Condensación. Sin cambio de fase con sólidos en suspensión.
Segmento doble	Corte horizontal		Como el segmentado simple, pero para requerimientos de baja pérdida de carga.
	Corte vertical		Como el segmentado simple, pero para requerimientos de baja pérdida de carga.
Disco y anillo			Como alternativa al doble segmentado de corte horizontal. No se emplea frecuentemente por su elevado coste.
Completo			Vaporización. En otros procesos para dividir el flujo.
Longitudinal			Vaporización. Condensación. Asegura la buena distribución del flujo en doble fase.

4.3.2.7 Llantas de sellado

Son unas chapas alineadas con el haz tubular y soldadas a los deflectores que evitan el by-pass en la envolvente cuando la diferencia entre el diámetro de la envolvente y del haz sea al menos de 30 mm. Estas llantas de sellado no son necesarias cuando se trate de servicios de condensación o evaporación.

4.3.2.8 Chapa de choque

Estas chapas se colocan en el haz tubular, en coincidencia con la conexión de la envolvente; para prever que los sólidos suspendidos o las gotas de líquido en fase mixta produzcan corrosión o erosión en el haz tubular al efectuarse el choque. Las líneas generales para su uso son las que se indican a continuación.

Condiciones del fluido	Se requiere chapa de choque cuando el valor de ρV^2(kg/ms^2) exceda del siguiente valor.
Fluido no corrosivo ni abrasivo en fase simple	2200
Todos los restantes líquidos incluyendo aquellos que están en su punto de ebullición	700
Todos los gases y vapores incluyendo los saturados y mezclas vapor líquido	0

En una primera etapa del diseño debe decidirse si se requiere o no chapa de choque, ya que su colocación puede incidir en la determinación del diámetro de la envolvente.

Su posición en el haz, viene en función del área de la conexión de entrada a la envolvente, de forma que dicha área sea la misma que la chapa de choque deja libre para penetrar en el haz.

4.3.2.9 Areas de paso libres a la entrada y salida del haz.

Además de lo anterior, deberá preverse una adecuada área de escape del fluido en la conexión de salida; este área, deberá preverse también a la entrada cuando el intercambiador no lleve chapa de choque.

El área de escape en las conexiones de entrada y salida deberán ser al menos iguales a las de la correspondiente conexión. Además el valor de ρV^2 no debe exceder de 400 lb/ft^{2}s.

El diseño del haz tubular previendo este área de escape en la conexión de salida, se desprecia con frecuencia; las consecuencias son: mayores caídas de presión y peligros de vibración.

4.3.3 OTRAS CONSIDERACIONES GENERALES A TENER EN CUENTA EN UN BUEN DISEÑO.

4.3.3.1 Ensuciamiento.

En ambos lados, carcasa y tubos de un intercambiador, el efecto del ensuciamiento, es doble.

Por una parte disminuye el coeficiente global de transferencia de calor, y por otra incrementa la pérdida de carga. A pasar de que en el diseño del intercambiador se prevean las consecuencias, existen una serie de consideraciones que tratan de minimizar dicho efecto:

a) Eliminando las posibles zonas de by-pass del fluido a través del haz.

b) Minimizando en lo posible los espacios muertos del intercambiador, donde una baja velocidad repercute en un mayor ensuciamiento.

c) Emplear velocidades de líquido adecuadas en los tubos 1 a 2 m/s. Cuando se emplee agua de refrigeración, la velocidad debe ser tan alta como sea posible es posible 1.5 m/s mínimo.

4.3.3.2 Vibraciones

Un problema que puede presentarse en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos es el de la vibración del haz tubular como consecuencia de la velocidad del fluido de la envolvente. El diseñador deberá poner especial cuidado en la máxima longitud de tubos sin soportar de forma que la frecuencia de la vibración inducida en el haz sea inferior a la frecuencia natural del sistema con suficiente margen de seguridad.

4.3.3.3 Expansión térmica

El problema de la expansión se origina por la diferencia de temperaturas entre los tubos y la envolvente. Esto origina una diferencia en la dilatación de los materiales que manifiesta sobretodo en roturas de las juntas colocadas entre los tubos y la placa tubular que dan lugar a fugas. El stress térmico no solo se ha de calcular en las condiciones de operación sino que ha de considerarse también situaciones críticas durante la puesta en marcha o situaciones de emergencia. Este problema se puede se puede solucionar mediante:

- Intercambiadores con cabezal flotante o tubos en "U" cuando la dilatación diferencial entre tubos y envolvente sea elevada.
- Aun en estos casos podría emplearse intercambiadores con placas fijas, previendo une junta de expansión en la envolvente.
- En muchos casos se recurre a construcciones de cabezal flotante.

Así como la utilización del deflector longitudinal en intercambiadores de placas fijas no presenta problemas, no ocurre lo mismo con los intercambiadores de haz extraible, cabeza flotante o tubos en "U"

4.3.3.4 Corrosión

Desde el punto de vista del diseño la corrosión influirá en la selección de los materiales de construcción y en los grosores de los materiales utilizados. Si el diseño no permite eliminar el problema de la corrosión se ha de optar por un diseño que permita cambiar los componentes atacados. Esto elimina la posibilidad de utilizar una construcción con la placa tubular fija.

4.3.4 CONSIDERACIONES SEGUN EL PROCESO

4.3.4.1 Localización de los fluidos

La elección de donde debe localizarse cada fluido puede hacerse siguiendo las siguientes líneas generales:

a) Si uno de los fluidos es más sucio que el otro, debe colocarse en el interior de los tubos donde la limpieza mecánica o con agua a presión puede hacerse con más facilidad que por el exterior. Para el agua de refrigeración se aconsejan velocidades de alrededor de 2 m/s para conseguir una frecuencia en el mantenimiento razonable. En la envolvente se deben evitar que el corte y las separaciones de deflectores sean muy grandes.

b) Si ambos fluidos son iguales de sucios, debe colocarse por los tubos el fluido de mayor presión. Esto minimizaría el coste de la envolvente al tener menor presión.

c) Cuando uno de los fluidos sea corrosivo deberá colocarse por los tubos. De esta forma se minimiza la cantidad de material resistente a la corrosión requerido.

d) Cuando uno de los fluidos es sucio y el otro corrosivo, la localización debe realizarse estimando el efecto cuantitativo de cada acción.

Los aspectos indicados anteriormente deben interpretarse como una guia solamente. Aparte de ellos, el diseñador deberá tener en cuenta otra serie de factores de gran importancia, que son los que se indican a continuación.

e) Cuando los coeficientes de transferencia de calor son de diferente orden de magnitud, el fluido que origine el menor coeficiente debe situarse en la envolvente.

f) Si se procesan *fluidos viscosos*, se puede considerar de pasarlos por la carcasa. Cambios de dirección y velocidad aumentan turbulencia y compensan en cierto grado los efectos negativos de la capa viscosa sobre la transferencia de calor. El inconveniente es un aumento de la perdida de carga. Otra alternativa es la utilización de promotores de turbulencia de lado tubo.

g) La caída de presión admisible puede determinar la posición del fluido. No es posible generalizar en que lado se obtendría más baja pérdida de carga ya que depende de varios factores, deberá considerarse cada caso concreto mediante tanteos previos.

h) Si existe cambio de fase, la posición del fluido puede venir definida por la forma en que se efectúa el proceso, así por ejemplo la ebullición en piscina se efectúa siempre en el lado envolvente del equipo.

i) Cuando uno de los caudales es de diferente orden de magnitud del otro, el de menor caudal, se colocara en el lado tubos, y que es frecuentemente fácil obtener velocidades adecuadas variando el número de pasos por los tubos.

4.3.4.2 Aspectos relacionados con las temperaturas de las corrientes

Existe un concepto de gran importancia para el diseñador y que influye decisivamente en le selección del tipo de equipo. Este concepto es el cruce de temperaturas

Se dice que, en un intercambiador existe cruce de temperaturas, cuando la temperatura de salida del fluido frío es superior a la de salida del fluido caliente. Si en un intercambiador existe cruce de temperaturas, puede optarse por dos soluciones, bien colocando varios cuerpos en serie o bien consiguiendo una contracorriente pura. Esta contracorriente, puede conseguirse mediante; intercambiadores de placas fijas con un paso por tubos y uno por envolvente o dos pasos por cada lado con deflector longitudinal soldado a la envolvente.

4.3.4.3 Orientación de los fluidos

El principio generalizado, es que la corriente que se calienta circule hacia arriba y la que se enfría, hacia abajo. Es de vital importancia, que cuando haya cambio de fase, el principio se cumpla. Cuando no hay cambio de fase, razones de proceso pueden obligar a que los fluidos tengan sentido contrario de circulación al indicado por la regla.

4.3.5 PROCESOS SIN CAMBIO DE FASE

El tipo de intercambiador óptimo es el que resulta del compromiso existente entre los requerimientos del proceso, diseño térmico óptimo, perdida de carga permitida, facilidad de mantenimiento y coste.

Los costes relativos de los tres tipos de intercambiadores más comúnmente utilizados son:

TIPO	Coste relativo
Placas fijas	1
Tubos en "U"	1.05
Cabezas flotantes	1.25

A la vista de estos datos puede deducirse la importancia que tiene una selección correcta del tipo de intercambiador.

Las principales cuestiones que deben añadirse a los principios generales ya discutidos son:

4.3.5.1 Cuando sea de vital importancia evitar las fugas

Existen muchos procesos en que la fuga de un fluido a otro o de un fluido a la atmósfera puede ser peligrosa.

En estos casos es preferible una construcción completamente soldada. En casos difíciles, donde esta construcción soldada sea impracticable, pueden emplearse intercambiadores con dobles placas tubulares y ventilación intermedia a la atmósfera.

4.3.5.2 Cuando la presión en el lado envolvente sea superior a 30 kg/cm^2

No es aconsejable emplear juntas de expansión para presiones superiores a 30 kg/cm^2

4.3.5.3 Cuando se requiera limpieza mecánica en el interior de los tubos

En general la limpieza mecánica de los tubos en "U" no es practicable para diámetros de 3/4" e inferiores. El problema, puede ser eliminado empleando tubos de 1" y un radio de curvatura mínimo adecuado.

4.3.6 PROCESOS DE VAPORIZACIÓN

Para la selección de un vaporizador han de considerarse los dos aspectos del funcionamiento térmico y ensuciamiento. Estos dos aspectos varían según el equipo que se emplee. Una selección preliminar podría hacerse mediante un dimensionamiento rápido. No obstante, se requiere una atención más detallada antes de comenzar el diseño final.

Los evaporadores pueden clasificarse en dos tipos según se produzca la ebullición "en piscina" o a "alta velocidad"

La ebullición en piscina, como su nombre indica, es una evaporación en le que el líquido esta prácticamente quieto. Este tipo de ebullición, se realiza siempre en la envolvente de un intercambiador de carcasa y tubos.

La ebullición a alta velocidad, no está caracterizada por una simple forma de ebullición, sino por una combinación de transferencia de calor por convección forzada del vapor, en proporción diversa, dependiendo del régimen de doble fase presente.

Frecuentemente, la selección puede simplificarse siguiendo las siguientes consideraciones, en adición a los principios generales citados con anterioridad:

4.3.6.1 Si la cantidad de calor es muy elevada

Podría considerarse un equipo de llama directa como alternativa al intercambiador de carcasa y tubos.

4.3.6.2 Si la presión es inferior a 0.1 kq/cm^2

La elección del vaporizador puede estar limitada por la presión estática requerida para conseguir una adecuada circulación en un termosifón vertical y por el ascenso del punto de ebullición. En ciertos casos, la longitud de tubos requerida para calentar el líquido hasta su punto de ebullición, puede en ocasiones resultar excesiva. Debe notarse además que para evaporadores de baja presión, cualquier cambio por pequeño que sea en la presión de la columna puede afectar considerablemente a la diferencia media de temperaturas.

4.3.6.3 Si se espera un ensuciamiento considerable.

Para ensuciamientos fuertes, el tipo preferido es el de circulación forzada.

4.3.7 PROCESOS DE CONDENSACIÓN.

Las variantes de disposiciones para procesos de condensación son amplias y pueden realizarse en la envolvente o en los tubos, en intercambiadores horizontales o verticales. Toda esta gama de posibilidades asociada con la existencia del flujo en doble fase, hacen que la selección de los condensadores sea el problema más difícil de los tres que estamos considerando. Frecuentemente existe vaporización en el otro lado del intercambiador que podría ocasionar requerimientos en conflicto.

Las principales consideraciones en adición a los principios generales que deben tenerse en cuenta son:

4.3.7.1 Cuando el proceso de condensación se realiza en presencia de inertes.

En muchos casos la condensación se realiza en presencia de inertes. Cuando es en pequeña cantidad, su efecto suele despreciarse, sin embargo para cantidades

considerables la condensación se realiza mejor en intercambiadores horizontales que en verticales aunque en algunos casos suelen emplearse; si bien, suelen ser debidos a limitaciones de espacio.

4.3.7.2 Cuando se requiere subenfriamiento de líquido.

Cuando existen no condensables puede conseguirse algún subenfriamiento, pero si se requiere un subenfriamiento puede efectuarse aparte, bien mediante otro intercambiador independiente, bien mediante la inundación permanente de ciertos tubos del intercambiador. El espaciado entre deflectores o el número de pasos por los tubos se reduce adecuadamente en la región donde se produce el subenfriamiento para conseguir buenas velocidades del líquido.

4.3.7.3 Cuando hay evaporación en el otro lado.

En ciertas ocasiones controla el proceso de evaporación, para ello habrá de seguirse lo indicado en 4.3.6.

5 INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS. REVISIÓN HISTORICA DE LAS CORRELACIONES Y MÉTODOS PARA EL LADO CARCASA.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor y de la pérdida de carga para el fluido que fluye por el interior de los tubos en un intercambiador de carcasa y tubos es relativamente sencillo y las correlaciones obtenidas a principio de siglo para flujos por el interior de tubos eran de directa aplicación en los intercambiadores de carcasa y tubos. Sin embargo, debido a la complejidad del flujo, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y pérdida de carga en el lado carcasa no es simple. Las correlaciones y métodos utilizados han ido evolucionando a lo largo de este siglo. Estos se pueden clasificar en tres grupos:

5.1 CORRELACIONES

El primer grupo, que corresponde con la fase inicial del desarrollo del cálculo de los intercambiadores de carcasa y tubos, se basa en la utilización de las correlaciones obtenidas de flujo cruzado a un banco de tubos ideal. Al principio de los años 30 se obtenían los primeros datos de flujos cruzados a un banco de tubos en los túneles de viento y se interpretó que el flujo que se establecía en un intercambiador de carcasa y tubos con baffles debía comportarse de manera similar.

Así en el año 1933 Colburn propuso la correlación

$$Nu_f = 0.33\,\mathrm{Re}_f^{0.6}\,\mathrm{Pr}_f^{0.3} \qquad (1)$$

donde la longitud característica para el cálculo del Nu y del Re era el diámetro exterior del tubo y el subindice f indica que las propiedades del fluido han de calcularse a la temperatura de película. La aplicación de esta correlación de restringía para Re>2000 y disposición de tubos alternados. Pero al aplicar esta correlación para el flujo que circula por el lado carcasa de un intercambiador de carcasa y tubos se comprobó que sobrestimaba el coeficiente de transferencia de calor y se propuso la aplicación de un factor de seguridad de 0.6

Los estudios realizados por Grimison (1937) con diferentes configuraciones de tubos en régimen turbulento confirmaron la correlación de Colburn pero propuso una correlación de aplicación más amplia y sobretodo presentó la correlación en la forma de la correlación de Sieder-Tate con lo que resultaba de más fácil utilización.

$$Nu = 0.2\,\mathrm{Re}^{0.6}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2)$$

donde las propiedades se calculan a la temperatura media del fluido, excepto μ_w, y era valida para flujo turbulento 2000<Re<40.000. El factor de seguridad propuesto por Grimison es el mismo ya que 0.2 = 0,33 * 0.6.

En régimen laminar no se dispuso de datos hasta los años 50 con los resultados presentados por la universidad de Delaware.

La predicción de la pérdida de carga todavía resultaba más difícil y aunque Grimison apunto alguna correlación en régimen turbulento el error obtenido era mucho mayor que en cálculo de la transferencia de calor ($\alpha \equiv V^{0.6}$ pero $\Delta P \approx V^{1.8}$)

5.2 MÉTODOS INTEGRALES

La dificultad para integrar en las correlaciones obtenidas en los bancos de tubos la complejidad del flujo generado en un intercambiador con baffles impulso el desarrollo de "métodos integrales" para el cálculo de la transferencia de calor y pérdida de carga en el lado carcasa.

El término método hace referencia ha que se establece una guía de cálculo para tener en cuenta la geometría del flujo que se establece en carcasa y en la zona de la ventana del baffle.

El termino integral hace referencia a que las correlaciones utilizadas no se basan en los datos obtenidos en los túneles de viento con bancos de tubos ideales si no que se correlacionaron datos obtenidos en intercambiadores standard.

Los dos métodos más conocidos se publicaron con solo un año de diferencia.

- **El método Donohue (1949).**

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se basaba por primera vez en el área de flujo disponible que se calculaba como una media geométrica entre el área mínima de paso entre baffles (área transversal) y el área de paso en la ventana del baffle (área longitudinal). Sin embargo, no tenía en cuenta el efecto de diferentes disposiciones de tubos.

Para el cálculo de la pérdida de carga se proponía la utilización de las curvas de factor de fricción obtenidas por Grimison con un factor de seguridad elevado. Por primera vez se consideró el efecto de la ventana del baffle,

considerando esta ventana como un orificio con un coeficiente de descarga de 0.7.

Este método, aunque muy simple de utilizar, proporciona unos resultados muy malos, sobretodo en el cálculo de la pérdida de carga (varios centenares de porcentaje de error de sobrestimación) y también en la transferencia de calor debido básicamente a que las correlaciones se obtuvieron con intercambiadores pequeños con geometrías nada standard.

- **El método Kern (1950)**

Este método ha sido adoptado como un standard por la industria durante muchos años.

Las correlaciones (figuras) para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores standard con un corte de baffle del 25 % (una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño).

La correlación propuesta para el cálculo del coeficiente en el lado carcasa es:

$$\alpha_o \frac{D_e}{\lambda} = 0.36 \left(\frac{D_e m_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \qquad (3)$$

donde:

$m_s = M_T / S_s$ velocidad másica en la carcasa [kg/sm^2]

M_T flujo másico total en la carcasa [kg/s]

S_s área de paso [m^2]

El área de paso para el fluido al pasar entre dos baffles es:

$$S_s = N_T \; C' \; L_b \qquad (4)$$

donde:

C^1 distancia entre tubos [m]

L_b distancia entre baffles adyacentes [m]

N_T número de tubos en la dirección perpendicular al flujo

$$N_T = \frac{D_s}{P_T} \tag{5}$$

D_s diámetro interior de la carcasa [m]

P_T pitch del tubo (distancia entre centros de tubos) [m]

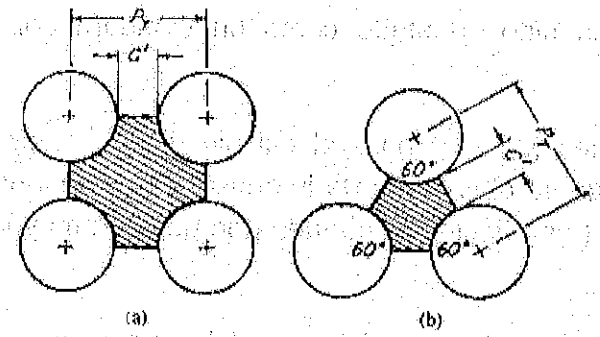


Figura 1. Definición del área de flujo y el diámetro equivalente con el método Kern: (a) disposición cuadrada, (b) disposición triangular.

La longitud característica para el cálculo de Re y Nu es un diámetro equivalente que tiene en cuenta la disposición de los tubos.

diámetro equivalente $D_e = \dfrac{4\,area\,de\,paso}{\text{perímetro mojado}}$

para un pitch cuadrado:

$$D_e = \frac{4\left(P_T^2 - \dfrac{\pi D_o^2}{4}\right)}{\pi D_o} \tag{6}$$

para un pitch triangular:

$$D_e = \frac{4\left(\dfrac{P_T}{2}0.86P_T - \dfrac{(\pi D_o^2/4)}{2}\right)}{\pi D_o/2} \tag{7}$$

donde:

D_o diámetro exterior del tubo [m]

Para el cálculo de la pérdida de carga en el lado carcasa Kern (1950) propuso una simple correlación.

$$\Delta P_s = \frac{4 f m_s^2 D_s (N+1)}{2 \rho D_e (\mu / \mu_w)^{0.14}} \tag{8}$$

donde:

f es el factor de fricción de Fanning

N es el número de baffles (N+1 es el número de veces que el fluido cruza el banco de tubos)

El factor de Fanning puede calcularse en régimen turbulento (Re>2000) mediante la siguiente correlación:

$$f = 0.5\,\mathrm{Re}^{-0.2} \tag{9}$$

o bien obtener de la siguiente figura.

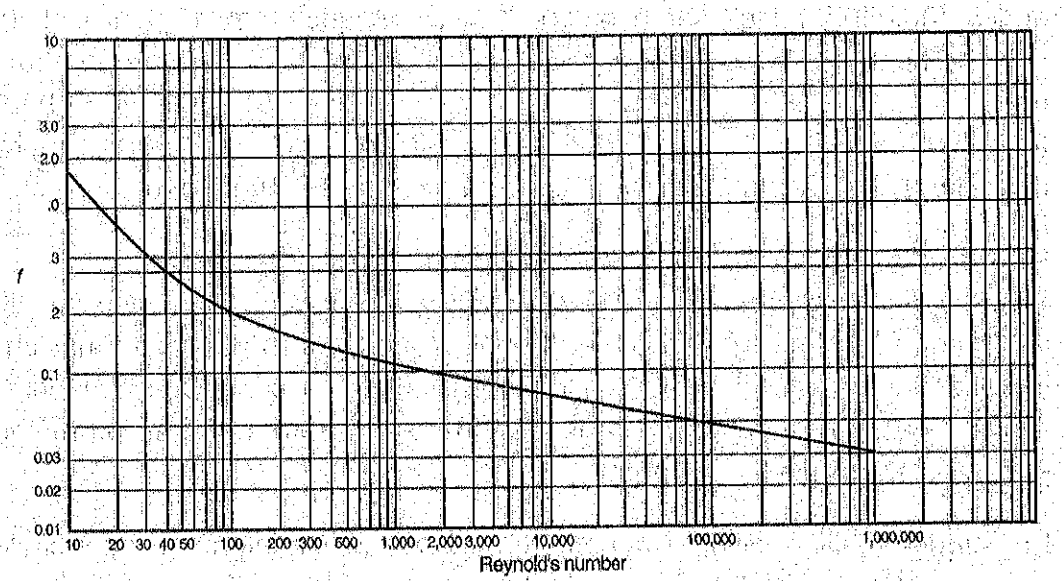


Figura 2. Factor de fricción de Fanning para el cálculo de pérdida de carga en le lado carcasa.

Resultados:

La predicción de la transferencia de calor varía entre ligeramente insegura (valor superior al real) y muy segura (valor inferior al real). Mientras que las predicciones de la pérdida de carga se sitúan en el lado de seguridad con errores superiores al 100 %. En régimen laminar los errores todavía son más

grandes debido a la poca información disponible en el momento que se elaboró el método.

Si bien los resultados obtenidos por el método Kern no presentaron una gran mejora respecto a las correlaciones utilizadas anteriormente, el mérito del éxito obtenido por este método se encuentra en el hecho de haber presentado un método global de diseño, presentando además varios ejemplos de cálculo.

Es evidente que no puede ser utilizado como un método de diseño porque la sobrestimación de la pérdida de carga puede llevar a diseños conservadores, con una gran separación de baffles o con diámetros de carcasa superiores, y por consiguiente con coeficientes de transferencia de calor bajos. Sin embargo, todavía se sigue utilizando en la industria para comprobar el funcionamiento térmico de los intercambiadores.

5.3 MÉTODOS ANALÍTICOS

Al final de los años 40, al mismo que aparecían estos métodos integrales, se hacía evidente que el flujo que se establecía en carcasa era complejo y con una gran dependencia de la geometría de construcción del intercambiador. A ello contribuyo las primeras visualizaciones del flujo que se obtuvieron a finales de los años 40 y principios de los 50. Se observo que solo una parte del fluido seguía el camino "correcto" a través del haz de tubos, el resto pasaba a través de áreas de fuga (entre tubo y baffle, entre baffle y carcasa y entre el haz de tubos y la carcasa). Estas áreas de tubo son inevitables en la construcción y montaje del intercambiador y determinan los flujos que se establecen en carcasa.

Un método basado en correlaciones de flujo a través de un banco de tubos ideal o un método integral difícilmente puede incorporar toda la información de los diferentes flujos que se establecen en carcasa y como consecuencia de ello, dependiendo del tipo de construcción, los errores al aplicar los métodos pueden variar considerablemente.

El método analítico recibe este nombre porque en cada intercambiador se lleva a cabo un análisis del flujo establecido en carcasa. El primer análisis del flujo establecido en carcasa fue realizado por Tinker (1951) que propuso el siguiente modelo de flujo.

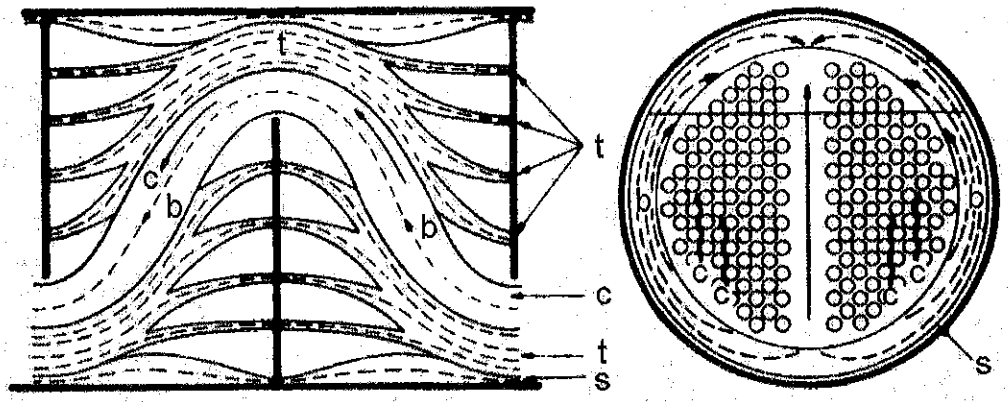


Figura 3. Distribución esquematica de los flujos que se establecen en la carcasa.

Corriente t: Es la corriente que fuga por el espacio que queda entre la pared del tubo y el agujero del baffle.

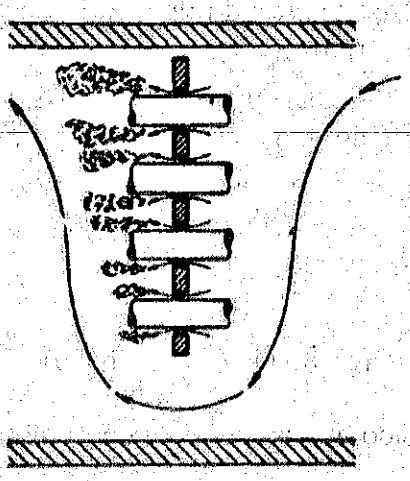


Figura 4. Dibujo esquemático de la fuga entre tubos y baffle.

Corriente c: Es la corriente principal que cruza el haz de tubos.

Corriente b: Es la corriente que fuga entre el haz de tubos y la pared de la carcasa. Varia mucho según el tipo de haz tubular.

Corriente s: Es la corriente que fuga entre el borde del baffle y la pared de la carcasa.

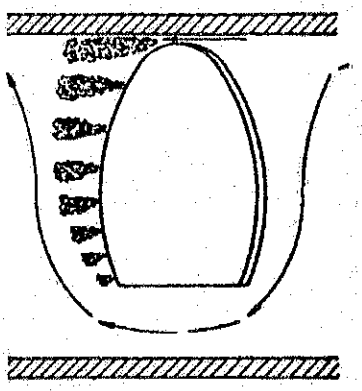


Figura 5. Dibujo esquemático de la fuga entre el baffle y la carcasa.

La pérdida de carga que experimenta la corriente c al pasar de un espaciado entre baffles al siguiente actúa como fuerza impulsora para las otras corrientes forzando a parte del fluido a pasar por las áreas de fuga. La repartición de caudales entre las diferentes corrientes dependerá de la resistencia al flujo que encuentre el fluido al pasar por cada uno de los caminos, teniendo en cuenta que la perdida de carga ha de ser la misma para todas las corrientes. Para cada corriente podemos definir un coeficiente n_i de manera que la pérdida de carga de cada una de las corrientes se puede obtener como:

$$\Delta p_i = n_i M_i^2 \qquad (10)$$

donde:

Δp_i es la pérdida de carga de la corriente i (Pa)

M_i es el caudal másico que pasa por la corriente i (kg/s)

n_i es un coeficiente de resistencia al flujo por el camino i

Tomando como referencia el esquema de la Figura 6 se pueden escribir las siguientes igualdades:

$$M_s + M_t + M_w = M_T \qquad (11)$$

$$M_c + M_b = M_w \qquad (12)$$

$$\Delta p = \Delta p_s = \Delta p_t = \Delta p_b + \Delta p_w = \Delta p_c + \Delta p_w \qquad (13)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_b \qquad (14)$$

donde:

Δp es la pérdida de carga entre los puntos A y B (Pa)

M_T es el caudal másico total que pasa por carcasa (kg/s)

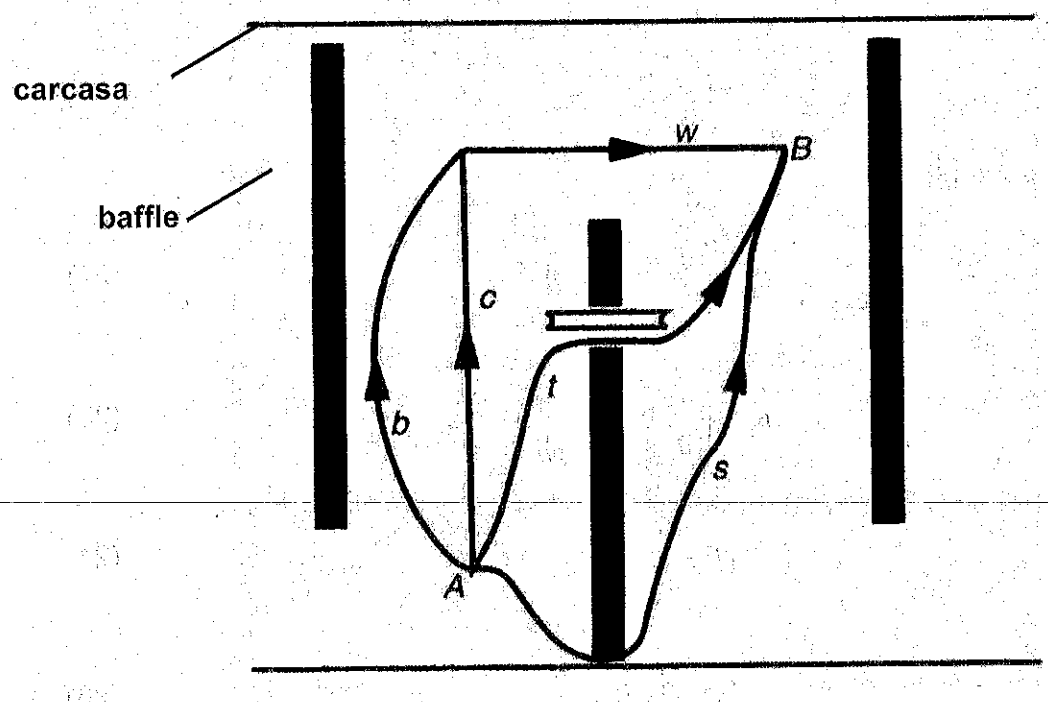


Figura 6. Corrientes consideradas en el análisis de flujo.

Además se pueden definir unos coeficientes combinados n_a, n_p, n_{cb} de manera que podemos escribir:

$$\Delta p = n_a M_w^2 \quad (15)$$

$$\Delta p = n_p M_T^2 \quad (16)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_b = n_{cb} M_w^2 \quad (17)$$

El valor de estos coeficientes combinados se puede obtener a partir de los coeficientes individuales n_c, n_b, n_s, n_t, n_w combinando las igualdades escritas anteriormente.

$$n_{ob} = \left(n_c^{-1/2} + n_b^{-1/2}\right)^{-2} \quad (18)$$

$$n_a = n_w + n_{ob} \quad (19)$$

$$n_p = \left(n_a^{-1/2} + n_s^{-1/2} + n_t^{-1/2}\right)^{-2} \quad (20)$$

Finalmente la fracción del caudal total que pasa por cada una de estas corrientes definido como:

$$F_i = M_i/M_T \quad (21)$$

se puede obtener también a partir de estos coeficientes:

$$F_c = \left(\frac{n_p}{n_a} - \frac{n_w n_p}{n_c n_a}\right)^{1/2} \quad (22)$$

$$F_b = \left(\frac{n_p}{n_b} - \frac{n_w n_p}{n_b n_a}\right)^{1/2} \quad (23)$$

$$F_s = \left(\frac{n_p}{n_s}\right)^{1/2} \quad (24)$$

$$F_t = \left(\frac{n_p}{n_t}\right)^{1/2} \quad (25)$$

$$F_w = F_b + F_c \quad (26)$$

Una vez obtenido el caudal de la corriente c se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor aplicando una correlación de flujo cruzado en un banco de tubos ideal.

Este método suponía un gran avance en la interpretación en la aproximación a la realidad del flujo establecido en la carcasa, sin embargo, paso desapercibido por la gran dificultad de cálculo que entrañaba teniendo en cuenta las posibilidades de computación de la época.

Cada uno de estos coeficientes n_i se debía determinar a partir de correlaciones obtenidas experimentalmente que son función del Re y por lo tanto del caudal que pasa por cada una de las corrientes. Pero la determinación del caudal que pasa por cada una de las corrientes, como se puede ver en las ecuaciones anteriores, depende de los coeficientes n_i. Por lo tanto, el proceso de cálculo era un proceso iterativo muy laborioso para realizarlo a mano. No fue hasta

principios de los años 70, con la posibilidad de utilizar ordenadores para realizar los cálculos, que se pudo aprovechar el potencial del método desarrollado por Tinker.

Volviendo a los años 50, una de las universidades que trabajo más intensamente en el estudio del flujo que se establecía en la carcasa de un intercambiador de carcasa y tubos fue la Universidad de Delaware. Realizaron un estudio extenso variando diversos parámetros de la geometría del intercambiador y entre otros trabajos trabajaron en la determinación de los coeficientes n_s, n_t.

Como resultado de este trabajo y buscando un modelo que permitiera aplicar estos resultados obtenidos mediante un calculo no iterativo que se pudiera realizar a mano surgió el modelo Delaware propuesto por Bell (1960). Este un método que podríamos calificar de semianalítico porque se basa en las correlaciones del flujo ideal a través del banco de tubos pero considera la reducción de la eficiencia debido a las fugas que se producen, aunque no considera ninguna interacción entre ellas.

Este método, dada la mejora que suponía respecto a los métodos integrales anteriores se hizo muy popular y se convirtió en el método propuesto por la mayoría de handbooks de intercambiadores.

- **Método de Bell-Delaware**

Cálculo de la transferencia de calor

El método Bell-Delaware propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos ideal considerando que todo el caudal que circula por la carcasa atraviesa el banco de tubos. Posteriormente este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que se producen. a este considerando.

$$\alpha_0 = \alpha_c J_C J_L J_B \qquad (27)$$

donde:

α_o es el coeficiente de convección en el lado carcasa [W/m^2K]

α_c es el coeficiente de convección calculado como flujo ideal en un banco de tubo [W/m^2K]

J_C J_L J_B son los factores de corrección.

J_C. Este factor de corrección tiene en cuenta la transferencia de calor en las ventanas (tubos fuera de los baffles). Este factor de corrección es función de la fracción de tubos en los que hay un flujo cruzado, es decir de los tubos que quedan siempre sujetos por los baffles. Por lo tanto este valor es igual a 1 en intercambiadores que no tienen tubos en las ventanas, sube hasta valores de 1.15 para intercambiadores con una ventana pequeña y baja hasta valores de 0.65 si el corte del deflector es muy grande. En un buen diseño ha de ser cercano a 1.

Primero calculamos la fracción de tubos en flujo cruzado F_C

$$F_C = \frac{1}{\pi}\left[\pi + \frac{2(D_S - 2L_C)}{D_{OTL}} sin\left(\cos^{-1}\frac{D_S - 2L_C}{D_{OTL}}\right) - 2\cos^{-1}\frac{D_S - 2L_C}{D_{OTL}}\right] \quad (28)$$

con

D_{OTL} es el diámetro del haz de tubos [m]

L_c longitud del corte del baffle [m]

$$L_c = B_C D_S /100 \quad (29)$$

con

B_C Corte del baffle

Para 15% < B_C < 45% podemos aplicar la relación lineal (ver Figura 7)

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_C \quad (30)$$

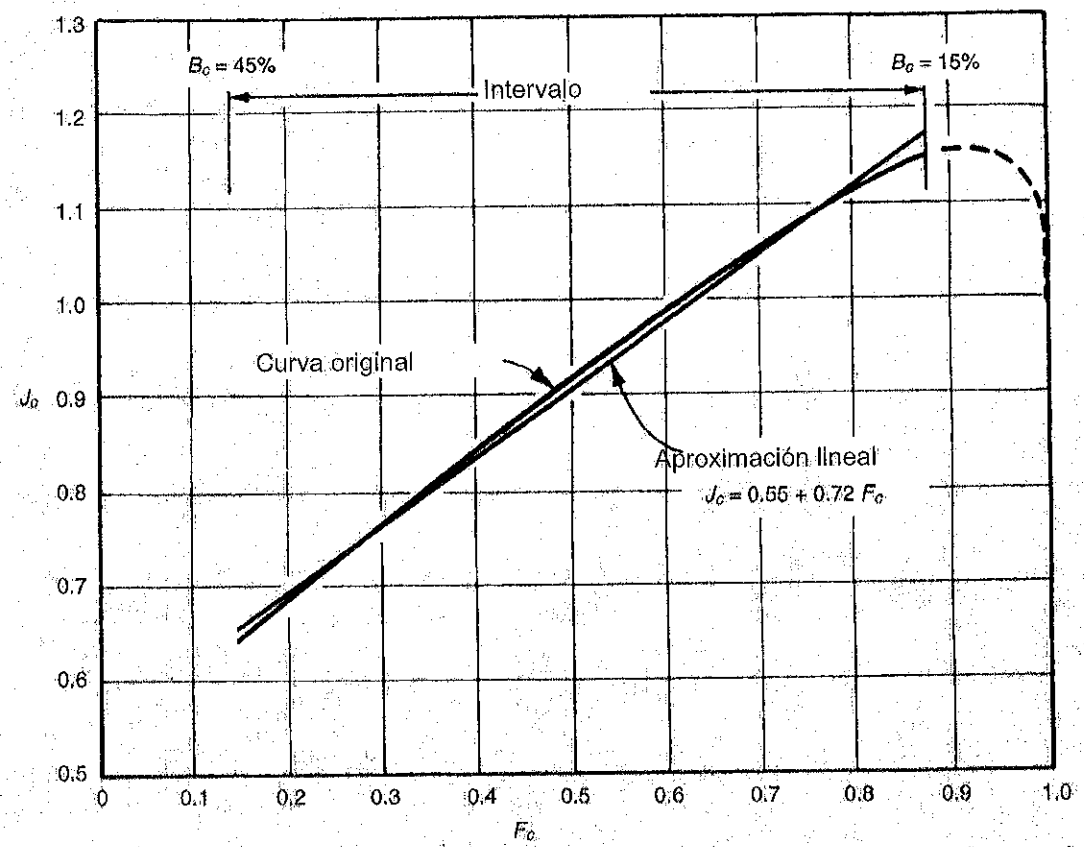


Figura 7: Factor de corrección para la configuración de baffles usada en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en un intercambiador de calor de tubo y carcasa.

J_L. Este factor de corrección tiene en cuenta las fugas que tenemos entre el baffle y la carcasa (S_{sb}) y las fugas entre el baffle y los tubos (S_{tB}). J_L penaliza mucho más las fugas entre el baffle y la caracasa que entre el baffle y los tubos. Es una función de la separación entre el baffle y la carcasa (δ_{sb}) y la separación entre los tubos y el baffle (δ_{tb}). El valor J_L penaliza mucho el coeficiente de transferencia si la separación de baffles es pequeña dando lugar a una fracción de área de fugas excesiva comparada con el área disponible para flujo cruzado en el centro de la carcasa S_m. Un valor típico de J_L está entre 0.7 y 0.8.

$$S_{SB} = D_S \delta_{SB} \left[\pi - \cos^{-1}\left(1 - \frac{2L_C}{D_S}\right) \right] \qquad (31)$$

$$S_{tb} = \pi D_0 \delta_{tb} N_T (1+F_C)/2 \qquad (32)$$

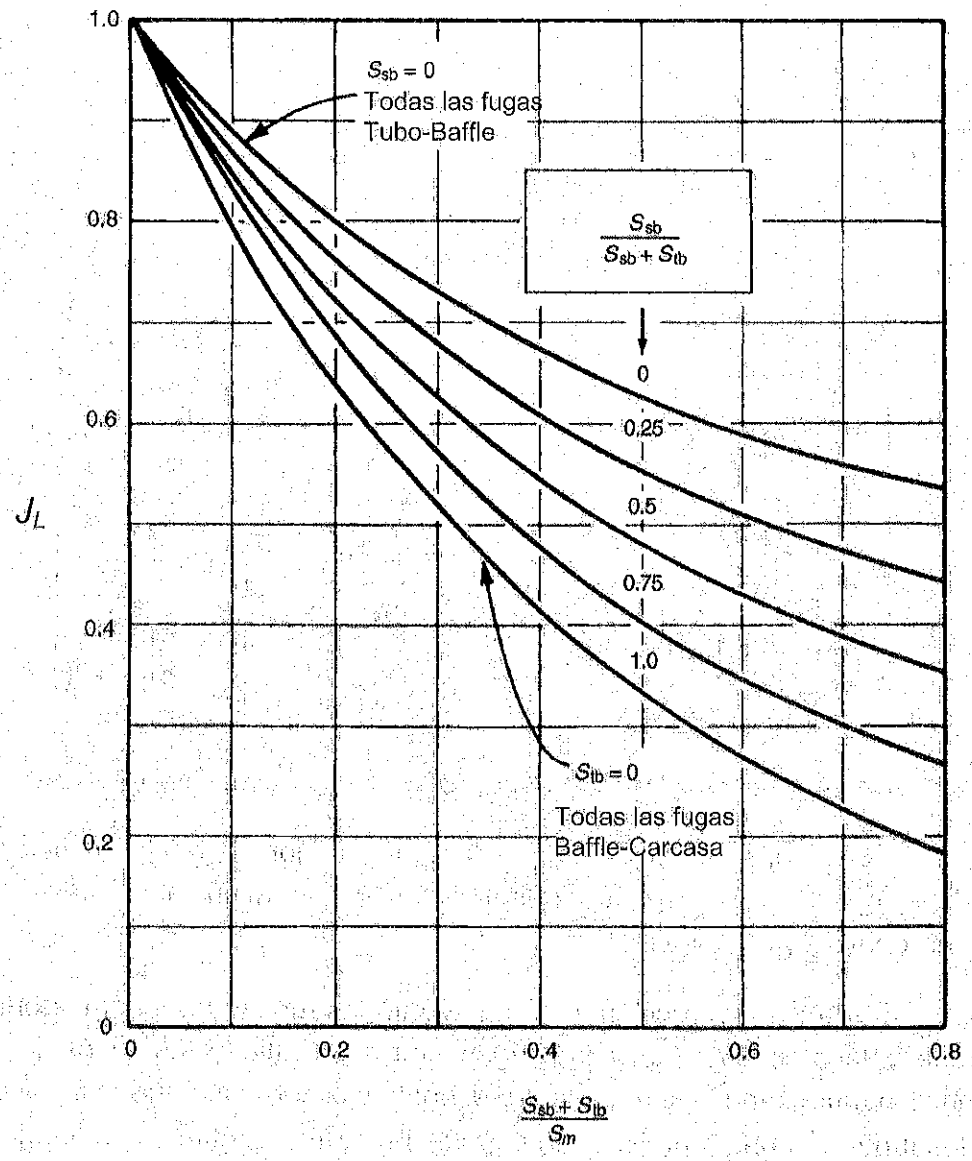


Figura 8: Factor de corrección J_L para el efecto de fugas entre carcasa y baffle y entre tubo a baffle versus $(S_{sb}+S_{tb})/S_m$ con el parámetro $S_{sb}/(S_{sb}+S_{tb})$

Los valores de S_m se pueden calcular en función de la configuración de los tubos mediante las siguientes expresiones:

Disposición cuadrada:

$$S_m = L_B\left[D_S - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_O}{P_T}\left(P_T - D_O\right)\right] \qquad (33)$$

Disposición cuadrada rotada

$$S_m = L_B\left[D_S - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_O}{0{,}707 P_T}\left(P_T - D_O\right)\right] \tag{34}$$

Disposición triangular

$$S_m = L_B\left[D_S - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_O}{P_T}\left(P_T - D_O\right)\right] \tag{35}$$

Disposición triangular rotada

$$S_m = L_B\left[D_S - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_O}{0.5 P_T}\left(P_T - D_O\right)\right] \tag{36}$$

J_B. Este factor tiene en cuenta la posibilidad de un flujo de by-pass entre el haz de tubos y la carcasa. Este factor de corrección varía mucho con el tipo de construcción. Para intercambiadores de placa tubular fija este valor es próximo a 0.9 mientras que para intercambiadores de haz extraible, con una separación entre el haz de tubos y la carcasa mucho mayor, este valor puede bajar hasta 0.7. En este tipo de intercambiadores se puede mejorar el diseño con la colocación de llantas de sellado sujetas a los baffles que pueden permitir subir este factor hasta valores de 0.9.

Es función de la fracción de área disponible para el by-pass F_{bp}

$$F_{BP} = \frac{(D_S - D_{OTL})L_B}{S_M} \tag{37}$$

y del número de pares de llantas de sellado en relación al número de filas de tubos que encontraremos en el flujo cruzado N_c.

$$N_C = \frac{D_S\left(1 - 2L_C / D_S\right)}{P_{TP}} \tag{38}$$

P_{TP} espaciado entre filas de tubos en dirección del flujo. Es igual a P_T para disposición cuadrada de los tubos, 0.866 P_T para disposición triangular, 0.707 P_T para disposición cuadrada rotada, y 0.5 P_T para disposición triangular rotada.

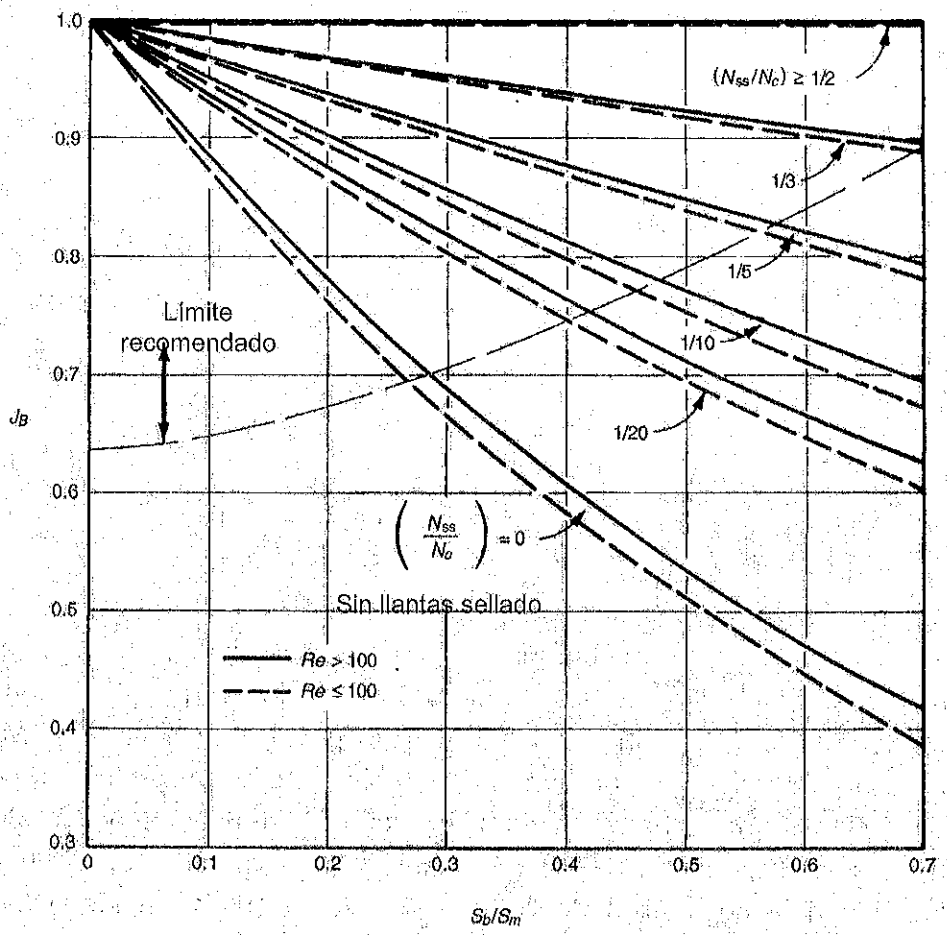


Figura 9: Factor de corrección para efectos del by-pass. Los parámetros son: N_{ss} , el número de pares de llantas de sellado y N_c , el número de filas en flujo cruzado.

Cálculo de la pérdida de carga

La perdida de carga en el lado carcasa se calcula como suma de las perdidas de carga para flujo cruzado ideal y de la perdida de carga en la zona de la ventana.

$$\Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w + 2\,\Delta P_e \qquad (39)$$

donde:

ΔP_s es la pérdida de carga total en la carcasa

ΔP_c es la pérdida de carga en el flujo cruzado a través de los tubos

ΔP_w es la pérdida de carga al pasar por la ventana del baffle

ΔP_e es la pérdida de carga en los extremos del intercanbiador.

La pérdida de carga que experimenta el fluido cada vez que cruza entre dos baffles el haz de tubos (Δp_c) se puede calcular a partir de las correlaciones obtenidas para flujos cruzados en bancos de tubos.

$$\Delta p_c = N_c K_f(1/2\ \rho V_{max}^2) \quad (40)$$

donde:

N_c es el número de filas en flujo cruzado dado por la ec. 38

K_f es función del número de Re y se puede obtener a partir de correlaciones obtenidas en flujo cruzado en bancos de tubos.

Paras calcular el valor de ΔP_C el valor obtenido de Δp_c se ha de multiplicar por el número de veces que el fluido atraviesa el banco de tubos y aplicar los factores de corrección por las fugas que se producen entre los tubos y el baffle (R_L) y entre el baffle y la caracasa (R_B).

$$\Delta Pc = N_c K_f(1/2\ \rho V_{max}^2)\ (N_b\text{-}1)\ R_L\ R_B \quad (41)$$

donde:

N_b es el número de baffles

R_L Tiene en cuenta la misma problemática de fugas en los baffles que el factor análogo en la transferencia de calor. Su valor oscila entre 0.4 y 0.5 aunque puede ser menor en intercambiadores con un espaciado de baffles muy pequeño.

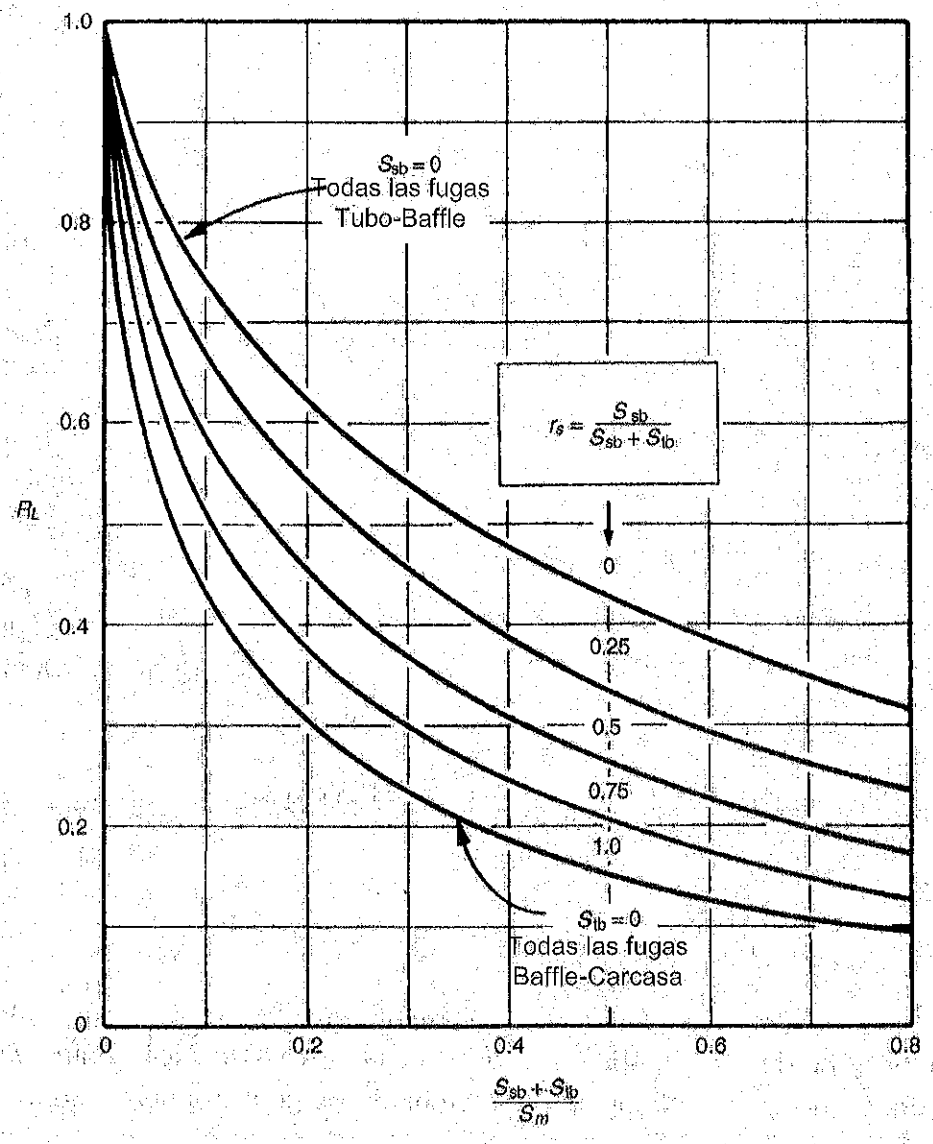


Figura 10: Factor de corrección para la influencia de fugas de tubo a baffle y carcasa a baffle sobre pérdida de carga

R_B. Este factor de corrección también es el análogo al utilizado en la transferencia de calor. El valor de este factor de corrección depende del tipo de construcción y del número de pares de llantas de sellado utilizadas en el diseño. Su valor esta entre 0.5 y 0.8 correspondiendo el valor más alto al diseño de placa tubular fija.

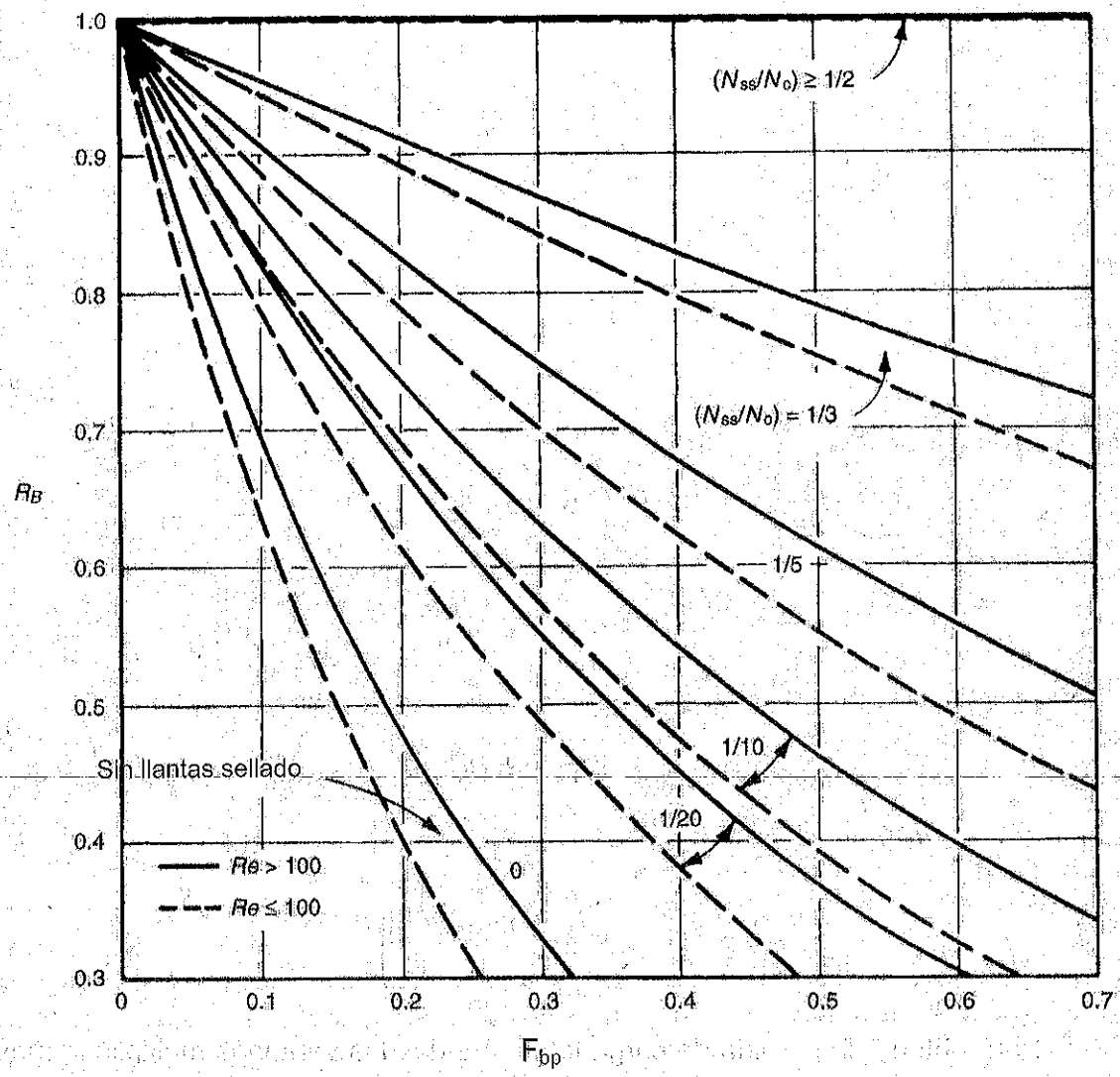


Figura 11: Factor de corrección para la influencia de by-pass sobre pérdida de carga

Bell estableció dos ecuaciones para calcular la pérdida de carga en una ventana en función del valor del Re

$$\Delta p_W = \frac{26 M_T \mu}{\rho \sqrt{S_m S_w}} \left[\frac{N_{cw}}{(P_T - D_O)} + \frac{L_C}{D_w^2} \right] + \frac{M_T}{S_m S_w \rho} \qquad \text{Re} < 100 \qquad (42)$$

$$\Delta p_w = \frac{(2 + 0.6 N_{cw}) M_T^2}{2 S_m S_w \rho} \qquad \text{Re} > 100 \qquad (43)$$

N_{cw} número efectivo de filas de flujo cruzado en la ventana del baffle

$$N_{cw} = \frac{0.8L_c}{P_{TP}} \tag{44}$$

S_w área del paso en la ventana

$$S_w = \frac{D_S^2}{4}\left[\cos^{-1}\left[\frac{D_S - 2L_C}{D_S}\right] - \left[\frac{D_S - 2L_C}{D_S}\right]\sqrt{1 - \left[\frac{D_S - 2L_C}{D_S}\right]^2}\right] - \frac{N_T}{8}(1 - F_C)\pi D_O^2 \tag{45}$$

donde:

N_T número total de tubos

D_w diámetro hidráulico de la zona de ventana

$$D_w = \frac{4S_w}{(\pi/2)N_T(1 - F_C)D_O + D_S\Theta_b} \tag{46}$$

con

$$\Theta_B = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_S - 2L_C}{D_S}\right) \tag{47}$$

Para obtener la pérdida de carga total de todas las ventanas multiplicaremos la perdida de carga en una ventana por el número de baffles y aplicaremos el factor de corrección por las fugas R_L

$$\Delta P_W = \Delta p_W N_b R_L \tag{48}$$

La pérdida de carga en la sección de entrada y salida está afectada por el by-pass pero no por las fugas. El cálculo se realiza a partir de la expresión vista en la zona de flujo cruzado pero ahora se ha de tener en cuenta que en la entrada y salida el fluido también cruza los tubos situados en la ventana del baffle.

$$\Delta P_E = \Delta p_c\left(\frac{N_c + N_{cw}}{N_c}\right)R_b \tag{49}$$

A esta pérdida de carga se tendría que sumar la pérdida de carga en las tubuladuras de entrada y salida.

La separación entre baffles en la zona de entrada y salida del intercambiador normalmente es superior que en el resto del intercambiador. Si el intercambiador es corto o con un número reducido de baffles, se debe incluir otro factor de corrección tanto para la pérdida de carga como para la transferencia de calor para tener en cuenta la reducción de velocidad en los extremos del intercambiador.

Resultados:

Los errores de este método pueden ser del 40 % en pérdida de carga y normalmente predicen perdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor esta alrededor del 25%.

La diferencia con respecto al método analítico propuesto por Tinker reside en que no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga. Por ejemplo, si en un intercambiador al cambiar el haz tubular cambia la separación entre el haz de tubos y la pared de la carcasa, solo los factores de corrección J_B y R_B variarán. Cuando de hecho, cualquier cambio en una de estas corrientes afectará al resto de corrientes.

Con el desarrollo y la extensión de los ordenadores se desarrollaron los primeros programas de cálculo de intercambiadores que se basaron en el método analítico propuesto por Tinker conocido como "análisis de corrientes". En los cálculos realizados a mano se continuó y continua utilizando el método de Bell-Delaware. No obstante Willis y Johnston (1984) propusieron una vía alternativa, intermedia entre los dos métodos, presentando una versión simplificada del método de análisis de corrientes.

Este método, adoptado por Engineering Sciences Data Unit (1983), propone que los coeficientes de resistencia al flujo n_s, n_t, n_w y n_b son constantes, independientes del caudal y dependen solo de la geometría del sistema. La única corriente para la cual el coeficiente n_i varía con el caudal es la corriente c. El parámetro n_c varía con el valor del número de Reynolds y se puede obtener de las correlaciones de pérdida de carga de flujo cruzado en bancos de tubos.

$$\Delta p_c = N_c K_f \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

si expresamos V_{max} en función del caudal de la corriente c y del área de paso

$$\Delta p_c = \frac{N_c K_f}{2} \frac{M_c^2}{\rho S_m^2} \qquad (49)$$

por lo tanto,

$$n_c = \frac{N_c K_f}{2\rho S_m^2} \tag{50}$$

El valor de K_f es función del número de Reynolds, donde

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho D_o V_{max}}{\mu} = \frac{D_o M_c}{\mu S_m} \tag{51}$$

Por lo tanto, para conocer n_c es necesario conocer el caudal que pasa por la corriente c, pero para conocer la repartición de caudales entre las diferentes corrientes (ecuaciones 22 a 26) es necesario conocer el valor de n_c. Por consiguiente se requiere un proceso iterativo para obtener la solución iniciando el cálculo con valor inicial estimado de F_c, por ejemplo 0.5. A partir de F_c calculamos M_c y con este valor podemos obtener un primer valor de n_c. El siguiente paso es el cálculo de los coeficientes constantes.

Coeficiente de resistencia de fugas entre carcasa y baffle n_s

$$n_s = \frac{0.036(t_b/\delta_{sb}) + 2.3(t_b/\delta_{sb})^{-0.177}}{2\rho S_s^2} \tag{52}$$

δ_{sb} espaciado entre baffle y carcasa [m]

t_b grosor del baffle [m]

S_s área de fuga entre carcasa y baffle [m^2]

$$S_s = \pi (D_s - \delta_{sb})\, \delta_{sb} \tag{53}$$

Coeficiente de resistencia de fugas entre tubo a baffle n_t

$$n_t = \frac{0.036(t_b/\delta_{tb}) + 2.3(t_b/\delta_{tb})^{-0.177}}{2\rho S_t^2} \tag{54}$$

δ_{tb} espaciado entre baffle y tubo

S_t área de fuga entre tubo y baffle

$$S_t = N_T \pi (D_0 - \delta_{tb}) \delta_{tb} \quad (55)$$

Coeficiente de resistencia del flujo en la ventana n_w

$$n_w = \frac{1.9 \exp(0.6856\, S_w / S_m)}{2\rho S_w^2} \quad (56)$$

S_m área de del flujo cruzado, definido por ecuaciones 33 a 36

S_w área del flujo de la ventana, ecuación 45 del método Bell-Delaware

coeficiente de resistencia al by-pass n_b

$$n_b = \frac{a(D_s - 2L_c)/P_{TP} + N_{ss}}{2\rho S_b^2} \quad (57)$$

a 0.266 para disposiciones cuadradas

0.133 para disposiciones triangulares, triangular rotada y cuadrada rotada

D_s diámetro interno de la carcasa [m]

L_c separación entre baffled (distancia) [m]

P_{TP} espacio entre filas de tubos en dirección del flujo [m]

N_{ss} numero de pares de llantas de sellado [m]

S_b área del flujo del by-pass

$$S_b = (2\, \delta_{by} + \delta_{pp})\, L_B \quad (58)$$

δ_{by} separación entre haz de tubos y carcasa [m]

δ_{pp} separación asociada a la separación entre pasos de tubos [m]

Con el valor de todos estos coeficientes se puede calcular los valores F_i, con lo cual podemos comparar el valor de F_c, con el valor estimado inicialmente. Si el valor no coincide se calcula de nuevo el valor de n_c con el nuevo valor de F_c, repitiendo el proceso hasta que el valor de F_c de un paso de iteración y el siguiente coincidan. Normalmente tres iteraciones son suficientes para conseguir obtener la repartición de caudales con una precisión del 0,5%.

Cuando se ha obtenido la repartición de caudales se realiza el cálculo del coeficiente de transferencia de calor a partir del valor obtenido de M_c utilizando las correlaciones de flujo cruzado a un banco de tubos ideal.

Este último método con respecto al método de Bell-Delaware presenta una mayor aproximación a la realidad respecto a la interacción entre las corrientes. Aunque el proceso de cálculo es más laborioso por las necesarias iteraciones, por un lado esto se ve compensado por la presentación de los coeficientes mediante ecuaciones, lo cual permite la completa programación del método, y por otro lado el proceso de iteración no presenta ninguna dificultad si se utiliza un "solver" como puede ser EES.

5.4 COMPARACIÓN DE MÉTODOS

Finalmente, de los comentarios realizados en la presentación de los tres métodos podemos concluir que:

- Kern no recomendado a pesar de su simplicidad y de ser frecuentemente utilizado.
- Wills-Johnson preferible comparado con Bell-Delaware: más fundamental, solamente pocos cálculos más.
- Actualmente Bell-Delaware a menudo usado como estándar.

5.5 PERSPECTIVAS

Como se ha comentado, actualmente, los programas de cálculo de intercambiadores de carcasa y tubos sin cambio de fase utilizan el método de

análisis de corrientes para el cálculo de la transferencia de calor y pérdida de carga en el lado carcasa. Per este método sigue dependiendo de correlaciones empíricas para la determinación de los coeficientes de resistencia. Además otro punto que no queda del todo resuelto por este método es la distorsión del perfil de temperaturas que producen estas corrientes de fuga y by-pass. La temperatura de estas corrientes se ve mucho menos alterada que la de la corriente c que atraviesa el haz de tubos. Aunque estas corrientes se mezclan esta mezcla no es perfecta sobretodo en régimen laminar produciendo una distorsión del perfil de temperaturas considerado para el cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica.

Estos problemas podrían ser superados en el futuro con la utilización técnicas de computación dinámica de fluidos (CFD). En esta vía de desarrollo están trabajando centros investigación como el HTFS.

En la actualidad programas de CFD como FLUENT han experimentado grandes mejoras permitiendo definir, en un tiempo razonable, la geometría del intercamblador. Una vez introducida la geometría el programa genera automáticamente la malla de puntos y resuelve las ecuaciones de flujo y transferencia de calor.

5.6 ANEXO

5.6.1 Calculo del coeficiente de transferencia de calor para un flujo cruzado a un banco de tubos ideal.

$$Nu = a\, Re^{m}\, Pr^{0.34}\, F_1\, F_2 \qquad (59)$$

a, m constants

Intervalo de	Tubos alineados		Tubos alternados	
valores de Re	a	m	a	m
$10 - 3*10^2$	0.742	0.431	1.309	0.360
$3*10^2 - 2*10^5$	0.211	0.651	0.273	0.635
$2*10^5 - 2*10^6$	0.116	0.7	0.124	0.7

F_1 factor de corrección de las variaciones de las propiedades del fluido entre superficie y fluido. Este factor puede evaluarse como $F_1 = (Pr/Pr_w)^{0.25}$

F_2 factor de corrección per el efecto del número de filas de tubos en la dirección del flujo

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Alternados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Re número de Reynolds para flujo cruzado

$$Re = \rho V_{max} D_0 / \eta \quad (60)$$

η viscosidad dinámica del fluido

D_0 diámetro exterior del tubo

V_{max} velocidad máxima del fluido

$$V_{max} = M_S / (\rho S_m) \quad (61)$$

donde S_m se pude calcular mediante las expresiones 33 a 36 vistas anteriormente.

5.6.2 Calculo del factor de fricción para un flujo cruzado a un banco de tubos ideal.

K_f factor de fricción.

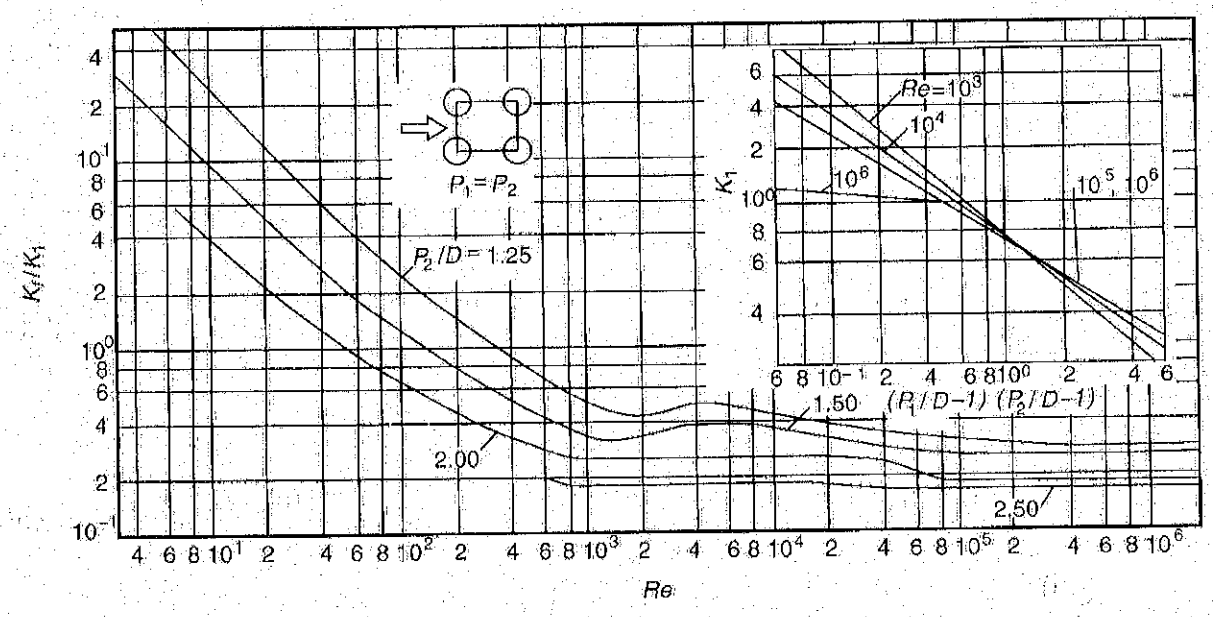


Figura 12. Factor de fricción para un banco de tubos alineados

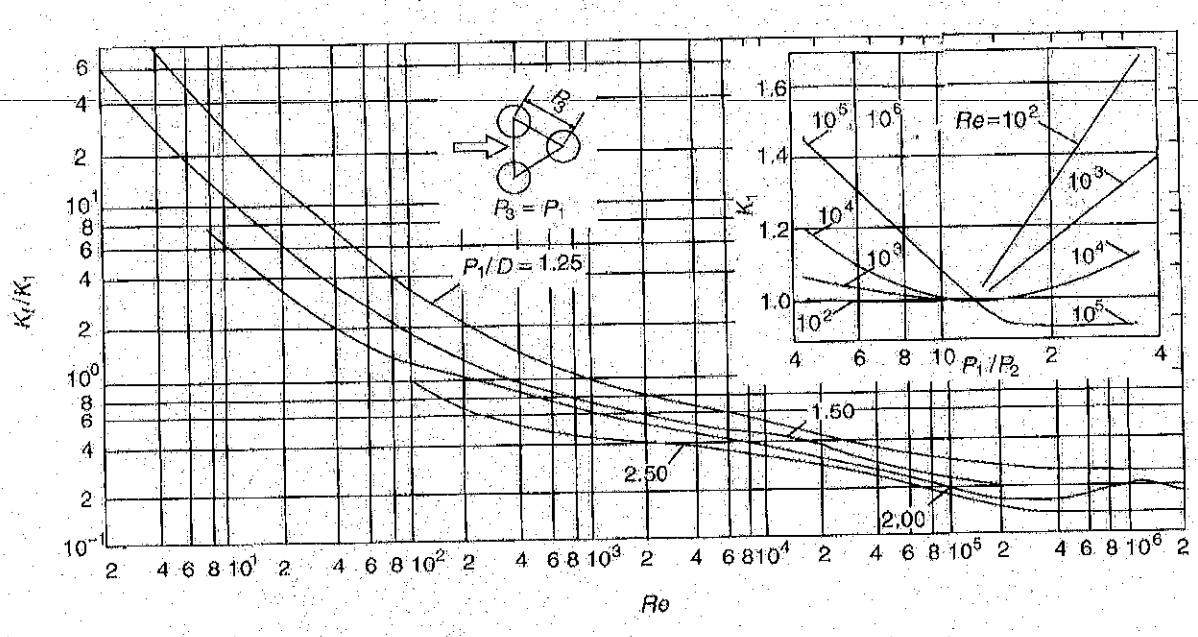


Figura 13. Factor de fricción para un banco de tubos alternados

Alternativamente se puede obtener K_f a partir de las ecuaciones 62 a 65 en el caso que $(P_T/D_o)=1.25$ que es una relación muy utilizada en el diseño de bescanviadores de carcasa y tubos.

Disposición cuadrada

$$K_f = 0.272 + \frac{0.207\times10^3}{\mathrm{Re}} + \frac{0.102\times10^3}{\mathrm{Re}^2} - \frac{0.286\times10^3}{\mathrm{Re}^3} \qquad 3 < \mathrm{Re}\ 2\cdot10^3 \qquad (62)$$

$$K_f = 0.267 + \frac{0.249\times10^4}{Re} - \frac{0.927\times10^7}{Re^2} + \frac{0.10\times10^{11}}{Re^3} \quad 2\cdot10^3 < Re\ 2\cdot10^6 \qquad (63)$$

disposición triangular

$$K_f = 0.795 + \frac{0.247\times10^3}{Re} + \frac{0.355\times10^4}{Re^2} - \frac{0.155\times10^4}{Re^3} + \frac{0.241\times10^4}{Re^4} \quad 3 < Re < 10^3 \qquad (64)$$

$$K_f = 0.245 + \frac{0.339\times10^4}{Re} - \frac{0.984\times10^7}{Re^2} + \frac{0.133\times10^{11}}{Re^3} + \frac{0.599\times10^{13}}{Re^4} \quad 10^3 < Re < 2\ 10^6$$

(65)

7 REBOILERS

7.1 INTRODUCCIÓN

Reboilers: Evaporadores usados en la industria de procesos para generar un flujo de vapor para alimentar una columna de destilación.

El vapor se genera de la corriente de líquido que sale de la última etapa. El líquido se evapora parcialmente. De la fracción de líquido no evaporado, una parte vuelve a la columna y el resto sale como producto de fondo de la columna. El tiempo de residencia medio del líquido en el fondo (holdup time) de una columna de destilación es en general entre 5 a 10 minutos.

7.2 TIPOS DE REBOILERS

7.2.1 Reboiler interno

El reboiler interno es la forma más sencilla de un reboiler. Consiste en un haz de tubos, en general tubos en U, insertado en el fondo de la columna (fig. 1). Este tipo es muy económico, y no presenta problema hidrodinámicos pero tiene dos desventajas:

- La columna de destilación es pocas veces suficientemente ancha para permitir suficiente superficie de intercambio. Por lo tanto, no puede utilizarse cuando la ΔT disponible es pequeña.
- No se puede utilizar con fluidos sucios.
- A veces es difícil de soportar el haz de tubos.

Sobre todo por el primer aspecto, los reboilers internos en la práctica son poco utilizados.

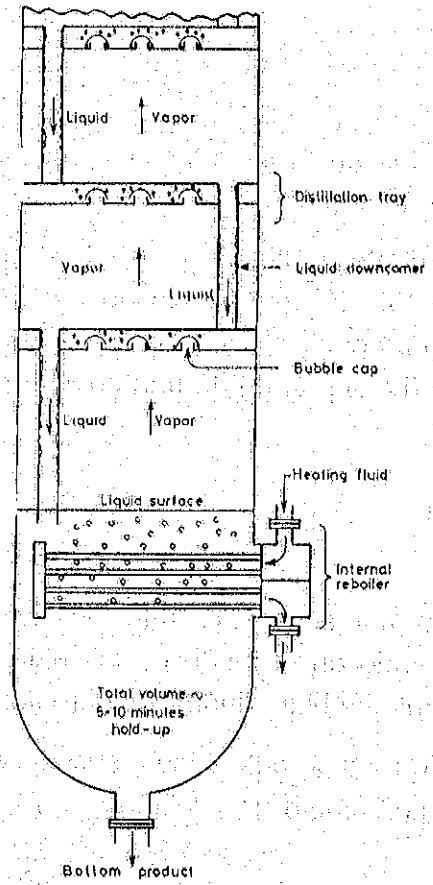


Figura 1: Columna de destilación con un reboiler interno

7.2.2 Reboiler Kettle

Consiste de una carcasa tipo K, montada en horizontal (fig. 2). El circuito de la carcasa esta conectado por tuberías con la columna de destilación. La ebullición del fluido de proceso tiene lugar en el lado carcasa y el calentamiento en general por vapor de proceso. Flujo a través del reboiler por termosifón (gravity feed). El producto de fondo de la columna es el que sale del rebosadero del reboiler.

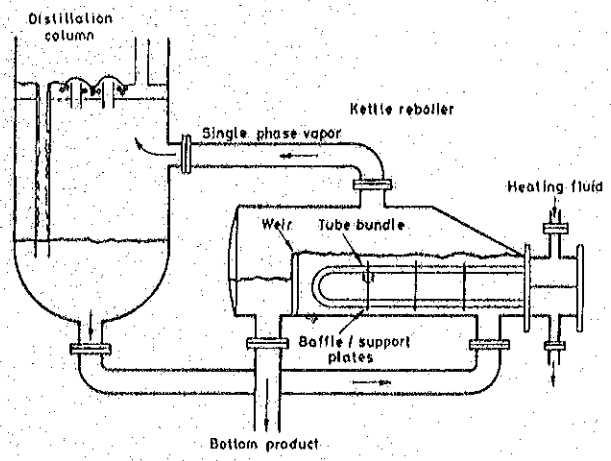


Figura 2: Reboiler Kettle conectado a una columna de destilación.

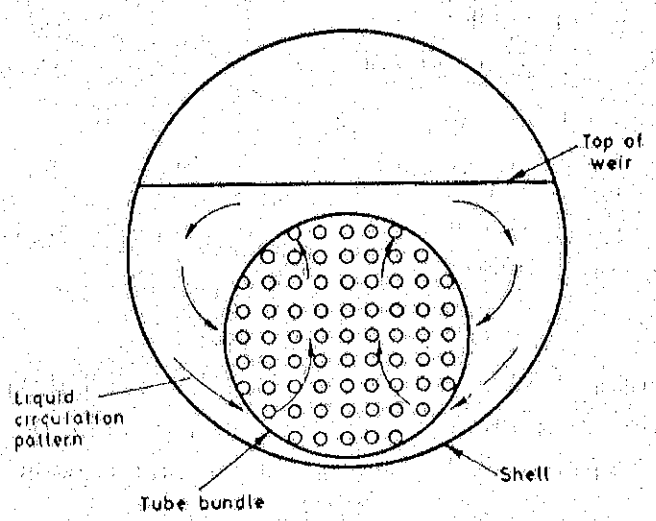


Figura 3. Sección transversal de un rebolier tipo kettle.

Diámetro de la carcasa típico: 0.6-3 m; Longitud de carcasa 2,4 a 12 m. Tamaño máximo determinado por dificultades en el transporte y el manejo. Haz de tubos en general con área transversal circular, situado como en fig. 3.

Relación entre diámetro carcasa y diámetro del haz de tubos entre 1.5 a 2 aunque hay que considerar un espacio mínimo para el vapor de 0.25 m sobre el nivel del líquido.

A veces el haz de tubos es semicircular, y ocupa toda la parte baja del reboiler. El rebosadero que limita el nivel del líquido se sitúa entre 0.05 y 0.15 m por encima de la parte superior del haz de tubos. Si el líquido se evapora completamente, su nivel se mantiene por un control de nivel.

Los tubos son preferentemente tubos en U. Si hay fouling en el lado tubos (este problema no se presenta si el fluido de calentamiento es vapor) se usan tubos rectos con cabezal flotante. Los tubos están soportados por placas. Estas no afectan la circulación, porque el flujo principal es en dirección normal al eje del haz (ver también fig. 3).

En la salida del vapor hay que limitar el arrastre del líquido. La altura libre por encima del líquido ya asegura en gran medida que las gotas de líquido caigan antes de llegar a la tubuladura pero además muchas veces se coloca un "demisters" a la salida.

Ventajas :

- No tiene problemas hidrodinámicos por lo que el diseño en este sentido no presenta dificultad.
- El coeficiente global se mantiene bastante constante a lo largo del intercambiador y se puede estimar con poco error. Solo hay problemas en la estimación del coeficiente global si tenemos diferencias de temperatura muy grandes que provocan una gran generación de vapor o bien en el caso de diferencias de temperatura muy pequeñas en cuyo caso domina el mecanismo de ebullición convectiva.

- Como las salidas del vapor y el líquido están separadas no se presenta la dificultad de calcular la pérdida de carga de un flujo bifásico.
- Como no hay problemas hidrodinámcos pueden trabajar con altos vacíos o con altas presiones donde el único inconveniente es el precio de la carcasa.
- Cuando la diferencia de temperaturas es pequeña se puede mejorar los coeficientes disminuyendo el Pitch de los tubos.

Desventajas

- Un problema de reboilers Kettle es la acumulación de suciedad y material sólido en la zona de los haces de tubos, que causa fouling. Es necesario purgar regularmente el fondo de la carcasa. Para fondos de columnas sucios no es aconsejable su uso.
- Para fluidos que tiene un intervalo de ebullición muy amplio presenta el problema que el líquido se concentra de los componentes más pesados y por lo tanto aumenta su punto de ebullición. Como resultado en este tipo de reboiler el ΔT disponible es menor.

Por lo tanto los reboilers tipo Kettle estan indicados para fluido limpios con un pequeño intervalo de ebullición y para cualquier presión de operación.

7.2.3 Reboiler con termosifón vertical

Un reboiler con termosifón vertical típico consiste de una carcasa tipo E montada verticalmente y con un solo paso por tubos. La conexión se muestra en fig. 4. El circuito del lado tubos está conectado con el fondo de la columna. La ebullición del fluido del proceso ocurre en los tubos. El fluido calefactor, que normalmente es vapor de agua se alimenta por el lado carcasa en contracorriente. El nivel del líquido de la columna esta bastante arriba de la placa inferior de reboiler y a menudo al mismo nivel que la placa superior. Cuando se trabaja con poca presión se baja el nivel para no tener mucho subenfriamiento en el líquido. El flujo se establece por circulación natural por las diferencias de densidades del líquido del fondo de la columna y de la mezcla líquido-vapor que hay en el intercambiador.

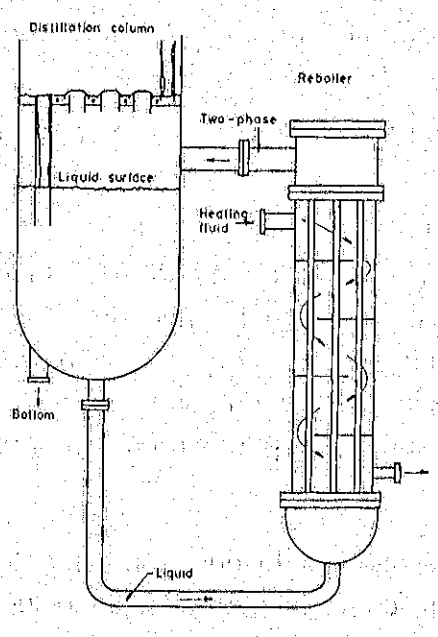


Figura 4: Reboiler con termosifón vertical conectado a una columna de destilación.

Longitud del tubo 2.5 a 6 m. Tubos más largos son posibles, pero hay que levantar toda la columna de destilación. Longitudes de menos que 1.8 m llegarían a un diseño no económico comparado con otros tipos de reboilers. El diámetro del tubo es importante para asegurar una buena circulación. Para bajas presiones ha de ser superior a 25 mm y para altas presiones se puede reducir hasta 19 mm.

La corriente de salida del reboiler es una mezcla líquido-vapor.

Reglas de diseño: Area de paso de la salida igual al área de paso de los tubos para evitar inestabilidades. El diámetro de la entrada es menor porque solamente hay líquido. Una elevada pérdida de carga en la entrada aumenta la estabilidad de la unidad. A veces se introduce una válvula antiretorno en la entrada de líquido porque se pueden producir inestabilidades de flujo, sobretodo a bajas presiones y generación de vapor muy grande. Para un funcionamiento estable, la fracción de vapor generada debe estar entre 0.1-0.35 para hidrocarburos y entre 0.02-0.1 para agua y líquidos con intervalo de ebullición pequeño. Cuando para calentar se utiliza un líquido a veces es ventajoso trabajar en cocorriente para tener al principio más ΔT, se forme más vapor y así se favorece la circulación.

Reboilers con termosifón vertical están diseñados para recirculaciones de líquido altas.

Definición de la relación de recirculación R

R= líquido recirculado/vapora generado = $(1-x_{vo})/x_{vo}$

x_{vo} título de la mezcla bifásica (fracción del caudal masico de vapor) a la salida del reboiler.

Las relaciones de recirculación son en general superiores a 3 y mucho más altas (hasta 20) para operación en vacío.

Aunque el líquido se encuentra a la temperatura de saturación en la superficie libre de la columna de destilación, esta subenfriado en la entrada a los tubos debido a la diferencia de presión hidrostática. Hay una zona de transferencia de calor a líquido subenfriado en los tubos, hasta que se alcanza la temperatura de saturación. Para presiones cerca de la atmosférica la longitud de tubo de la zona subenfriada será un 10% de la longitud total, y menos para presiones más altas. Para vacío puede representar una gran parte del tubo.

Ventajas :

- La velocidad de circulación es alta por lo que normalmente no hay problemas de deposición de fouling. Además, como la ebullición tiene lugar en el lado tubos se puede limpiar mecánicamente aunque para la construcción vertical resulta la operación algo difícil y aveces se colocan horizontales antes de limpiarlos.

Desventajas :

- El flujo de calor crítico es inferior que en termosifón horizontal.
- Presentan bastantes problemas de estabilidad si se trabaja con ΔT muy altos.
- Presentan problemas para presiones de operación muy bajas o muy altas.

  Presiones muy bajas (<0.2 bar):

  - Problema de mantener ebullición nucleada estacionario, porque se producen volúmenes muy grandes de vapor, evaporando solamente poco líquido.
  - Necesidad de mucho calor sensible hasta llegar a la temperatura de saturación, lo que puede causar bajas coeficientes de transferencia de calor.

  Presiones muy altas (>0.9*presion critica)

  - Fácilmente se excede el flujo de calor crítico.
  - La diferencia de densidades para mantener la circulación natural es pequeña.
  - El caudal de circulación que se obtiene es menor que con la disposición horizontal por lo que requiere un ΔT mayor para asegurar la generación de una cantidad suficiente de vapor y que la diferencia de densidades asegure la circulación. Por lo tanto, tampoco se pueden utilizar cuando el ΔT disponible sea pequeño.

Por lo tanto este tipo de reboilers se utilizara con fluidos sucios con un intervalo de ebullición entre pequeño y moderado y con unas condiciones de operación de presión y ΔT moderadas.

7.2.4 Reboiler con termosifón horizontal

Un reboiler con termosifón horizontal consiste típicamente de una carcasa montada horizontalmente, de tipo X, G, H, J o E.

La de tipo E solo se utiliza para reboilers pequeños porque con carcasa grandes presenta problemas de pérdida de carga. Para intercambiadores grandes donde hay que vigilar la pérdida de carga para asegurar una buena circulación es aconsejable una carcasa tipo J. Para servicios en vacío con fluidos con un intervalo de ebullición pequeño se aconseja una carcasa tipo X. Para fluidos con un intervalo de ebullición amplio se aconseja las carcasas G i H.

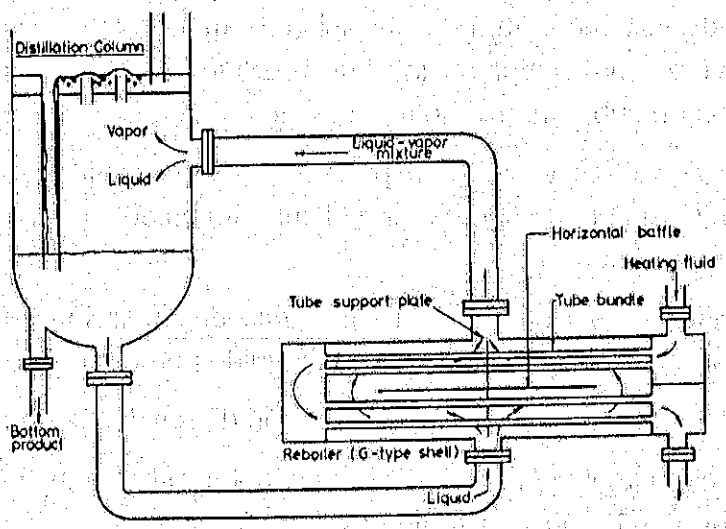


Figura 5: Reboiler con termosifón horizontal con carcasa tipo G conectado a una columna de destilación

- G : una entrada y salida con un baffle horizontal
- H : dos entradas y dos salidas con dos baffles horizontales

La ebullición del fluido de proceso ocurre en el lado de la carcasa. Calentamiento en general por vapor. Flujo a través del reboiler por termosifón, no se necesita bomba. El producto de fondo se extrae normalmente directamente de la columna y no del reboiler.

Regla de diseño: El área de paso en los extremos de los baffles es al menos igual al área de paso de la salida, o longitud del baffle 2/3 veces longitud de la sección.

Ej.: Tipo H, 6m largo => dos baffles de 2 m.

En general hay una distancia significante entre la parte superior del haz y la carcasa. El área encima del haz es muchas veces aprox. la mitad del área de paso de salida.

Casi siempre numero par de pasos de tubos para evitar diferencias del rendimiento térmico de las diferentes partes. Tipo de tubos con preferencia U, y si hay fouling rectos.

Como los reboilers con termosifón vertical, los reboilers con termosifón horizontal están diseñados para relaciones de recirculación altas. R es superior a 3 y mucho mayor para funcionamiento en vacío.

Ventajas :

- Presentan los coeficientes más elevados incluso con ΔT pequeños por la alta turbulencia generada por los baffles y la alta circulación.
- Es el intercambiador que para la misma temperatura de entrada del fluido calefactor consigue una ΔT efectiva mayor. Con fluidos con un intervalo de ebullición amplio consiguen mejor ΔT que los tipo Kettle porque la evaporación es parcial y por lo tanto el incremento de la temperatura de ebullición es menor. Respecto a los termosifones verticales el ΔT es mayor porque la altura de líquido en la columna es menor y el líquido llega con un subenfriamiento menor al intercambiador.
- Para servicios con altos vacíos son preferibles a los verticales porque la altura de líquido en la columna puede ser menor y el subenfriamiento del líquido a la entrada del intercambiador será menor.
- Para fluidos viscosos y con un amplio intervalo de ebullición se consiguen mejores coeficientes por el alto grado de mezcla conseguido por los baffles.
- El alto grado de circulación dificulta la deposición de residuos sobre la superficie.
- El fluido calefactor circula por el interior de los tubos y si es muy sucio o corrosivo será más indicado que un termosifón vertical.

Desventajas :

- Si hay problemas de fouling como es en el lado carcasa será difícil de limpiar.
- Las carcasas utilizadas son caras.
- A la salida tenemos un flujo bifásico que requiere un diseño preciso para no tener velocidades demasiado elevadas ni demasiado bajas que podrían dar lugar a un retorno del líquido que motivaría una acumulación de los componentes pesados.
- Como el buen funcionamiento depende en gran medida de la velocidad de circulación, los resultados no son tan buenos como en el caso de un Kettle para unas condiciones de alto vacío o alta presión.

Por lo tanto será indicada para fluidos que no tengan un foluling excesivo de cualquier intervalo de ebullición en servicios a presión moderada. Se pueden utilizar en servicios con un pequeño ΔT disponible y no requieren una presión estática elevada.

7.2.5 Selección del tipo

Para muchas tareas diferentes tipos de reboilers son apropiados, y la decisión no se hace siempre por el coste. Importan factores como la simplicidad en el diseño, o la práctica usual en una empresa. Pero existen unas reglas generales. Primero se resumen las características de los diferentes tipos en tabla 8.1.

Tipo Reboiler	*Kettle*	*Reboiler con termosifón horizontal*	*Reboiler con termosifón vertical*
Tipo carcasa	K	G o H	E
Operación	gravedad	termosifón	termosifón
Fluido caliente	tubo	tubo	carcasa
Fluido de proceso	carcasa	carcasa	tubo
Orientación de la carcasa	horizontal	horizontal	vertical
Salida del producto del fondo	reboiler	columna	columna
Fluido que vuelve a la columna	vapor	líquido-vapor	líquido-vapor

Tabla 8.1: Tipos de reboiler

Los factores importantes son:

- Fluidos con fouling por el interior de tubos. Si el fluido de proceso tiene tendencia al fouling utilizar un reboiler con termosifón vertical. El tipo Kettle tiene las peores características de fouling.
- Fluido de proceso es sensible al calor: poco tiempo de residencia => reboiler con termosifón vertical
- Ningún tipo es muy adecuado para altas presiones. Kettle caro por las carcasas de gran diámetro. Tipos con termosifón no trabajan bien por la pequeña diferencia de densidades. Circulación puede mejorarse con una bomba en la entrada del reboiler.
- Sistemas en vacío. Reboiler con termosifón horizontal preferible al vertical porque la altura de la columna de líquido es menor. El reboiler tipo kettle no presenta problemas de operación y será una opción a considerar.
- Reboiler con termosifón vertical: puede ser necesario de levantar la columna, pero ocupan poco área de suelo.

- Para líquidos que forman espumas Kettle no adecuado.
- Diseño de Kettle (al menos aproximado) más fácil. Transferencia de calor y aspectos hidrodinámicos son casi independientes. Tipos con termosifón se tienen que diseñar juntos con las tuberías externas para obtener las relaciones de recirculación necesarios.
- Control de Kettle es más fácil. Además no presenta problemas de estabilidad.

	Tipo de Reboiler		
Condiciones de operación	Kettle	Termosifón H	Termosifón V
Presión de trabajo			
Moderada	C	B	M
Cerca punto crítico	M-C	D	D
Vacío elevado	B	D	D
Diferencia temperaturas			
Moderada	C	B	M
Grande	M	D	B-D
Pequeña	B-R	B	D
Muy pequeña	R-P	R	P
Foulling			
Limpio	B	B	B
Moderado	D	B	M
Alto	P	D	M
Muy alto	P	P	D
Mezcla			
Componentes puros	B	B	B
Estrecho	B	B	M
Ancho	R	M	B
Muy ancho	R-P	B-D	P
Líquido viscoso	R-P	B-D	P

M: Mejor opción, B: Buena operación, R: Regular, D: Difícil diseño, P: Pobre resultado

C: Funcionamiento correcto pero caro

Tabla 2. Selección de reboilers

Además de los tipos de reboiler presentados existen reboiler con convección forzada (con una bomba). La posición del rebolier puede ser horizontal pero a menudo es vertical. El fluido siempre circula por el interior de los tubos. Es una opción útil en casos con limitaciones de circulación porque el fluido es muy viscoso o la ΔT disponible es muy pequeña. Otra aplicación típica se da cuando el fondo de la columna presenta graves problemas de fouling. En estos casos se pueden reducir las deposiciones trabajando con

velocidades entre 5 y 6 m/s. Pero exige trabajo de la bomba, coste de capital y de mantenimiento adicional.

7.3 CALCULO DE REBOILERS

7.3.1 Evaporación en el exterior de los tubos (kettle y termosifón horizontal)

7.3.1.1 Cálculo del coeficiente de convección

Las correlaciones para el cálculo del coeficiente de convección con ebullición en el exterior de los tubos parte de las correlaciones obtenidas para un tubo.

Hay varias correlaciones publicadas. Entre ellas una de las que tiene un intervalo de aplicación más amplio es la de Motinski

$$h_{nb1} = 0.00417 P_C^{0.69} q''^{0.7} F_P$$

h_{nb1}: coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada para un tubo (W/m^2K)

P_c: presión crítica (kPa)

q": flujo de calor (W/m^2)

F_P : factor de corrección de la presión

$$F_P = 1.8\left(\frac{P}{P_C}\right)^{0.17}$$

P: presión de operación del reboiler (kPa)

En un banco de tubos, el coeficiente de convección es más grande que el de un solo tubo porque la velocidad a la que se mueve el líquido y el vapor provoca que el grosor de la película de líquido sobre el tubo sea menor.

Para un banco de tubos es conveniente trabajar con expresiones del tipo:

$$h_b = h_{nb1} F_b F_c + h_{nc}$$

El factor de corrección F_b tiene en cuenta que además de la transferencia de calor por ebullición hay que considerar también una transferencia por convección forzada. La determinación rigurosa de F_b es complicada porque se debe determinar que tipo de circulación se establece en el banco de tubos. Para realizar cálculos aproximados se puede determinar F_b a partir de la geometría del banco de tubos.

$$F_b = 1.0 + 0.1\left[\frac{0.785 D_b}{C_1\left(P_T/D_o\right)^2 D_o} - 1.0\right]^{0.75}$$

D_b: diámetro del banco de tubos

P_T: pitch

D_o: diámetro exterior de los tubos

C_1 es igual a 1 para un pitch de 90 o 45 ° y 0.866 para una disposición de 30 o 60°

Si no se conoce la geometría se puede considerar un valor F_b de 2.0 para un reboiler tipo kettle y 2.3 para termosifones horizontales.

El factor F_c tiene en cuenta el efecto de las mezclas. Se ha comprobado que el coeficiente de convección de las mezclas es menor que el de los compuestos puros.

El factor F_c se puede calcular mediante la siguiente expresión.

$$F_c = \frac{1}{1 + 0.023 q''^{0.15} BR^{0.75}}$$

BR: intervalo de ebullición (°C)

h_{nc} es el coeficiente de convección en convección natural. Solo se ha de considerar en el caso que $\Delta T < 4°C$. Para hidrocarburos se puede considerar un valor de 250 W/m^2K y para agua un valor de 1000 W/m^2K.

7.3.1.2 Diferencia de temperaturas efectiva

El calor intercambiado en reboiler será igual a:

$$q = UA\Delta T$$

ΔT en el caso de ebullición de líquidos puros o con un intervalo de ebullición estrecho se puede calcular mediante la expresión de la ΔT_{LM} habitual. Si el intervalo de ebullición es amplio el perfil de temperaturas deja de ser lineal y calcular ΔT con la expresión de la ΔT_{LM} llevaría a un valor optimista. Para un reboiler tipo kettle se aconseja calcular ΔT_{LM} tomando en el lado carcasa siempre la temperatura de salida del vapor. Para un termosifón horizontal este cálculo sería muy conservador y se aconseja calcular ΔT_{LM} pero con el intercambiador funcionando en cocorriente.

7.3.1.3 Flujo de calor crítico y ebullición en película

En el diseño de un reboiler se debe determinar el flujo de calor crítico para evitar de trabajar en la zona de ebullición en película.

El flujo de calor crítico se determina a partir del valor obtenido para un solo tubo y después se corrige por la geometría.

$$q''_{b,max} = q''_{1,max}\phi_b$$

Para la determinación del flujo de calor crítico en un tubo hay varias correlaciones, entre ellas la correlación de Motinski.

$$q''_{1,max} = 367 P_C \left(\frac{P}{P_C}\right)^{0,35} \left(1 - \frac{P}{P_C}\right)^{0,7}$$

$q''_{1,max}$: flux de calor crítico en un tubo (W/m^2K)

P: presión (kPa)

P_C : presión crítica (kPa)

$$\phi_b = 3,1 \frac{\pi D_b L}{A} \quad \text{si } \phi_b \leq 1$$

D_b: diámetro del banco de tubos (m)

A: área de intercambio (m^2)

L: longitud de los tubos (m)

En el diseño es conveniente fijar el flujo de calor en el 70% del flujo de calor crítico.

Cuanto mayor es el diámetro del haz de tubos y cuanto más cerca están los tubos ϕ_b tiende a una valor más pequeño. El flujo de calor crítico se reduce porque al subir rápido el vapor el fácil que deje los tubos "secos". En el caso de haces tubulares grandes conviene utilizar tubos largos y separados.

7.3.1.4 Arrastre de líquido

En los reboilers kettle el vapor sale separado del líquido. Aveces hay que asegurar que el vapor salga sin arratres de líquido como pede ser el caso en que estos vapores alimenten a un compresor. En este caso hay que aseguar suficiente volumen por encima de los tubos para conseguir la separación del líquido y del vapor. Una correlación que habitualmente se utiliza es:

$$VL = 0,064 \rho_V \left(\frac{\sigma}{\rho_L - \rho_V}\right)^{0,5}$$

VL: carga de vapor (kg/sm^3), (caudal de vapor (kg/s) dividido por el volumen necesario en la zona de vapor para que no se produzcan arrastres (m^3)

σ: tensión superficial del líquido (N/m)

ρ_L : densidad del líquido (kg/m^3)

ρ_V : densidad del vapor (kg/m^3)

En el proceso de ebullición el nivel del líquido sube por encima del nivel del liquido sin ebullición. Por lo tanto, el nivel del líquido se puede colocar hasta 1/3 por debajo del nivel superior de los tubos sin riesgo de que los tubos queden secos.

7.3.1.5 Distribución del flujo

En los reboilers tipo kettle y horizontal se debe asegurar una buena distribución del líquido a lo largo del intercambiador. Esto implica que si el reboiler es muy largo se debe considerar la instalación en el intercambiador de más de una entrada y una salida. Como norma general el número de pares de tubuladuras de entrada y salida se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$N_n = \frac{L}{5D_b}$$

N_n: número de tubuladuras

L: longitud del intercambiador

D_b: diámetro del haz de tubos

Además el diámetro de las tubuladuras ha de ser ha de ser lo suficiente grande como para no tener pérdidas de carga que supongan una restricción a la circulación.

7.3.2 Reboilers verticales

7.3.2.1 Cálculo del coeficiente de convección

En este tipo de reboilers se tiene un flujo interno bifásico. El caudal que pasa a través del intercambiador viene dado por el balance que se establece entre la pérdida de carga en el intercamblador y las tuberías de conexión y la presión disponible por la columna de líquido.

La transferencia de calor se produce por los mecanismos de ebullición nucleada y convección forzada. Uno de los métodos para calcular este coeficiente de convección el el propuesto por Chen:

$$h_b = s \times h_{nb} + h_{cf}$$

s: factor de represión o reducción

h_{nb}: coeficiente en ebullición nucleada

h_{cf}: coeficiente de convección forzada

Para el cálculo del coeficiente de convección en ebullición nucleada se puede utilizar la correlación de Foster-Zuber en función de ΔT_{sat}

$$h_{nb} = 0.0012\left(\frac{k_L^{0.79} Cp_L^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \eta_L^{0.29} \Delta H_v^{0.24} \rho_v^{0.24}}\right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$$

k_L: conductividad del líquido (W/mK)

Cp_L: Capacidad calorífica del líquido (J/kgK)

σ: tensión superficial del líquido (N/m)

ρ_L : densidad del líquido (kg/m^3)

ρ_v : densidad del vapor (kg/m^3)

ΔH_v: Calor latente (kJ/kg)

η_L: viscosidad dinámica del líquido (Pa s)

ΔT_{sat}: diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación (°C)

ΔP_{sat}: diferencia entre la presión de saturación y la presión de saturación a la temperatura de la pared (Pa)

---

o bien utilizar una correlación equivalente a la utilizada en los equipos horizontales a partir del flujo de calor.

$$h_{nb} = h_{nb1} F_c$$

$$h_{nb1} = 0.0417 P_C^{0.69} q''^{0.7} F_P$$

$$F_P = 1.8\left(\frac{P}{P_C}\right)^{0.17} \qquad F_c = \frac{1}{1 + 0.023 q''^{0.15} BR^{0.75}}$$

El factor de reducción o represión se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$s = \frac{1}{1 + 2.5 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1.17}}$$

Re_{tp}: Re de flujo bifásico que se puede calcular como:

$$Re_{tp} = Re_L F^{1.25}$$

Re_L : Reynolds de la fase líquida

$$Re_L = \frac{m(1-x)}{\frac{\pi}{4} D_i \mu_L}$$

m: caudal másico que pasa por el tubo (kg/s)

x: fracción másica de vapor

D_I: diámetro interior del tubo (m)

$$F=1 \text{ para } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1$$

$$F = 2.35\left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213\right)^{0.736} \text{ para } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1$$

Donde X_{tt} es el parámetro de Martinelli

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5}\left(\frac{\eta_L}{\eta_v}\right)^{0.1}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección forzada Chen propone la siguiente correlación derivada de la correlación de Sieder-Tate:

$$h_c = 0.023(Re_L)^{0.8}\left(\frac{\eta C_p}{k}\right)_L^{0.4}\frac{k_L}{D_I}F$$

En la entrada de los termosifones verticales el líquido presenta un mayor o menor grado de subenfriamiento debido a la columna de líquido. Esto es sobretodo importante cuando la columna está operando en vacío. Esta zona de entrada, donde no tenemos un flujo bifásico, puede ser de longitud importante en procesos donde se trabaja con bastante vacío. Para el cálculo del coeficiente de convección en esta zona de flujo monofásico se puede utilizar la misma expresión anterior.

$$h_b = s \times h_{nb} + h_{cf}$$

pero en este caso:

$$s = \frac{\Delta T_b}{\Delta T_o}$$

ΔT_b: diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura de saturación a la presión de ese punto o intervalo (°C)

ΔT_o: diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura del líquido en ese punto o intervalo (°C)

h_{cf}: es el coeficiente de convección del líquido que se puede calcular, por ejemplo, con la correlación de Sieder-Tate (W/m^2C)

h_{nb}: coeficiente de convección de ebullición nucleada obtenido en esta zona de líquido subenfriado mediante la siguiente expresión:

$$h_{nb} = h_{nb1} F_c$$

con:

$$h_{nb1} = 1.4 \times 10^{-8} P_C^{2.3} \Delta T_b^{2.33} F_P^{3.33}$$

done F_C y F_P se pueden calcular mediante las ecuaciones vistas anteriormente.

Esta zona de entrada se puede despreciar para presiones superiores a la atmosférica.

7.3.2.2 Limitaciones en el flujo de calor en un reboiler vertical

La primera limitación que se debe vigilar es la de no llegar al flujo de calor crítico.

La estimación del flujo de calor crítico en un reboiler vertical es mucho más complicada porque el flujo es más inestable.

A partir de datos experimentales con agua, alcoholes y hidrocarburos en reboilers verticales con diámetros de tubo entre 19 y 50 mm y longitudes entre 1.5 y 3.7 m se ha obtenido la siguiente correlación:

$$q''_{max} = 23660 \left(\frac{D_i^2}{L} \right)^{0.35} P_C^{0.61} \left(\frac{P}{P_C} \right)^{0.25} \left(1 - \frac{P}{P_C} \right)$$

con P y P_C en (kPa) y D_i y L en (m)

El flujo de calor máximo puede también verse limitado por pérdidas de carga excesivas que impiden la circulación natural. Si se supera el 50% del flujo de calor dado por la ecuación anterior debe comprobarse que las pérdidas de carga en la salida no son excesivas. En este caso se ha de asegurar que el área de paso del tubo de salida sea igual a la de todos los tubos del reboiler.

De cualquier forma, en un reboiler vertical, aunque el flujo de calor no sea muy alto, en el diseño de la conexión de salida la pérdida de carga admitida ha de ser como máximo el 30% de la pérdida de carga total que en reboiler termosifón es igual a la altura de líquido.

También hay que vigilar la velocidad mínima para evitar que se produzca separación de fases en la conexión de salida. Esta velocidad se fija en 100 kg/sm^2.

Para evitar llegar a un régimen de flujo en niebla la fracción de vapor a la salida del reboiler para hidrocarburos ha de ser de un máximo del 35% en condiciones normales y hasta un 50% en condiciones de vacío extremo. Para agua la fracción máxima de vapor ha de ser entre 0.1 y 0.15 %.

Pero para que se establezca la circulación se requiere un mínimo de generación de vapor para conseguir una diferencia de densidades con la columna. Para compuestos puros el flujo de calor mínimo ha de ser de 6000 W/m^{2}K. Para mezclas con un intervalo de ebullición amplio ha de ser superior, de 15000 W/m^{2}K, para superar la disminución de ΔT

al concentrarse el líquido de compuestos más pesados. Si con el ΔT disponible no se pueden alcanzar estos flujos de calor habrá que decantar la selección hacia un rebolier kettle o un termosifón horizontal.

7.3.2.3 Perfiles de temperaturas en los reboilers verticales

En un rebolier vertical el líquido de la columna siempre entra por la parte inferior del reboiler. Respecto al fluido calefactor, si es un fluido que condensa a temperatura constante entrará por la parte superior, mientras que si es un fluido que se enfria entrará por la parter inferior porqué es la zona con la temperatura de ebullición más alta.

Como en nigún caso el perfil de temperaturas es lineal no se puede utilizar la ΔT_{lm} más que para un cálculo muy aproximado. Hay que dividir el intercambiador en zonas y utilizar diferencias de temperaturas locales.

7.3.2.4 Pérdida de carga

La pérdida de carga en un reboler vertical és el resultado de la suma de tres términos.

$$\Delta P = \Delta P_{fric} + \Delta P_g + \Delta P_{ac}$$

ΔP_{fric}: es la pérdida de carga por fricción

Para el cálculo de la pérdida de carga por fricción la correlación más utilizada es la de Friedel en un modelo de flujo separado.

$$\left(\frac{dP_F}{dz}\right) = \phi_{Lo}^2 \left(\frac{dP_F}{dz}\right)_{Lo}$$

donde el sufijo Lo indica que se calcula como si todo fuera líquido..

$$\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_{Lo} = \frac{2f_{Lo}\dot{m}^2}{D\rho_L} \text{ (Pa/m)}$$

$\dot{m}$: caudal por unidad de superficie de paso (kg/sm^2)

el factor de fricción como líquido se puede calcular mediante la siguiente correlación:

$$f_{Lo} = 0.079 Re_{Lo}^{-1/4}$$

$$Re_{Lo} = \frac{\dot{m}D}{\eta_L}$$

$$\phi_{Lo}^2 = E + \frac{3.24 \times F \times H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left[\frac{\rho_L f_{Vo}}{\rho_V f_{Lo}} \right]$$

$$f_{Vo} = 0.079 Re_{Vo}^{-1/4}$$

$$Re_{Vo} = \frac{\dot{m} D}{\eta_v}$$

$$F = x^{0.78}(1-x)^{0.24}$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.91} \left(\frac{\eta_v}{\eta_L} \right)^{0.19} \left[1 - \frac{\eta_v}{\eta_L} \right]^{0.7}$$

$$Fr = \frac{\dot{m}^2}{g D \rho_{TP}^2}$$

$$We = \frac{\dot{m}^2 D}{\rho_{TP} \sigma}$$

$$\rho_{TP} = \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right]^{-1}$$

ρ_{TP} es la densidad del flujo bifásico

ΔP_g: es la pérdida de carga por gravedad

Para determinar la pérdida de carga por gravedad se debe determinar la fracción del tubo ocupada por vapor.

$$\Delta P_g = gL[\rho_L (1-\varepsilon_V) + \rho_v \varepsilon_V]$$

ε_V: es la fracción vacía que se calcula mediante la correlación de Premoli

$$\varepsilon_V = \frac{x}{x + S(1-x)\frac{\rho_V}{\rho_L}}$$

$$S = 1 + E_1\left[\left(\frac{y}{1+yE_2}\right) - yE_2\right]^{1/2}$$

$$y = \frac{\beta}{1-\beta}$$

β es la relación entre el volumen de líquido y de vapor

$$\beta = \frac{x\rho_L}{x\rho_L + (1-x)\rho_V}$$

$$E_1 = 1.578\,Re^{-0.19}\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.22}$$

$$E_2 = 0.0273\,We\,Re^{-0.51}\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{-0.08}$$

$$Re = \frac{\dot{m}D}{\eta_L}$$

$$We = \frac{\dot{m}^2 D}{\rho_L \sigma}$$

ΔP_a: es la pérdida de carga por aceleración

$$\Delta P_a = \dot{m}^2 \Delta\left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon_V)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon_V}\right]$$

Δ indica el incremento entre la entrada y la salida calculado con los valores de **x** y de ε_V de entrada y salida de cada zona.

A estas tres pérdidas de carga hay que sumar las pérdidas de carga de la conexión de entrada y de salida y las de los cambios de sección.

Finalmente podemos calcular la altura de líquido necesaria en la columna para vencer esta pérdida de carga total

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{Total}}{\rho_L g}$$

Si la altura disponible en la columna es menor el caudal de circulación será menor y la fracción de vapor a la salida será menor.