

CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

En este capítulo se tratarán dos temas:

1. Descripción de las distintas características mecánicas de los intercambiadores de carcasa y tubos.
2. La importancia de cada una de éstas en el cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa y en el diseño del intercambiador en su conjunto. Esto servirá para guiar al diseñador dentro de las prácticas y estándares adecuados.

2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos son los más usados en los procesos industriales. Un intercambiador típico de carcasa y tubos se muestra en la figura 2.1 con sus elementos más característicos.

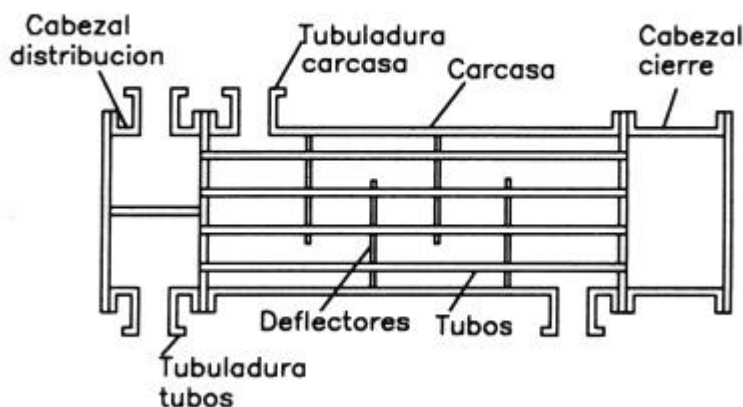


Figura 2.1: Intercambiador de carcasa y tubos

Los ratios entre el área de transferencia de calor y el volumen y entre el área de transferencia y el peso no son especialmente altos. No obstante, tienen la ventaja de su versatilidad y robustez.

La geometría del intercambiador hace que sea fácil su fabricación. Pueden ser limpiados de una forma razonablemente fácil. No es complicada la reposición de tubos y de los elementos sujetos a fallos de fuga. Permiten, con estudios de especiales características de construcción, mantener cualquier tipo de condiciones de operación, como son altos y bajos niveles de presión y temperatura, altas diferencias entre los niveles térmicos de las dos corrientes, así como la utilización de fluidos corrosivos o con alto nivel de ensuciamiento. Excepto para diseños especiales, son generalmente los únicos equipos que se utilizan para presiones mayores de 20 kg/cm^2 , temperaturas mayores de $250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y para grandes superficies de transferencia.

Los tubos son los componente básicos, siendo el haz tubular paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Proveen el área de transferencia de calor entre el fluido que circula por la carcasa y el otro fluido que circula por el interior de los tubos. Los tubos suelen ser lisos, es decir, la rugosidad externa es baja. Pueden ser planos o aleteados en su superficie exterior para aumentar la relación área exterior-interior. En el caso de ser aleteados, la altura de dichas aletas es pequeña, para la inserción de los tubos en la placa tubular. Los tubos son sostenidos por las placas tubulares y los deflectores a los cuales se sueldan o se embuten.

La carcasa es el elemento cilíndrico que rodea al haz tubular y contiene el fluido exterior a los tubos. Generalmente se construye soldando una placa plana formando una virola excepto para pequeños diámetros que suelen ser tubos menores de 0,6 m de diámetro. Las tubuladuras de entrada y salida del fluido que circula por la carcasa normalmente son secciones de tubos estándar soldadas a la carcasa.

En cada extremo las placas tubulares van cerradas por los cabezales de distribución o cierre. El cabezal guía al flujo hacia el interior de los tubos y por medio de sus compartimentos se selecciona el número de pasos por los mismos. Las tubuladuras del fluido que circula por los tubos van alojadas sobre uno o ambos cabezales en función del número de pasos.

Los componentes más característicos son los deflectores. Tienen varios propósitos, como son guiar al fluido que circula dentro la carcasa a través del banco de tubos, soportar los tubos y disminuir su vibración. A parte de los anteriores existen otros componentes secundarios como los espaciadores, tiras de sellado, etc.

2.2. CÓDIGOS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.

El diseño de los intercambiadores de carcasa y tubo está sujeto a las Normas TEMA (Standard of Tubular Exchanger Manufacturers Association). Además el intercambiador deberá cumplir el reglamento de aparatos y recipientes a presión.

Las Normas son aplicables a intercambiadores de carcasa y tubos con las siguientes limitaciones:

- Diámetros de carcasa inferiores a 1524 mm.
- Presión inferior a 210 kg/cm^2 .
- El producto diámetro de la carcasa por presión no excederá de $10500 \text{ mm} \cdot \text{MN/m}^2$.

El motivo de estas limitaciones es evitar que el espesor de la carcasa supere los 50 mm.

Las Normas TEMA distinguen tres clases:

- Clase R: con requerimientos severos para la aplicación en procesos del petróleo y sus derivados.
- Clase C: requerimientos moderados para aplicaciones comerciales y generales.
- Clase B: para procesos químicos.

Los intercambiadores de carcasa y tubos se clasifican usando las Normas TEMA. Éstas proponen un sistema simple de tres letras que define el tipo de intercambiador. La primera define el cabezal de distribución (stationary end head), la letra intermedia define el tipo de carcasa y la última define el cabezal de cierre (rear end head). En la figura 2.2 se muestra la tabla que proponen las normas TEMA para el sistema de designación.

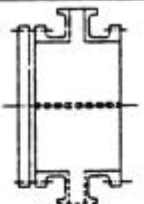
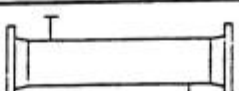
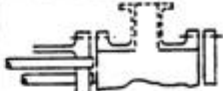
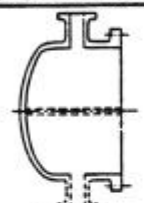
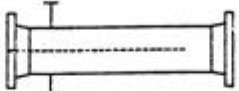
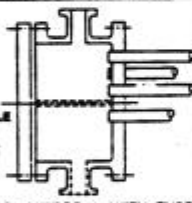
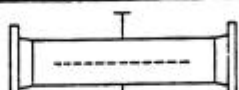
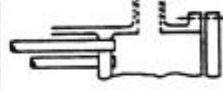
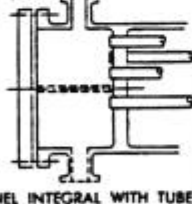
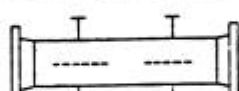
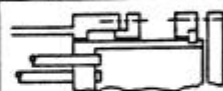
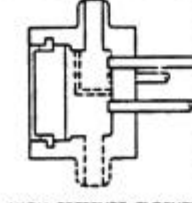
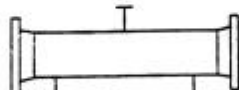
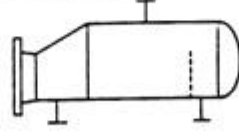
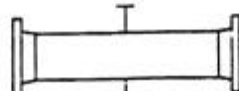
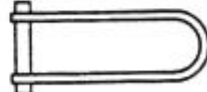
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A		E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
		F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
		G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
		H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
		J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura 2.2: Sistema de designación según normas TEMA

El tamaño del intercambiador se define mediante el tamaño de la carcasa y la longitud del banco de tubos. La dimensión de la carcasa será el diámetro interior de la misma en

pulgadas. La longitud nominal del banco de tubos será para tubos rectos la longitud de los mismos y para los tubos en U la longitud del tramo recto de los tubos exteriores.

2.3. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS.

La elección del tipo de intercambiador está gobernada principalmente por factores como las dilataciones térmicas, las presiones, las temperaturas de diseño y las características de ensuciamiento de los fluidos.

Estos equipos se clasifican en función del tipo de banco de tubos distinguiéndose los intercambiadores de placa tubular fija, tubos en U y cabezal flotante. Su principal diferencia radica en los mecanismos de limpieza a utilizar y la acomodación de la dilatación térmica.

Tiene importancia en el diseño debido al espacio que queda libre entre la carcasa y el exterior del banco de tubos, pues éste determina el área de paso de la corriente de bypass.

2.3.1. Intercambiadores de placas tubulares fijas.

En este diseño ambas placas tubulares están soldadas a la carcasa formando un cuerpo. Moviendo las tapas de cierre de los cabezales o estos completamente, se accede a los tubos y se pueden limpiar por medios mecánicos. En la figura 2.3 se muestra un esquema de esta tipología.

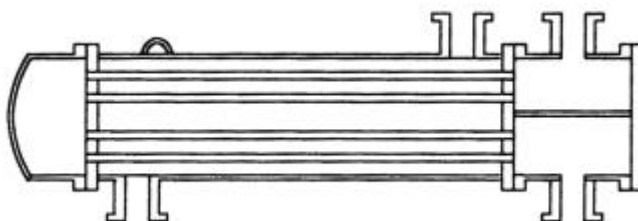


Figura 2.3: Intercambiador de placa tubular fija

Al no poder moverse el banco de tubos, la limpieza del exterior de los tubos ha de realizarse por procedimientos químicos. Por tanto se utiliza cuando el fluido de la carcasa es de naturaleza limpia. Es posible la sustitución individual de los tubos pero no la del haz tubular completo.

La combinación de temperaturas y coeficientes de dilatación térmica de la carcasa y los tubos durante el proceso puede causar una dilatación diferencial entre ellos. Cuando el valor de la dilatación es importante se utilizan juntas de dilatación que la absorbe, sin embargo este hecho supone su limitación mayor. Así se puede llegar a usar para una diferencia de temperatura en los extremos del orden de 80°C.

Los intercambiadores de placa tubular fija tienen la importante ventaja de no tener juntas internas, por lo cual evitamos puntos potenciales de fuga entre un fluido y el otro, así como un mantenimiento fácil del equipo. La ausencia de juntas internas hace que la periferia del banco de tubos puede situarse cerca de la pared interior de la carcasa,

pudiéndose así acomodar un mayor número de tubos con la consecuente reducción del área de bypass, consiguiéndose un mayor coeficiente de transferencia.

Son, tras los intercambiadores de tubos en U, los de menor coste de construcción, factor a considerar en la elección de este tipo de intercambiadores.

2.3.1. Intercambiadores de tubos en U.

Son los intercambiadores de carcasa y tubos de menor coste de construcción. Este tipo de diseño consta de una única placa tubular, por lo cual los tubos pueden absorber la dilatación diferencial al permitir el movimiento relativo de éstos en la carcasa. La figura 2.4 muestra un esquema de esta tipología.

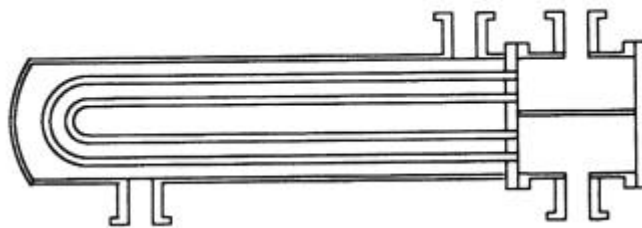


Figura 2.4: Intercambiador de tubos en U

La placa tubular va embridada a la carcasa, permitiéndose desmontar el haz tubular. La limpieza del exterior de los tubos se puede realizar por medios mecánicos. Para la limpieza del interior son necesarias herramientas especiales para la limpieza mecánica y la posibilidad de utilización es función de la U. Se limita su aplicación a fluidos de naturaleza limpia. Sólo los tubos exteriores del banco son accesibles.

Al igual que los de placas tubulares fijas no poseen juntas internas. Sin embargo en número de tubos que se pueden acomodar es menor debido a la limitación impuesta por el radio de giro de los tubos. El número de pasos ha de ser siempre par.

2.3.3. Intercambiadores de placa tubular flotante.

Este diseño ha sido desarrollado para permitir al banco de tubos deslizar absorbiendo fuertes limitaciones. Una de las placas tubulares está fija mientras que a la otra se le permite el movimiento. Son los intercambiadores de mayor coste. Según el modelo constructivo se distinguen tres tipos:

- **Cabezal interior de cierre partido.**

La separación entre el fluido de la carcasa y el del banco de tubos en el cabezal de cierre se realiza fijando la placa tubular a un cabezal interior deslizante con un anillo de cierre partido en la periferia de la misma. Un esquema de esta tipología se muestra en la figura 2.5.

El cabezal de cierre exterior es de mayor diámetro interior que la carcasa, a fin de alojar el cabezal interior de cierre partido. De esta forma se permite un área menor de bypass y como consecuencia, aumentar el número de tubos que se pueden acomodar.

Este tipo de intercambiador no tiene la desventaja de los de placa tubular fija y tubos en U respecto a la limpieza y la dilatación diferencial entre la carcasa y los tubos. Sin embargo, existen juntas internas en el cabezal flotante, por lo que existe un peligro de fugas con la posible mezcla de un fluido con otro.

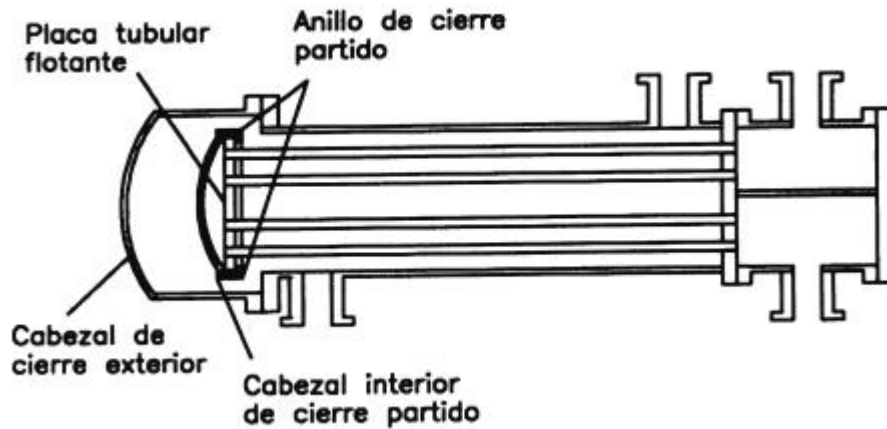


Figura 2.5: Intercambiador de placa tubular flotante con cabezal de cierre interior partido

- **Cabezal interior.**

Es una construcción similar a la anterior, con la salvedad de que el cabezal de cierre interior está unido directamente a la placa tubular flotante, eliminando el anillo de cierre partido. Al ser el diámetro interior de la carcasa el mismo que el del cabezal de cierre exterior, el número de tubos que se pueden acomodar será menor y el área de bypass mayor que el cualquier otro tipo de intercambiador.

La ventaja de este tipo de construcción es que se puede extraer el banco de tubos sin necesidad de desmontar el cabezal flotante, reduciendo el tiempo de mantenimiento. Existen también juntas internas en el cabezal flotante, por lo que existe un peligro de fugas con la posible mezcla de un fluido con otro. En la figura 2.6 se muestra un esquema de esta tipología.

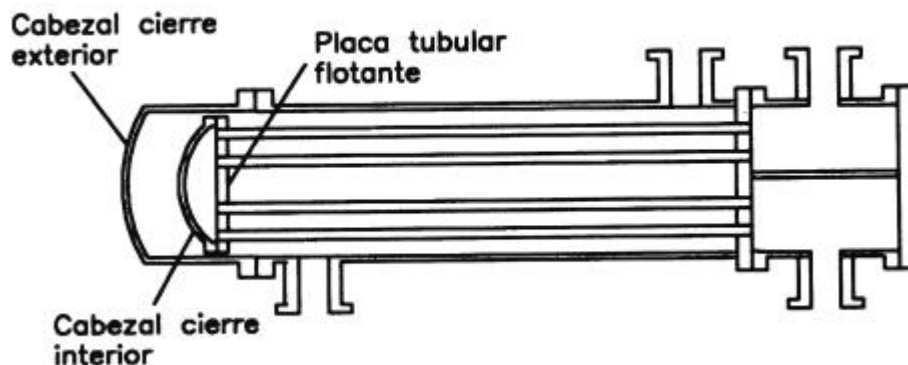


Figura 2.6: Intercambiador de placa tubular flotante con cabezal de cierre interior

- **Cabezal flotante con anillo de cierre exterior.**

La separación entre los fluidos de la carcasa y de los tubos se realiza mediante anillos de empaquetadura situados entre el anillo de cierre exterior y los flancos del cabezal de cierre, que es fijo, y de la carcasa.

Este tipo de intercambiador tiene las ventajas de los intercambiadores de cabezal flotante (los tubos pueden ser limpiados in situ, la totalidad del haz tubular puede ser extraída para limpieza y absorción de la dilatación diferencial) y además no hay juntas internas. Sin embargo su uso se limita a las bajas presiones y cuando no tienen trascendencia las fugas al exterior. Están además limitados a uno o dos pasos por tubos. En la figura 2.7 se muestra un esquema de esta tipología.

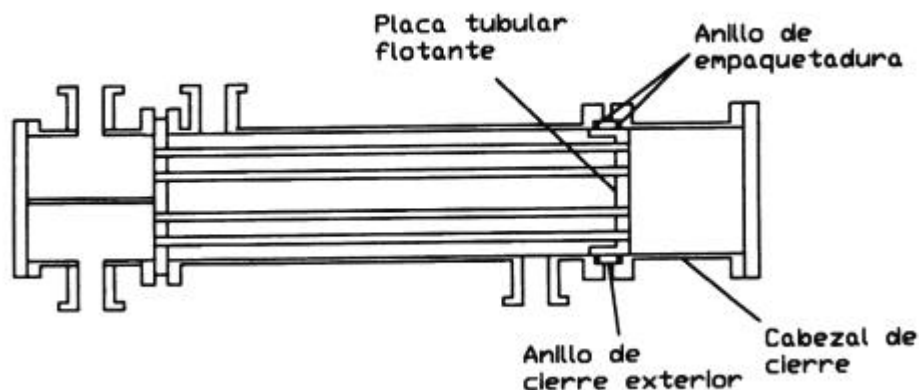


Figura 2.7: Intercambiador de cabezal flotante con anillo de cierre exterior

- **Cabezal flotante de empaquetadura exterior.**

Para contener el fluido del interior de los tubos la placa tubular en forma de émbolo se fija contra el cabezal, que es flotante, mediante un anillo de cierre. El fluido de la carcasa se contiene mediante anillos de empaquetadura alojada en el exterior de la placa tubular y retenidos mediante anillos de cierre. Se muestra un esquema de esta configuración en la figura 2.8.

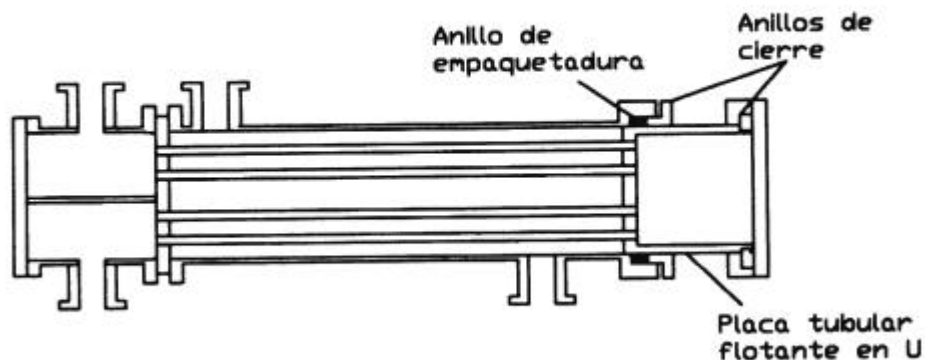


Figura 2.8: Intercambiador de cabezal flotante con empaquetadura exterior

Tiene todas las ventajas de los intercambiadores de cabezal flotante y no tiene limitaciones en cuanto a las condiciones de presión y temperatura para el fluido que circula por los tubos. Sin embargo, el fluido de la carcasa puede estar sujeto a fugas al exterior y por tanto se recomienda no pasar a condiciones de servicio mayores de 300°C y 20 kg/cm². El área de bypass es del mismo orden que en los intercambiadores de cabezal interior con anillo de cierre partido.

2.4. CARCASAS.

Las Normas TEMA definen los tipos de carcasa que son internacionalmente reconocidos y que representan los modelos básicos de diseño. En la figura 2.2 aparecen los distintos modelos de carcasa según las Normas.

La carcasa E presenta un paso por carcasa (las tubuladuras se encuentran cada una en un extremo) y cualquier número de pasos por tubos. Con un solo paso por tubos se obtiene el intercambiador contracorriente. Es el tipo de carcasa. Para aumentar su efectividad cuando existen altas diferencias de temperatura entre las dos corrientes se suelen colocar varias carcasas en serie (aumentando el número de pasos por carcasa).

En la carcasa F aparece un deflector longitudinal siendo dos el número de pasos por la carcasa. Térmicamente se comporta como dos carcasas E en serie. Está sujeta a fugas térmicas y del fluido, requiriendo por tanto un diseño más preciso. Presenta más problemas a la hora de mover y sustituir el haz de tubos. La pérdida de carga es alrededor de ocho veces mayor que para la carcasa de tipo E.

Si la pérdida de carga alcanza valores límites se suele usar la carcasa J. En esta carcasa la entrada del fluido exterior se localiza en el centro y el flujo se divide hacia las dos salidas de los extremos. La pérdida de carga es alrededor de la octava parte de la correspondiente a la carcasa de tipo E.

Las carcasas de tipo G y H presentan al igual que la anterior el flujo dividido, si bien tienen deflectores longitudinales. Se utilizan cuando la pérdida de carga de la carcasa F es elevada. La pérdida de carga para la carcasa de tipo G es del mismo orden que la correspondiente del tipo E, si bien la efectividad de las carcasa de tipo G es mayor.

En la carcasa de tipo X, los dos fluidos están en flujo cruzado. No suelen utilizar deflectores, sin embargo aparecen placas de soporte para eliminar las vibraciones producidas por los fluidos. Se usa para gases y vapores condensados a baja presión.

Las carcasas de tipo K se utilizan para hervidores (reboiler) donde el haz de tubos completa el 60% del diámetro de la carcasa. El líquido ocupa el interior de los tubos y el vapor ocupa el espacio sin tubos.

El diámetro interior de la carcasa en pulgadas determina el tamaño de la misma y es el valor característico según las normas TEMA. Existe una serie de valores sugeridos para el diámetro interior de la carcasa.

2.5. DEFLECTORES.

Son los componentes más característicos de los intercambiadores de carcasa y tubos. Dependiendo de sus posiciones en la carcasa o en los cabezales tienen distintas funciones aunque las principales son guiar al fluido y contribuir a la sustentación de los tubos.

2.5.1. Deflectores de cabezales.

Cada circulación del fluido del interior de los tubos de un extremo del intercambiador a otro se denomina paso por tubo.

Los cabezales están divididos por unas placas metálicas (deflectores de cabezales) formando distintos compartimentos. El número y disposición de estos deflectores determina el número de pasos por los tubos, al distribuirse el fluido por cada uno de estos departamentos (ver figura 2.9).

N pasos	Cabezal Estacionario	Cabezal Cierre	Cabezal Estacionario	Cabezal Cierre
2				
4				
6				
8				

Figura 2.9: Disposiciones típicas de deflectores en los cabezales

Excepto para cabezales de tipo D estas placas van soldadas al cabezal y a la placa tubular. Suelen tener un espesor entre 9 y 16 mm, lógicamente función de la presión del fluido.

El cambio de estos deflectores tiene alta influencia en el diseño térmico-hidráulico. Al aumentar el número de pasos por los tubos aumentará la velocidad del fluido que circula por los tubos, cambiando la transferencia de calor y la pérdida de carga en el interior de los tubos.

El número de tubos en cada paso es aproximadamente el mismo y sólo varía excepcionalmente en fluido cuya variación de densidad es muy alta, a fin de mantener constante la velocidad de circulación.

Los intercambiadores de placa tubular fija y cabezal flotante de empaquetadora exterior (cabezal tipo P) pueden tener cualquier número de pasos por tubos, si bien uno, dos, cuatro y ocho son los más frecuentes. Los intercambiadores de tubos en U han de tener un número par de pasos por tubo siendo dos y cuatro los más frecuentes. Para los intercambiadores con cabezal flotante con anillo de cierre exterior (cabezal tipo W), el número de pasos está limitado a uno o dos por razones constructivas. Los intercambiadores de cabezal flotante interior (cabezal tipo T) e interior con anillo de cierre partido (cabezal tipo S) suelen tener números pares de pasos por tubos (dos, cuatro, seis y ocho).

2.5.2. Deflectores transversales.

Son placas de metal colocadas transversalmente al haz de tubos obligando al fluido exterior a circular por el área libre dejada por los mismos.

Tienen la doble misión de servir de soporte a los tubos para prevenir la flexión y la vibración en los mismos, así como guiar la circulación del fluido exterior a través del haz tubular, evitando su retroceso. Esta última misión tiene el propósito de aumentar la transferencia de calor, pues obliga al fluido exterior a cruzar el banco de tubos y genera considerable turbulencia aún cuando en la carcasa circule un caudal bajo.

La figura 2.10 muestra los tres tipos más usados de deflectores transversales. Estos son, de izquierda a derecha, los deflectores segmentados, los doblemente segmentados y los triplemente segmentados.

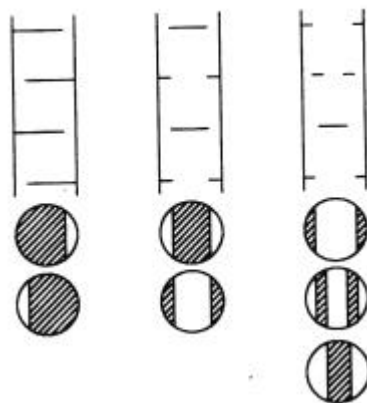


Figura 2.10: Deflectores transversales

Los deflectores segmentados son los más comunes. Se trata de un disco de diámetro ligeramente inferior al de la carcasa, en el que se realiza un corte a través del cual el fluido circula de un espacio entre deflectores a otro. Este área libre se conoce como ventana del deflector.

2.6. TUBOS.

2.6.1. Diámetro y espesor.

El mejor ratio entre la transferencia de calor y pérdida de carga se obtiene para tubos pequeños. Igualmente estos tubos permiten unidades de transferencia más compactas. No obstante, los tubos de diámetro muy pequeño resultan muy complicados de limpiar, por lo tanto éste será un factor que determine su tamaño.

Los valores más usuales son diámetros de 3/4", 7/8", 1" y 1 1/4". Valores menores se usan en intercambiadores compactos (equipos de climatización), mientras que valores superiores se reservan a equipos ligados a fenómenos de ebullición.

El espesor de los tubos será función de la presión interna y externa. No obstante en muchas aplicaciones el espesor de los tubos se selecciona en función del costo, de la resistencia a la corrosión y de la estandarización más que de la presión.

En los intercambiadores se debe mantener el ratio entre el diámetro exterior de los tubos y el interior de la carcasa dentro de unos límites aceptables.

2.6.2. Longitud de los tubos.

Al aumentar la longitud de los tubos disminuye el costo del intercambiador para una superficie dada. Esto se debe a que como resultado del aumento de longitud disminuye el diámetro y el espesor de la carcasa, los espesores de las placas tubulares y el número de tubos. No obstante habrá que prever la opción de desmontaje del banco de tubos, así como cuestiones de espacio y pérdida de carga admisible.

El ratio entre la longitud de los tubos y el diámetro de la carcasa debe moverse en un rango entre 5 y 10 para un buen diseño, pudiéndose considerar valores del ratio de hasta 15.

2.6.3. Disposición de los tubos en la placa tubular.

El paso o la distancia entre ejes de tubos determina el área de cruce transversal. A menor valor del mismo, mayor número de tubos se pueden acomodar para un diámetro de carcasa dado. Existe una limitación, ya que se requiere una separación mínima entre tubos para que no se debilite estructuralmente la placa tubular. Las normas TEMA recomiendan unos ratios paso-diámetro exterior de los tubos entre 1,25 y 1,5. La disposición de los tubos en la placa tubular puede presentar cuatro orientaciones básicas. Estas son la cuadrangular normal, la cuadrangular invertida, la triangular y la triangular invertida. En la figura 2.11 se muestran estas disposiciones.

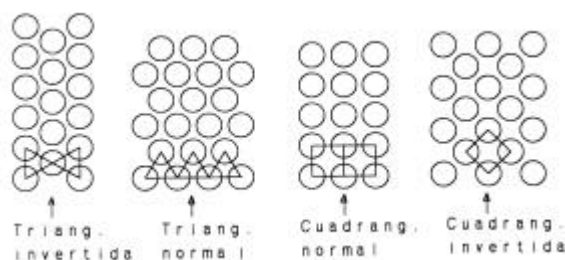


Figura 2.11: Disposición de los tubos

2.7. VALORES DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS RECOMENDADOS POR LAS NORMAS TEMA PARA EL CÁLCULO Y EL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

2.7.1. Diámetro interior de la carcasa.

En este proyecto se usarán nada más que las carcasas de tipo E definidas por las normas TEMA. Este tipo de carcasa presenta un paso por carcasa y cualquier número de pasos por tubos. Con un solo paso por tubos se obtiene el intercambiador a contracorriente. Para aumentar la efectividad cuando existen altas diferencias de temperatura entre las dos corrientes, se suelen colocar varias carcasas en serie. Las Tablas 1,2 y 3 muestran series dimensionales sugeridas en pulgadas y en milímetros. Se van dando incrementos en el área de transferencia de aproximadamente el 10%. Obsérvese que la serie basada en las pulgadas atiende al diámetro interior de la carcasa mientras que los estándares en milímetros la dimensión primaria es el diámetro exterior, por lo que se requiere el espesor para determinar el diámetro interior. El espesor es función del proceso de fabricación de la carcasa. Las que están fabricadas a partir de tubos estándar (standard pipe) están bajo la columna (1); las fabricadas a partir de virolas de acero (rolled shells), bajo la columna (2) y las fabricadas a partir de virolas de acero inoxidable bajo la columna (3). Hay que tener en cuenta que en estas tablas sólo aparece una recomendación, nada más.

Standard pipe		Rolled shells	
in	mm (equivalent)	in (mm equivalent)	Increment
5.047	128.19	12 (304.8)	1 in (25.4 mm)
6.065	154.05	•	
8.071	205.00	•	
10.136	257.45	22 (558.8)	2 in (50.8 mm)
12.09	307.09	•	
13.25	336.55	•	
15.25	387.35	60 (965.2)	3 in (76.2 mm)
17.25	438.15	•	
19.25	488.95	•	
21.25	539.75	102 (2 590.8)	3 in (76.2 mm)

Tabla 1: Diámetros interiores de la carcasa sugeridos (en pulgadas)

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D_i , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4.5		4	159		160
200	219	5.9		4	207.2		211
250	273	6.3		4	260.4		265
300	324	7.1		4	309.8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8.8	6	4	388.4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1 000	1 000		10	6		980	988
1 100	1 100		12	7		1 076	1 086
1 200	1 200		12	7		1 176	1 186

Tabla 2: Diámetros interiores de carcasa sugeridos (en mm) para intercambiadores de placa tubular fija

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D_s , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4		3.2	160		161.6
200	219	4.5		3.2	210		212.6
250	273	5		3.2	263		266.6
300	324	5.6	6	3.2	312.8	312	317.6
400	406	6.3	6	4	393.4	394	398
500	508	6.3	6	4	495.4	496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	6		684	688
800	800		8	6		784	788
900	900		8	6		884	888
1 000	1 000		8	6		984	988
1 100	1 100		10	8		1 080	1 084
1 200	1 200		10	8		1 180	1 184

Tabla 3: Diámetros interiores de la carcasa sugeridos (en mm) para intercambiadores de cabezal flotante

2.7.2. Diámetro exterior nominal de los tubos.

Estas dimensiones siguen normalmente los estándares generalmente aceptados, tanto en pulgadas como en milímetros. En la tabla 4 que aparece la serie correspondiente a las pulgadas.

Tube OD		Wall thickness			Tube ID		Outside surface	
in	mm	BWG gauge	in	mm	in	mm	ft ² /ft	m ² /m
0.250	6.350	22	0.028	0.711	0.194	4.928	0.066	0.020
		24	0.022	0.559	0.206	5.232		
0.375 ($\frac{3}{8}$)	9.525	18	0.049	1.245	0.277	7.036	0.098	0.030
		20	0.035	0.889	0.305	7.747		
		22	0.028	0.711	0.319	8.103		
0.500	12.700	18	0.049	1.245	0.402	10.211	0.131	0.040
		20	0.035	0.889	0.430	10.922		
0.625 ($\frac{1}{2}$)	15.875	16	0.065	1.651	0.495	12.573	0.164	0.050
		18	0.049	1.245	0.527	13.386		
		20	0.035	0.889	0.555	14.097		
0.750 ($\frac{3}{4}$)	19.050	12	0.109	2.769	0.530	13.462	0.196	0.060
		14	0.083	2.108	0.584	14.834		
		16	0.065	1.651	0.620	15.748		
		18	0.049	1.245	0.652	16.561		
		20	0.035	0.889	0.680	17.272		
0.875 ($\frac{7}{8}$)	22.225	14	0.083	2.108	0.709	18.008	0.230	0.070
		16	0.065	1.651	0.745	18.923		
		18	0.040	1.245	0.777	19.736		
		20	0.035	0.889	0.805	20.447		
1.000	25.400	12	0.109	2.769	0.782	19.863	0.230	0.070
		14	0.083	2.108	0.834	21.184		
		16	0.065	1.651	0.870	22.098		
		18	0.049	1.245	0.902	22.911		
1.250	31.750	10	0.134	3.404	0.982	24.943	0.327	0.100
		12	0.109	2.769	1.282	32.563		
		14	0.083	2.108	1.334	33.884		
		16	0.065	1.651	1.370	34.798		
2.0	50.8	12	0.109	2.769	1.782	45.26	0.523	0.16
		14	0.083	2.108	1.834	46.58		

Tabla 4: Dimensiones de los tubos

Hay varios criterios importantes deben tenerse en cuenta en la elección del diámetro del tubo. Aunque los diámetros pequeños se prefieren porque dan mejor rendimiento en la transferencia de calor, las consideraciones relativas a la limpieza a menudo limitan el diámetro a un mínimo de 20 mm. Además la relación entre el diámetro exterior del tubo y el interior de la carcasa debe ser mantenido dentro de unos límites razonables para que las correlaciones no den resultados demasiado erróneos. La relación entre el mínimo diámetro de la carcasa y el exterior del tubo debe estar normalmente alrededor de 15. Una relación mayor puede ser usada sin perjudicar la exactitud del método, pero es desaconsejable desde el punto de vista económico. Se da una guía aproximada de combinaciones recomendadas de diámetros de tubo con diámetros de carcasa máximo y mínimo en la Figura 2.12.

$\frac{D_s}{D_t}$	100	200	300	500	700	1000	1500
6							
10							
14							
20							
25							
38							
51							

Figura 2.12: Combinaciones recomendadas de diámetro exterior de los tubos D_t con diámetro interior de la carcasa D_s

2.7.3. Diámetro interior de los tubos.

Se elige dependiendo de la presión, la temperatura, la resistencia mecánica del material y de la resistencia a la corrosión del mismo. Los valores nominales se muestran en la tabla 4.

2.7.4. Paso entre los tubos.

Éste determina el área del flujo cruzado. Cuanto más bajo es este valor, mayor número de tubos puede ser acomodado dentro de un diámetro de la carcasa dado. Sin embargo hay una limitación debida a que la distancia entre los agujeros adyacentes de la placa tubular tiene que tener un valor mínimo para una adecuada unión tubo-placa tubular. La caída de presión en el lado de la carcasa puede ser ajustada mediante la variación del paso. Una característica útil es la relación paso-diámetro exterior del tubo, que tiene que ser mantenida entre un valor mínimo de 1.25 y un máximo de 1.5, valores que suponen un compromiso entre los requerimientos anteriores. Las correlaciones para el lado de la carcasa son sólo válidas para este rango de valores. Los estándares recomendados se muestran en la tabla 5.

Tube OD		Pitch (L_{tp})		Pitch ratio
in	mm	in	mm	
0.250	6.350	0.312	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	9.525	0.500	12.700	1.330
		0.531	13.494	1.420
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.310
		0.688	17.462	1.380
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.812	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	12.812	1.250
		1.000	25.400	1.330
		1.062	26.988	1.420
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.312	33.338	1.312
		1.375	34.925	1.375
1.250	31.750	1.562	39.688	1.250
1.500	38.100	1.875	47.625	1.250
2.000	50.800	2.500	63.500	1.250

Tabla 5: Pasos (L_{tp}) recomendados. Pitch ratio: L_{tp}/Dt

2.7.5. Disposición de los tubos.

Existen cuatro tipos de disposición, en cuadrado, en triángulo, en cuadrado invertido y en triángulo invertido. La selección de cada uno se dicta por los siguientes principios:

1. Triángulo: Tiene la densidad de tubos más alta y por lo tanto permite la mayor superficie de transferencia para un diámetro de carcasa dado. Sin embargo, produce la máxima caída de presión para un paso dado. Esta disposición es la que debe considerarse en primer lugar, a menos que otros factores sean predominantes.
2. Cuadrado invertido: Dentro de una carcasa dada permite aproximadamente sólo el 85% de los tubos que cabrían con triángulo invertido. Para un paso dado la caída de presión es menor que para el triángulo invertido. Es además más fácil de limpiar.
3. Cuadrado: Esta disposición se debe evitar cuando el flujo en el lado de la carcasa es laminar. Sin embargo, en flujo turbulento es recomendable, sobre todo cuando se necesita una caída de presión baja.
4. Triángulo invertido: Para el flujo sin cambio de fase no es muy efectivo y generalmente no se recomienda.

2.7.6. Corte del deflector (B_c) como porcentaje del diámetro de la carcasa (D_s).

Los valores máximos y mínimos recomendados, fruto de una vasta experimentación, se muestran en la figuras 2.13 y 2.14 en función del diámetro de la carcasa y de la separación entre deflectores son.

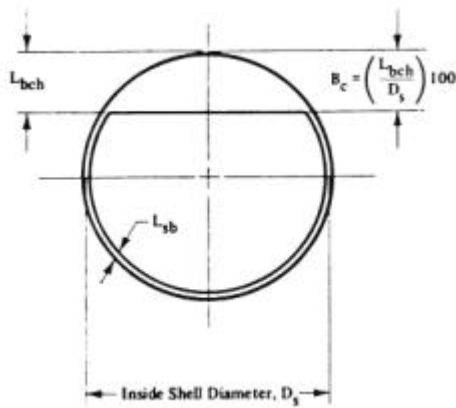


Figura 2.13: Esquema de un deflector

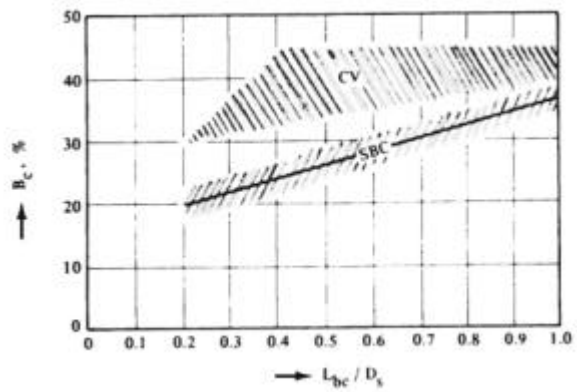


Figura 2.14: Valores recomendados del corte del deflector

2.7.7. Distancia entre deflectores (L_b).

Este parámetro está sujeto a dos limitaciones basadas en una buena distribución del flujo y en un adecuado apoyo de los tubos.

1. Un mínimo valor de la distancia entre deflectores se requiere para obtener una buena distribución del flujo, para que se pueda realizar un modelo uniforme del flujo. Reglas firmemente establecidas recomiendan una separación mínima del 20% del diámetro de la carcasa, pero no menos de aproximadamente 50 mm.
2. La separación máxima está limitada por los requisitos siguientes: (a) Buena distribución del flujo lo cual admite como máximo una separación igual al diámetro de la carcasa. (b) Suficiente apoyo para los tubos con el objeto de evitar vibraciones y combamientos de los tubos. Este valor depende del material y del diámetro de los tubos (D_t). Las recomendaciones de TEMA para evitar esto último se recogen en la figura 2.15. Los materiales A son las aleaciones de hierro, mientras que los materiales B son las aleaciones de cobre y aluminio.

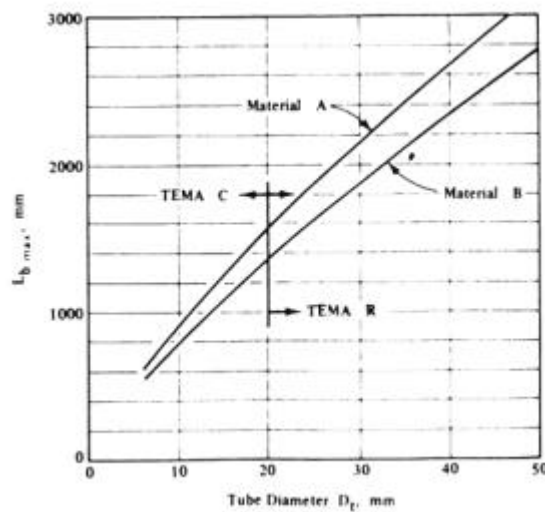


Figura 2.15: Máxima separación entre deflectores

2.7.8. Número de tubos en la carcasa (N_T), o número de agujeros en la placa tubular para tubos en U.

Es función de los siguientes parámetros:

1. Diámetro de la carcasa.
2. Tipo de placa tubular, que afecta a la holgura entre la carcasa y el banco de tubos.
3. Diámetro exterior de los tubos, paso y disposición.
4. Número de pasos por los tubos, ya que no hay tubos en las particiones de los pasos.
5. Omisión de tubos debido a la colocación de protecciones.

Para una estimación del número de tubos se propone a continuación una fórmula bastante precisa. Para un único paso por los tubos toma la forma

$$N_T = (N_T)_1 = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 P_T^2}$$

Siendo $D_{ctl} = D_s - L_{bb} - D_t$; P_T el paso; L_{bb} la holgura carcasa-banco de tubos; C_1 una constante igual a 0.866 para disposición triangular e igual a 1 para disposición cuadrada normal o invertida.

La precisión de esta correlación decrece si se usan grandes tubos en carcasas relativamente pequeñas.

Si no se pueden colocar tubos debido a la colocación de protecciones o por razones del flujo dentro de la carcasa, se aplica un factor de corrección basado en la sustracción del área que no es ocupada por esos tubos. Expresado en forma de factor de corrección de $N_{T,1}$

$$N_T = N_{T,1}(1 - \psi_c)$$

El factor de corrección ψ_c se calcula mediante

$$\psi_c = \left(\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ct}}{2\pi} \right)$$

Siendo θ_{ctl}

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2L_{bb}}{100} \right) \right]$$

Para múltiples pasos por los tubos, se requiere un factor de corrección que tenga en cuenta la disminución de tubos debido a las particiones de cada paso. Es muy difícil de

generalizar, ya que depende de muchos factores geométricos. Una estimación de éste se muestra en la figura 2.16.

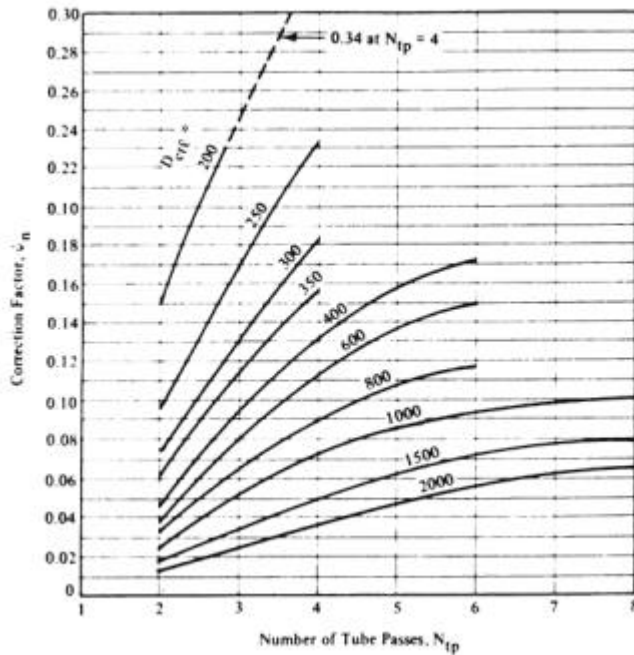


Figura 2.16: Factor de corrección y_n

Este coeficiente es más aproximado para diámetros de carcasa mayores. El número de tubos queda:

$$N_T = N_{T,1}(1 - \psi_n)$$

2.7.9. Número de pasos por los tubos(N_{tp}).

Para los cálculos relativos al lado de la carcasa este dato sólo influye en la estimación del número de tubos. Además influye en la determinación de la velocidad del flujo en los tubos y para el cálculo del factor de corrección de la diferencia de temperaturas logarítmica media. Hay que tener en cuenta un valor máximo del número de pasos para un diámetro de la carcasa determinado, ya que si no habría que quitar demasiados tubos debido a las particiones. Una guía aproximada del número máximo de pasos en función del diámetro de la carcasa se muestra a continuación.

D_s	200	400-800	800-1200	>1200
$N_{tp,max}$	2	4-6	6-8	8-10

Otra regla específica que el mínimo número de tubos por paso de tubo tiene que ser aproximadamente 8. La exactitud del método de cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa disminuye si no se respetan las reglas anteriores.

2.7.10. Número de tiras de sellado.

Si hay demasiada holgura entre la carcasa y el banco de tubos el flujo de bypass será de magnitud considerable, con la consiguiente disminución de la eficiencia en la transferencia de calor. Esto se puede evitar colocando “tiras de sellado”, como se muestra en la figura 2.17. Éstas fuerzan al fluido a volver al banco de tubos. Como regla general, éstas se deben colocar si la holgura entre banco de tubos y carcasa supera los 30 mm. Esto significa que cuando se utilizan placas tubulares fijas o tubos en U normalmente no es necesaria la colocación de tiras, al contrario de lo que ocurre cuando se usa la placa flotante.

Si se necesitase estimar el número de tiras de sellado cuando se calcula el coeficiente de película, se recomienda poner una tira de sellado por cada 4 o 6 filas de tubos.

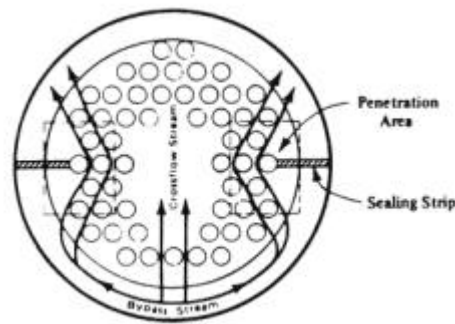


Figura 2.17: Tiras de sellado

2.7.11. Holgura diametral entre tubo y orificio del deflector (L_{sb}).

Esta dimensión se requiere para el cálculo de la corriente de fuga entre los tubos y el deflector, las normas TEMA recomiendan que se tomen los valores en función del diámetro de los tubos que aparecen en la figura 2.18.

La acumulación de una capa de ensuciamiento puede llegar a bloquear completamente esta holgura.

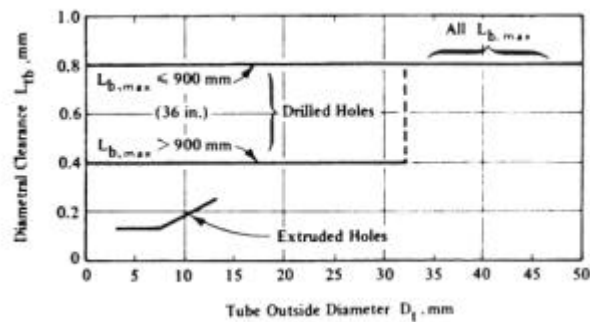


Figura 2.18: Holgura tubo-deflector (L_{tb})

2.7.12. Holgura diametral entre carcasa y deflector (L_{sb}).

La existencia de esta holgura provoca que haya una corriente de fuga entre la carcasa y el deflector, que a menudo afecta seriamente a la efectividad de la transferencia de calor. Como tanto el diámetro interior de la carcasa como el del deflector están sujetos a tolerancias de fabricación, las normas TEMA especifican sólo la holgura media entre carcasa y deflector en función del diámetro de la carcasa. Esto se muestra en la figura 2.19. Estos valores se pueden aproximar por:

$$L_{sb} = 1.6 + 0.004 \cdot D_s \text{ (mm)}$$

Se puede añadir una holgura extra de 1.5 mm como un coeficiente de seguridad mayor para la transmisión de calor (aunque menor para la caída de presión) debido a las tolerancias. Esta holgura también se muestra en la Figura 2.19 y se puede aproximar por:

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004 \cdot D_s$$

Las carcasas pequeñas (hasta 300 mm) se “expanden” a menudo, permitiendo por lo tanto tolerancias muy ajustadas. Esto se muestra también en la Figura 2.19 separadamente.

2.7.13. Holgura diametral entre carcasa y banco de tubos (L_{bb}).

Esta holgura se define como la distancia entre la pared interior de la carcasa y el círculo circunscrito a los tubos exteriores del banco de tubos. Determina el área del flujo de bypass y sus correspondientes factores de corrección. Esta holgura depende principalmente del tipo de placa tubular usado. Las placas tubulares fijas o los tubos en U requieren holguras mínimas. Los diseños con placa flotante necesitan holguras mucho más grandes para acomodar el cabezal de cierre y éstas depende de la presión de diseño además del diámetro de la carcasa. En la figura 2.20 se muestra una estimación de L_{bb} .

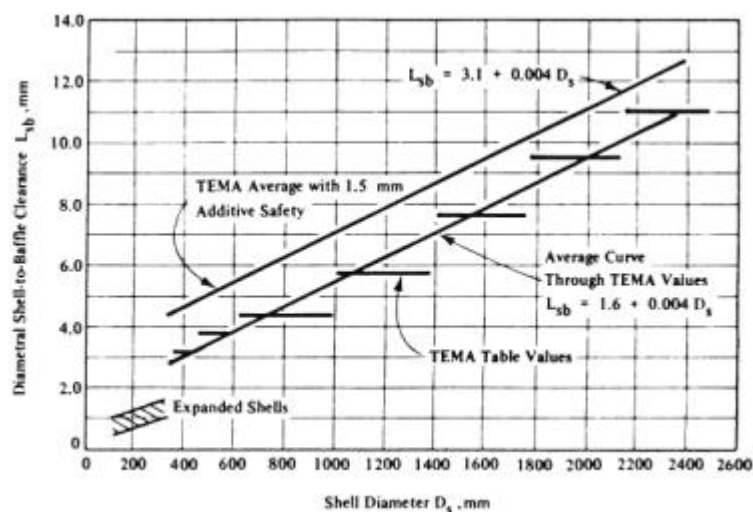


Figura 2.19: Holgura diametral carcasa-deflector

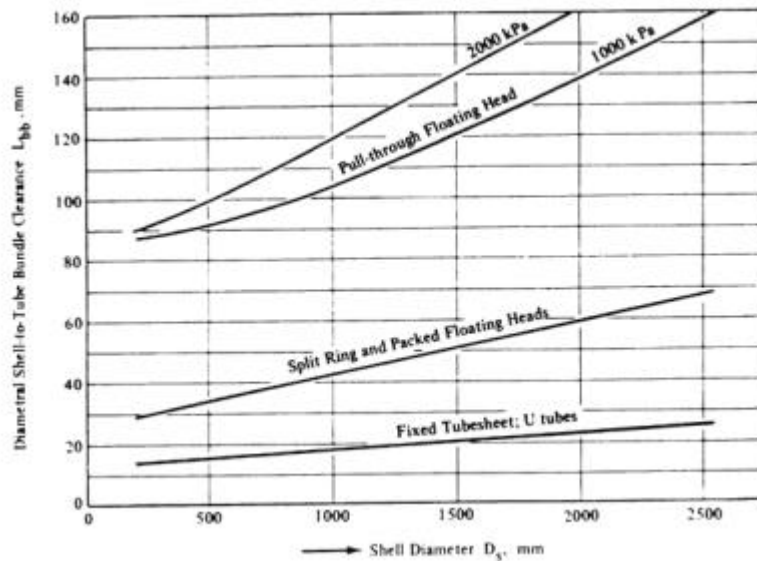


Figura 2.20: Holgura diametral carcasa-banco de tubos

2.7.14. Resistencia de ensuciamiento del lado de la carcasa.

En operación, las superficies del intercambiador se ensucian en mayor o menor medida. La acumulación de depósitos en la superficie de transferencia resulta de uno de los varios mecanismos diferentes que dependen de los fluidos y de las condiciones bajo las cuales se está operando.

Los mecanismos por los cuales las superficies se ensucian pueden ser clasificados según el proceso que da lugar a la deposición. Los mecanismos incluyen:

1. Ensuciamiento por cristalización. Depósito o formación de cristales en la superficie.
2. Ensuciamiento por partículas. Deposición de partículas de la corriente.
3. Ensuciamiento biológico. Deposición y crecimiento de microorganismos en la superficie.
4. Ensuciamiento por reacción química. El depósito es el resultado de una o más reacciones químicas entre reactivos contenidos en el fluido.
5. Ensuciamiento por corrosión. Los efectos de la corrosión sobre la superficie del intercambiador.
6. Ensuciamiento por congelación. El ensuciamiento consiste en una capa helada.

Todo esto tiene el efecto de hacer al equipo menos eficiente en términos de transferencia de calor.

Se define de resistencia de ensuciamiento como $R_f = x/k$; siendo k la conductividad térmica de la capa de ensuciamiento y x su espesor, que lógicamente varía con el tiempo.

Se debe considerar cuidadosamente el valor que se asigna a este dato, ya que puede afectar sustancialmente al rendimiento del intercambiador. Se recomienda efectuar también los cálculos para un intercambiador limpio, $R_{f,o}=0$, para apreciar el efecto de la resistencia de ensuciamiento asignada. Si se especifica una resistencia de ensuciamiento apreciable, la capa de ensuciamiento resultante puede afectar al área de flujo cruzado, a las holguras entre los deflectores y los tubos, a la velocidad del flujo y a la temperatura de la superficie de los tubos. En este caso se requiere un cuidado especial para tener en cuenta el efecto de estos fenómenos.

2.7.15. Resistencia de ensuciamiento del lado de los tubos.

Se pueden hacer consideraciones similares a las que se hacen para la resistencia de ensuciamiento del lado de la carcasa. Sin embargo, incluso hay que tener más cuidado en este caso porque la velocidad de ensuciamiento depende de la velocidad del flujo.

2.7.16. Espesor del deflector.

El espesor del deflector necesario es función de la presión de operación. Influye en las corrientes de fuga.