

290



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

**“MANUAL PARA EL DISEÑO MECANICO
DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
TIPO BEM, DE CORAZA Y TUBOS”**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
**INGENIERO MECANICO
ELECTRICISTA**
P R E S E N T A :
JUAN AGUILAR MACHUCA

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO LOPEZ GONZALEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	PAGINA
CAPITULO I.	
I	INTRODUCCION. 2
I.1	GENERALIDADES. 3
 CAPITULO II.	
II	EXPLICACION GENERAL DE LOS DIFERENTES TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (USADOS EN LA INDUSTRIA). 8
II.1	INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO. 8
II.2	INTERCAMBIADOR DE PLACAS. 8
II.3	INTERCAMBIADOR TIPO ESPIRAL. 8
II.4	INTERCAMBIADOR DE LAMELLA. 9
II.5	INTERCAMBIADOR ENFRIADO POR AIRF. 10
II.6	INTERCAMBIADOR TIPO CORAZA Y TUBOS. 10
 CAPITULO III.	
III	CLASIFICACION GENERAL DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (DE ACUERDO AL T.E.M.A.), ATENDIENDO A SU CONSTRUCCION. 12
 CAPITULO IV.	
IV	FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO BEM. 16
IV.1	CAIDA DE PRESION. 16
IV.2	DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA. 17
IV.3	TIPOS DE FLUJO. 18
IV.4	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS. 19
IV.5	TAMAROS DE LOS TUBOS FLUX Y ARREGLOS. 21
IV.6	DISTRIBUCION DE FLUJO. 24
IV.7	DISPOSITIVOS DE SELLO. 24

CAPITULO V.

V	MATERIALES DE CONSTRUCCION PARA LOS INTER-CAMBIADORES DE CALOR TIPO BEM.	25
V.1	INTRODUCCION.	25
V.2	FACTORES QUE AFECTAN LA SELECCION DE LOS MATERIALES.	
V.3	FACTORES QUE SE DEBEN DE TOMAR EN CUENTA PARA UNA CORRECTA SELECCION DE LOS MATERIALES.	32
V.4	FACTORES ADICIONALES EN LA SELECCION DE LOS MATERIALES.	34
V.5	ACEROS AL CARBONO.	35
V.6	ACEROS INOXIDABLES.	39
V.7	ACEROS ESPECIALES.	48

CAPITULO VI.

VI	DISENO MECANICO Y SELECCION DE LAS PARTES QUE INTEGRAN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BEM.	50
VI.1	JUNTA DE EXPANSION.	52
VI.2	TUBOS FLUX.	58
VI.3	ENVOLVENTE O CORAZA.	58
VI.4	ESPEJOS.	63
VI.5	CARRETES PARA LOS CABEZALES.	78
VI.6	TAPAS PARA CABEZALES.	78
VI.7	BRIDAS UNION.	85
VI.8	SELECCION DE MAMPARAS.	110
VI.9	PLACAS DE PASOS.	113
VI.10	TIRANTES O VARILLAS TENSORAS.	117
VI.11	TUBOS ESPACIADORES.	118
VI.12	BOQUILLAS.	118
VI.13	COPLES.	131
VI.14	PLACAS DE CHOQUE.	131
VI.15	SILLETAS O CARTABONES SOPORTE.	135

CAPITULO VII.

VII	ELABORACION DE LOS DIBUJOS PARA CONSTRUCCION, DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO BEM.	140
VIII	CONCLUSIONES.	143
IX	BIBLIOGRAFIA.	144

CAPITULO I.

I.- INTRODUCCION.

Debido a la gran expansión y crecimiento de las Plantas de Proceso para la refinación de petróleo y sus derivados, así como de la industria química, farmacéutica, de alimentos, etc., donde intervienen una gran cantidad de equipos para la producción de sus productos, se encuentra un equipo cuya función es muy importante dentro del proceso, conocido como Intercambiador ó Cambiador de Calor, cuya función primordial es la transmisión de calor a través de las paredes metálicas de los tubos de transferencia sin que exista contacto directo con el fluido que circula por la envolvente, por lo que el intercambio de calor se efectúa por los mecanismos de conducción y convección.

El presente trabajo tiene como finalidad la elaboración de una guía práctica para conocer las partes que componen estos equipos, así como tener en forma concisa el procedimiento a seguir para realizar el diseño mecánico de aquellas partes que requieren de cálculos precisos y correctos, logrando así la obtención de un equipo confiable, de buena calidad y con costos bajos de fabricación.

Otro punto de suma importancia de esta obra, es dar a conocer los Códigos, Normas, Estándares y Manuales auxiliares existentes que nos servirán como base para obtener la información necesaria que será usada en la realización del diseño, así como la correcta selección de los materiales de construcción para obtener durabilidad y costos bajos de fabricación.

I.1 GENERALIDADES.

En las industrias donde su proceso requiere de la variación de las temperaturas de los fluidos que se manejan y donde es necesario el aprovechamiento de la energía disponible en los fluidos del proceso, existe la necesidad de instalar un equipo que cumpla con estos requerimientos, para lo cual encontramos a los Cambiadores de Calor del tipo tubos y envolvente, los cuales son ampliamente utilizados por su gran eficiencia.

- CODIGOS EMPLEADOS:

Un Cambiador del tipo tubos y coraza, que es el que nos ocupa, es diseñado como un recipiente común que está sujeto a presión interna, para esto haremos uso del Código ASME y completaremos su diseño y fabricación con la Norma TEMA, que es el estándar dedicado exclusivamente a los Intercambiadores.

A continuación se dará una explicación general de estos Códigos:

a) CODIGO ASME - American Society of Mechanical Engineers.

Este Código es un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios basados en muchos años de experiencia, donde se encuentran todos los procedimientos necesarios para el diseño, fabricación, instalación, inspección y certificación de los recipientes sujetos a presión interna ó externa, como son tanques verticales u horizontales, reactores, columnas, intercambiadores de tubos y coraza, etc.

Fue creado en los Estados Unidos de Norteamérica en el año de 1907, por iniciativa de varias compañías de seguros, con el fin de obtener diseños de equipos confiables, duraderos y para reducir accidentes originados por cálculos erróneos de las partes de los equipos.

En la elaboración de este Código participan ingenieros de todas las especialidades y de todos los sectores, es actualizado y editado continuamente para mantenerlo siempre a las vanguardias de las nuevas técnicas de diseño que día con día van surgiendo en el mundo moderno.

EL CODIGO ASME SE ENCUENTRA DIVIDIDO EN ONCE SECCIONES, DE ACUERDO A LO SIGUIENTE:

SECCION I Calderas de Potencia.

SECCION II Especificaciones para Materiales:

Parte A: Ferrosos.

Parte B: No ferrosos.

Parte C: Electrodo para soldar.

- SECCION III Recipientes para Plantas Nucleares.
- SECCION IV Calderas de Calentamiento.
- SECCION V Pruebas no Destructivas.
- SECCION VI Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Calentamiento.
- SECCION VII Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Potencia.
- SECCION VIII Recipientes a Presión :
 - División 1.
 - División 2.
- SECCION IX Procedimientos para calificar Soldaduras.
- SECCION X Recipientes a Presión de Fibra de Vidrio con Plástico.
- SECCION XI Reglas para Inspección de Sistemas de Enfriamiento de Reactores Nucleares.

Como se mencionó anteriormente, un cambiador de calor es prácticamente un recipiente que trabaja a presión interna, por lo tanto la Sección VIII del Código es la que utilizaremos para su diseño, por lo que a continuación se dará una explicación más amplia de ésta:

Se encuentra constituida en 2 divisiones:

DIVISION 1:

Esta parte se encuentra dividida en 3 subsecciones:

- Subsección A: cubre los requisitos generales para todos los recipientes sujetos a presión interna ó externa.
- Subsección B: cubre los requisitos específicos para los diferentes métodos utilizados en la fabricación de los recipientes.
- Subsección C: cubre los requisitos específicos para los materiales empleados en la fabricación.

En una forma concreta, la División 1 es un compendio de normas utilizadas para el diseño de todos los equipos sometidos a presión, las cuales se basan en la teoría de la membrana.

Las fórmulas mandatorias con que se determinan los espesores de aquellas partes sujetas a presión, se fundamentan en los esfuerzos directos permisibles basados en 1/4 de Ft (esfuerzo último a la tensión), estos criterios de diseño se utilizan para aquellos equipos cuya presión no exceda las 3000 lb/pulg².

DIVISION 2:

En esta división se encuentran incluidos aquellos recipientes que son instalados en un lugar determinado y para un servicio específico, en donde existirá un control estricto de los materiales de fabricación, de su construcción, operación y mantenimiento.

En comparación con la División 1, esta es más estricta para la selección de los materiales y aunque el valor de los esfuerzos permisibles se basan en 1/3 de Ft, requiere de una amplia evaluación de los esfuerzos de los elementos que integran el equipo, esta División se utiliza en el diseño de los equipos donde la presión será de 3000 lb/pulg² o mayor.

CLASIFICACION DE LOS ESFUERZOS:

En la estructura de un recipiente a presión actúan una gran cantidad de esfuerzos, de los cuales a continuación se mencionarán los más comunes;

ESFUERZO DE MEMBRANA:

La acción de membrana es la respuesta a un sistema externo de cargas, en donde no se considera la posibilidad de resistir momentos flexionantes, de manera que las únicas cargas que se pueden esperar serán resistidas por el cascarón y son aquellas que actúan normalmente en las caras del elemento.

ESFUERZOS REALES O TOTALES:

Debido a que la acción de las cargas externas producen momentos flexionantes es necesario que estos sean resistidos por momentos internos, los cuales al variar de punto a punto también generan esfuerzos cortantes.

ESFUERZOS TERMICOS:

Otro tipo de esfuerzos que se presentan en la operación de equipos de proceso, son los que resultan por gradientes de temperatura en las fibras de las paredes de los recipientes ó

cuando en un sistema ó parte de él, los desplazamientos térmicos (expansiones ó contracciones) son restringidos parcialmente ó en su totalidad.

ESFUERZOS POR DISCONTINUIDAD:

Los recipientes que están sujetos a presión generalmente tienen cambios bruscos en su geometría, en donde se presentan zonas de concentración de esfuerzos, como son las juntas soldadas, soportes, boquillas, coples, etc.

b) NORMA TEMA.

Standart Exchanger Manufactures Association.

Esta Norma se utiliza exclusivamente para el diseño y fabricación de los Intercambiadores de Calor del tipo coraza y tubos, de la cual a continuación se dará una breve explicación de su origen y contenido general:

ORIGEN:

Debido a la gran cantidad de problemas que existían entre los usuarios de los cambiadores en cuanto a diseño incorrecto, calidad y fabricación, se buscó asociar a los fabricantes de los Estados Unidos de Norteamérica, con el fin de crear estándares que unificarán sus criterios y experiencias relacionadas con estos equipos, para lograr la calidad y funcionalidad que el mundo industrial requería, de lo anterior surgió la Norma TEMA, que rige todavía en la actualidad.

CONTENIDO GENERAL:

- Nomenclatura de los diferentes tipos de cambiadores.
- Tolerancias de fabricación.
- Fabricación en general.
- Instalación, operación y mantenimiento.
- Normas mecánicas TEMA Clase "R".
- Normas mecánicas TEMA Clase "C".
- Normas mecánicas TEMA Clase "B".
- Especificación de materiales.
- Normas térmicas.

- Propiedades físicas de materiales.
- Información general.
- Prácticas recomendadas.

Las 3 clases del TEMA contienen las mismas partes, pero su diferencia radica principalmente en los factores de diseño para cada una de ellas y siempre se deberá de especificar que clase de TEMA se va a utilizar al diseñar un cambiador de calor.

APLICACION DE LAS CLASES DE TEMA.

CLASE "R"

En esta parte los requisitos de diseño, fabricación y materiales a utilizar son muy estrictos al momento de seleccionarlos.

Esta Clase se utiliza generalmente cuando el diseño exige condiciones de operación muy severas y en procesos de petróleo.

CLASE "C"

Se utiliza en procesos y aplicaciones generales, siendo las condiciones de operación menos estrictas que el Clase "R".

CLASE "B"

Esta Clase también se usa en procesos y aplicaciones generales como la Clase "C", pero con la diferencia que es generalmente para los procesos químicos.

CAPITULO II.

II.- EXPLICACION GENERAL DE LOS DIFERENTES TIPOS DE CAMBIADORES DE CALOR (USADOS EN LA INDUSTRIA).

II.1 CAMBIADOR DE DOBLE TUBO.

También se conocen como cambiadores de tubos concéntricos, estos cambiadores constan de dos tubos concéntricos donde un fluido circula por el tubo interno y el otro por la parte interior del tubo externo, dos tees conectoras para alimentación del tubo exterior, un cabezal de retorno y un codo en "U" completan el equipo. El tubo interior se sujeta a la exterior por medio de estoperos y el fluido entra al tubo por medio de una conexión roscada localizada en la parte externa del cambiador. Estos cambiadores por lo general están compuestos por dos tubos rectos unidos en su extremo por una "U", la cual no cubre el tubo exterior y por consiguiente no proporciona transmisión de calor.

Estos equipos tienen la desventaja de que su área de transferencia de calor es muy pequeña y en procesos industriales sería necesario colocar varias unidades de este tipo, lo cual ocuparía espacios muy grandes, debido a lo anterior estos cambiadores son utilizados generalmente en laboratorios.

II.2 CAMBIADOR DE PLACAS.

Este equipo consiste de un paquete de placas empaquetadas generalmente iguales, alineadas y sostenidas arriba y abajo por placas guía entre dos tapas rígidas ó bastidores, las cuales están ensambladas juntas con tornillos ó con un elemento compresor, tienen por general cuatro orificios abiertos ó cerrados de acuerdo a las necesidades. Las boquillas para los fluidos pasan por el bastidor hacia el paquete de placas. Existe entre las placas un espacio libre para el paso del fluido y éstas se mantienen separadas a causa de las corrugaciones ó protuberancias, los fluidos circulan alternadamente entre el espacio interno de un orificio en un extremo de la placa al orificio correspondiente en el otro extremo, el calor es transmitido de esta forma a través de la superficie de la placa.

A estos equipos se les puede fácilmente aumentar ó disminuir el número de placas, dando gran flexibilidad de operación para diferentes capacidades, además de tener la ventaja de que ocupan espacios reducidos para su instalación.

II.3 CAMBIADOR TIPO ESPIRAL.

La unidad básica está formada por 2 placas metálicas que se mantienen separadas por medio de piezas distanciadoras enrolladas en forma de cilindro y formando una doble canal espiral. De la unidad básica, se han desarrollado 3 tipos de intercambiadores que a continuación se explicarán y en todos los casos las dimensiones de los canales se calculan de acuerdo con las necesidades.

TIPO 1:

Este equipo está diseñado para intercambiar calor entre dos medios sin cambio de fase, los dos medios circulan en contracorriente a través de las conexiones, uno hacia el centro y el otro a la periferia. Los canales se sueldan alternativamente de manera que se puedan inspeccionar cada uno de ellos, están equipados con tapas planas que se apoyan sobre los canales espirales.

TIPO 2:

En un principio se diseñó para su utilización como Condensador de Superficie, circulación cruzada de flujos, un canal con los bordes completamente cerrados por soldadura y el otro permanece abierto.

Se pueden manejar grandes caudales sin excesivas pérdidas de carga, lo cual hace que sean ideales para trabajar en condiciones de vacío.

TIPO 3:

Principalmente empleado para condensar vapores y subenfriar el condensado y los gases incondensables, en el cual se combina la circulación de flujos cruzados con circulación en contracorrientes, en su diseño se combinan los diseños de los Tipo 1 y 2 explicados anteriormente.

II.4 CAMBIADOR DE LAMELLA.

Estos equipos son una variación de los cambiadores tradicionales de tubos y envolvente, siendo la principal diferencia que los tubos son planos en vez de redondos, son simples en su diseño y funcionamiento.

Consisten de una batería de láminas (en los cambiadores de tubos y envolvente sería el haz de tubos) y una envolvente circular.

Para asegurar que todo el diámetro de la envolvente esté cubierto por las láminas y así aprovechar al máximo su capacidad, el haz de láminas se construye a partir de chapa metálica rollada en frío, ésta se introduce a una máquina perforadora que le da la forma de lamella, las chapas ya formadas se ensamblan una con la otra y son soldadas para unir las entre sí.

Estos equipos utilizan el espacio interior del cuerpo con más eficiencia que el de tubos y envolvente y tienen un costo de fabricación bajo.

II.5 CAMBIADOR ENFRIADO POR AIRE.

Estos cambiadores consisten de un haz de tubos aletados ó serpen-
tines rolados ó soldados a un cabezal, el fluido circula por
dentro de los tubos y el aire a flujo cruzado por fuera de ellos,
de acuerdo a su funcionamiento se clasifican principalmente en
dos tipos: de tiro natural y de tiro mecánico, a su vez este
último se clasifica según la naturaleza del ventilador en tiro
forzado ó tiro inducido.

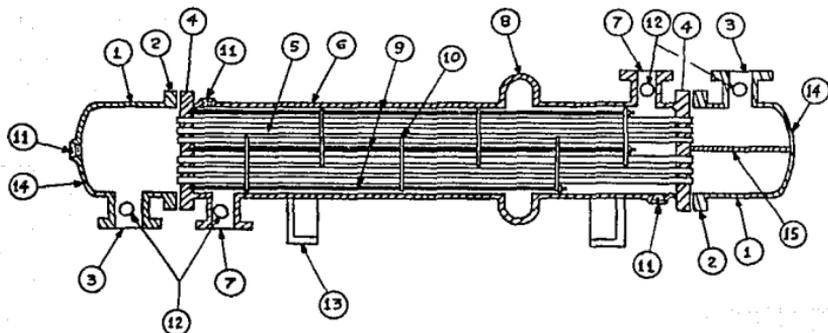
En los últimos años estos equipos han tenido gran aceptación en
la industria ya que su construcción es muy simple, el espacio re-
querido para su instalación es más reducido comparado con el
cambiador de tubos y envolvente y además se obtiene un ahorro en
los gastos de operación.

Tiene su mayor uso cuando la temperatura del fluido es alto ó
cuando el coeficiente individual de transferencia de calor del
fluido de proceso es bajo, en la industria se utiliza en procesos
de condensación de vapores, enfriamiento de gases y líquidos. La
desventaja en estos equipos es su limitación en la temperatura de
salida del fluido de proceso, costo de fabricación mayor que el
de tubos y envolvente, peligro de contaminación de los gases que
puedan fugarse al medio ambiente.

II.6 CAMBIADOR TIPO CORAZA Y TUBOS:

Son equipos constituidos por una envolvente cilíndrica y un haz
de tubos interno, en los cuales circulan generalmente 2 fluidos
en condiciones de temperatura diferentes, uno por el lado de la
envolvente y otro por el lado de los tubos, con el fin de
intercambiar calor a través de las paredes metálicas de los tubos
de transferencia, sin que exista contacto directo entre ellos.
En la Fig. II.6.1 se muestra un cambiador de calor tipo BEM.

FIGURA II.4.1.



ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BEM.

- 1.- Canal de distribución (Cabezal).
- 2.- Brida del carreta.
- 3.- Boquilla del cabezal.
- 4.- Espejo estacionario.
- 5.- Tubos flux (Tubos de transferencia).
- 6.- Envoltente ó coraza.
- 7.- Boquilla de la coraza.
- 8.- Junta de expansion.
- 9.- Tirantes y tubos espaciadores.
- 10.- Deflectores transversales.
- 11.- Coples.
- 12.- Coples para instrumentación.
- 13.- Silletas soporte.
- 14.- Tapa del cabezal.
- 15.- Placa de pasos.

CAPITULO III.

III CLASIFICACION SEGUN SU CONSTRUCCION:

Los equipos de transferencia de calor se definen por las funciones que desempeñan en un proceso, el cambiador de calor tienen como función principal intercambiar ó recuperar calor entre 2 corrientes de un proceso. Como parte integral de una Planta de Proceso, su función es de vital importancia, lo cual ha provocado gradualmente el desarrollo y perfeccionamiento de su tecnología.

CLASIFICACION DE LOS CAMBIADORES:

1) POR SU FUNCIONAMIENTO TERMODINAMICO:

- Evaporadores
- Recalentadores
- Postenfriadores
- Rehidradores
- Condensadores
- Calentadores
- Enfriadores

2) POR SU TIPO DE CONSTRUCCION:

Este tipo de identificación de los cambiadores se basa en la nomenclatura del TEMA (ver Fig. III.1), para lo cual se usan 3 letras que representan lo siguiente:

La primera el tipo de cabezal de entrada ó de distribución: A, B, C, N ó D.

La segunda el tipo de envolvente ó coraza: E, F, G, H, J, K ó X.

La tercera el tipo de cabezal de salida ó retorno: L, M, N, P, S, T, U ó W.

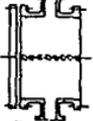
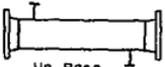
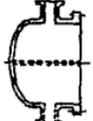
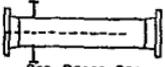
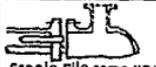
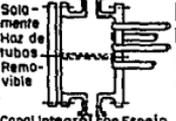
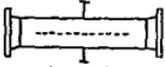
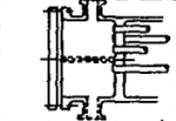
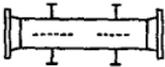
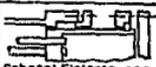
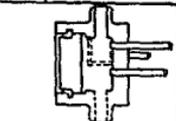
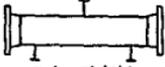
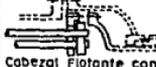
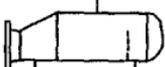
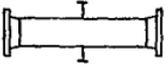
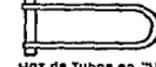
Así por ejemplo: un cambiador tipo BEM, tendrá un cabezal de entrada "B", una envolvente "E" y un cabezal de salida "M".

El tamaño de un cambiador se indica por 2 números, el primero representa el diámetro interior de la envolvente y el segundo la longitud recta de los tubos de transferencia.

Por ejemplo: 25"-240", 610mm-3050mm.

De acuerdo al proceso requerido, a las características de los fluidos a manejar y de los costos de fabricación, principalmente, depende la selección del tipo de cambiador a usar, por lo que en seguida se mencionarán algunas ventajas y desventajas de los principales tipos de cambiadores, para tener una idea más amplia de la importancia que tiene la correcta selección al momento del diseño.

FIGURA 11.1 IDENTIFICACION DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

	TIPOS DE CABEZALES DE ENTRADA		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES DE RETORNO
A	 Canal y Tapa Removible	E	 Un Paso	L	 Espejo Fijo como "A" Cabezal Estacionario
B	 Cabezal con Tapa Integral	F	 Dos Pasos Con Mampara Longitudinal	M	 Espejo Fijo como "B" Cabezal Estacionario
C	 Solamente Haz de Tubos Removible Canal Integral con Espejo Tapa Removible	G	 Flujo Dividido	N	 Espejo Fijo como "N" Cabezal Estacionario
N	 Canal Integral con Espejo Tapa Removible	H	 Doble Flujo dividido	P	 Cabezal Flotante con Empaque Exterior
D	 Especial para Alta Presión	J	 Flujo Dividido	S	 Cabezal Flotante con Contra Brida
		K	 Tipo Kettle Vaporizador	T	 Cabezal Flotante sin Contra Brida
		X	 Flujo Cruzado	U	 Haz de Tubos en "U"
				W	 Espejo Flotante con Sellos Exteriores

a.- CAMBIADOR TIPO ESPEJOS FIJOS.

Los espejos están soldados a la envolvente y las tapas de los cabezales son abombadas y soldadas a los canales ó bien tapas planas atornilladas a estos.

VENTAJAS:

-Construcción económica y un mínimo de uniones empacadas, reduciendo con esto la posibilidad de fugas.

DESVENTAJAS:

-La coraza y el exterior de los tubos del haz no pueden ser limpiados manualmente, ni ser inspeccionados físicamente por estar completamente sellados.

b.- CAMBIADOR DE TUBOS EN "U".

El haz de tubos se puede extraer de la envolvente por no estar soldado con ella.

VENTAJAS:

- Maneja fluidos de presión y temperatura altas por el lado tubos.
- Absorbe libremente las expansiones térmicas originadas por las altas temperaturas del fluido de los tubos.
- Su costo de fabricación se considera relativamente bajo.

DESVENTAJAS:

- Existe dificultad para limpiar internamente los tubos (debido a la curvatura por ser en "U").
- Limitación en el número de pasos por el lado tubos.

c.- CAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE:

El haz de tubos se puede extraer de la envolvente, desensamblar los cabezales de entrada y retorno y se utilizan tubos rectos.

VENTAJAS:

- Amplias facilidades de inspección y limpieza del interior de la envolvente.
- Facilidad de limpieza del haz de tubos por ser desmontable.
- Elimina problemas de expansión diferencial por efectos térmicos entre tubos y envolvente, por existir libre desplazamiento del cabezal flotante.

DESVENTAJAS:

- Mayor costo de fabricación que en los casos anteriores.
- Es necesario un mayor número de uniones espaciadas que lo hacen menos recomendable para el manejo de productos tóxicos ó peligrosos.

CAPITULO IV.

IV FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO BEM.

En los cambiadores de calor del tipo coraza y tubos, existen varios factores muy importantes que se deben tomar en cuenta al momento del diseño, ya que éstos determinan el tamaño del equipo y por consiguiente el costo del mismo, estos factores son descritos a continuación:

IV.1 CAIDA DE PRESION (ΔP) DE LOS FLUIDOS QUE CIRCULAN POR LA CORAZA Y TUBOS.

Por experiencias en la fabricación se ha encontrado que caídas de presión altas dan como resultado que los cambiadores de calor resulten más pequeños y por lo tanto de bajo costo, pero lo anterior en ciertos casos puede ser no recomendable, ya que el ahorro económico se hace afectando los gastos de operación del equipo.

Tomando en cuenta el criterio antes descrito, se deberá tener en mente la relación entre los costos de fabricación y operación para calcular la ΔP más económica y recomendable.

Las caídas de presión disponibles en el diseño de los cambiadores pueden variar de una presión baja de mm Hg cuando el equipo opera a vacío ó para presiones altas cuando así es solicitado por el proceso en cuestión.

En ciertos casos no es recomendable utilizar totalmente la ΔP disponible, por que esto puede ocasionar altas velocidades en las corrientes de los fluidos y problemas de erosión en el equipo.

En la tabla siguiente se muestran ΔP razonables para varios niveles de presión usados en los diseños de cambiadores:

<u>RANGOS DE PRESION:</u>	<u>ΔP RECOMENDABLE:</u>
Sub-atmosférica	1/10 de presión absoluta.
0.07 a 0.70 Kg/cm ²	1/2 de presión manométrica.
De 0.70 Kg/cm ² en adelante	0.35 Kg/cm ² y mayor.

Caídas de presión más pequeñas ya no se usan por implicar costos de fabricación excesivos debido a la enorme área que se requiere.

Por mencionar un ejemplo diremos que velocidades de 3.05 a 4.575 m/seg. del fluido reducen el problema de incrustación, pero tenemos que la ΔP puede variar de 0.70 a 0.21 Kg/cm², por lo que el diseño se deberá ajustar a los requerimientos del proceso.

IV.2 DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA.

Las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que circularán tanto por la coraza como por los tubos, así como los niveles de temperatura de los fluidos de servicio, son tomados en cuenta en las primeras etapas de diseño del equipo, en esta etapa se deberá considerar el efecto de la diferencia media de temperaturas en el costo del cambiador, lo anterior es debido a que el nivel de temperatura en la transferencia de calor tiene una gran influencia en el área de transmisión de calor requerida.

Al elegir los niveles de temperatura se debe considerar que una temperatura mayor del medio de calentamiento ó menor de enfriamiento, dará como resultado mayores diferencias medias de temperatura y en el caso de que estas diferencias sean excesivas pueden ocasionar incrustación, descomposición del producto y/o precipitación de materiales.

No existen parámetros específicos para aproximar la más óptima diferencia entre las temperaturas de entrada y salida de los distintos fluidos, pero a continuación se describen algunas que pueden servir como orientación para determinar la diferencia de temperaturas más adecuada, todas las posibles alternativas en esta parte del diseño deberán ser estudiadas cuidadosamente para obtener el diseño más funcional y económico.

Estos parámetros son:

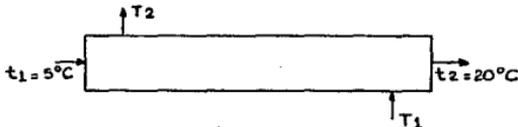
- a) La mayor diferencia de temperatura deberá ser de 20 grados centígrados por lo menos.
- b) La menor diferencia de temperaturas deberá ser de 5 grados centígrados como mínimo.

Quando se intercambie calor entre dos fluidos en el proceso, la diferencia de temperaturas mínima será de 20 grados centígrados como mínimo.

- c) Cuando se enfría una corriente de proceso con agua, la temperatura de salida del agua no deberá exceder la temperatura de salida de la corriente del proceso, cuando el cambiador tenga un paso por el lado de la envolvente y más de uno por el lado de los tubos.

T = Fluidos calientes.

t = Fluidos fríos.

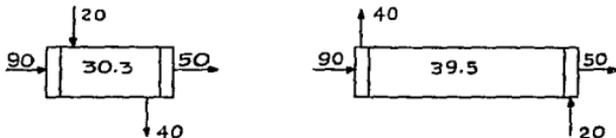


- d) Cuando se enfría ó condensa un fluido, la temperatura del medio de enfriamiento deberá ser cuando menos 5 grados centígrados mayor que el punto de congelación del fluido enfriado ó condensado.
- e) Para enfriamiento de reactores se deberá mantener una diferencia de temperaturas de 10 a 15 grados centígrados entre la temperatura de reacción y la temperatura del medio de enfriamiento, para permitir de esta manera un mejor control de la reacción.

IV.3 TIPOS DE FLUJO:

En los cambiadores de calor que tienen tanto por el lado del cuerpo como por el lado de los tubos un sólo paso, la transmisión de calor se puede hacer en paralelo ó en contracorriente y la dirección relativa que existe en los fluidos afecta la diferencia media logarítmica de temperaturas.

Ejemplo:



Todas las temperaturas están dadas en grados Centígrados.

$$\text{a) } T_1 = 90 - 20 = 70$$

$$\text{b) } T_2 = 50 - 40 = 10$$

$$\text{c) } T_m = \frac{70 - 10}{\ln\left(\frac{70}{10}\right)} = 30.3$$

$$T_1 = 90 - 40 = 50$$

$$T_2 = 50 - 20 = 30$$

$$T_m = \frac{50 - 30}{\ln\left(\frac{50}{30}\right)} = 39.5$$

En el ejemplo anterior se puede observar que se tiene ventaja térmica a contracorriente, aunque puede haber excepción de esto cuando se está condensando ó evaporando con un proceso isotérmico

En flujo paralelo, el fluido caliente no puede ser enfriado abajo de la temperatura de salida del fluido frío, de esta forma la capacidad del flujo en paralelo para recuperar calor es limitada.

Sin embargo existen casos en los cuales el flujo en paralelo trabaja mejor, como en el caso de enfriar líquidos viscosos, lo cual se debe a que se puede obtener un mayor coeficiente de calor.

El flujo en paralelo se elige cuando existe la posibilidad de que el fluido más caliente pueda alcanzar su punto de congelación.

IV.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS:

LOCALIZACION:

Todos los datos que encaminen a encontrar las propiedades físicas de los fluidos en cuestión deberán ser lo más exacto posible, pero debido a que la mayor parte de éstas propiedades son calculadas y estimadas, no se ha insistido en determinar las verdaderas temperaturas de películas y se considera que los datos de propiedades físicas a las temperaturas promedio de los fluidos son suficientes.

Para diseñar térmicamente los cambiadores de tubos y coraza es necesario tener a la mano los siguientes datos:

- Calor específico.
- Densidades de los fluidos.
- Conductividad térmica de los fluidos.
- Viscosidad de los fluidos.

Es muy importante saber que fluidos deberán circular por la coraza, así como por los tubos, y para determinar esto se deberá de tomar en cuenta los siguientes factores:

a) CORROSION.

Cuando el fluido corrosivo circulará dentro de los tubos se requiere de menos aceros aleados que representan alto costo de fabricación, ó bien de aceros al carbono con recubrimientos de material aleado.

b) INCRUSTACION.

Esta posibilidad puede ser reducida haciendo circular el fluido con problemas de incrustación por el lado de los tubos, ya que de esta manera se tiene un mejor control de la velocidad (por que dentro de los tubos no existe ningún obstáculo que impida el libre paso del fluido), el incremento de velocidad tiende a disminuir la incrustación. Otra ventaja que se obtiene de hacer circular por los tubos fluidos incrustantes, es la de poder hacer

limpieza interna con cierta facilidad, simplemente con desensamblar los cabezales y mediante el uso de productos químicos comerciales.

c) TEMPERATURA.

Quando sea necesario utilizar aleaciones de materiales costosos por las características del proceso, es preferible hacer circular el fluido caliente por el lado de los tubos, ya que de esta manera la fabricación del equipo necesitará de menos aleaciones especiales.

d) PRESION.

La presión es un factor muy importante en el diseño de los cambiadores de calor, ya que esta determinará los espesores de las componentes del equipo a usar en la fabricación y por consiguiente el costo del equipo, debido a lo anterior es recomendable que la corriente con presión alta circule por los tubos para así tener componentes de alta presión relativamente más pequeñas que por el lado de la coraza.

e) CAIDA DE PRESION.

Considerando una misma caída de presión se obtienen coeficientes de transferencia de calor mayores en el lado de los tubos, cuando un fluido tenga una caída de presión muy pequeña se deberá poner por el lado de los tubos.

f) VISCOSIDAD.

Obtenemos mayores velocidades y mayor transferencia de calor si el fluido viscoso se hace circular por el lado de la envolvente.

g) FLUIDOS TOXICOS Y LETALES.

Por lo general los fluidos tóxicos y peligrosos circularán por el lado de los tubos y se deberá tener especial cuidado con las uniones empacadas y bridas para minimizar las posibilidades de fugas.

h) FLUJO.

Para obtener diseños más económicos en los cambiadores, el fluido que tenga un flujo menor deberá circular por el lado de la envolvente, ya que a velocidades bajas existe más turbulencia en el lado de la coraza que por los tubos.

IV.5 TAMAÑO DE LOS TUBOS Y ARREGIOS.

1.- DIAMETRO DE TUBOS Y LONGITUD.

Si al momento de diseñar los cambiadores, utilizamos tubos de diámetros considerados como pequeños (desde 3/8" hasta 1") resultan equipos poco voluminosos y económicos comparados con los tubos de diámetros grandes, aunque el diseño depende de las necesidades del proceso, el uso de tubos de diámetro altos es recomendable cuando la ΔP disponible por el lado de los tubos es pequeña ó existe gran posibilidad de incrustación.

Cuando exista la posibilidad de incrustación del fluido, el diámetro de los tubos de transferencia considerado como más práctico en la fabricación de los cambiadores es de 1", ya que diámetros más pequeños pueden presentar dificultades para la limpieza mecánica de su interior.

Si consideramos que el costo por unidad de Área de transferencia de calor es menor para cambiadores de longitud grande con diámetro de envolvente pequeña, prácticamente no existen restricciones con respecto a la longitud de los tubos.

2.- ARREGLO.

Los arreglos estándar de los tubos en los espejos del cambiador son triangular, triangular girado, cuadrado ó cuadrado girado.

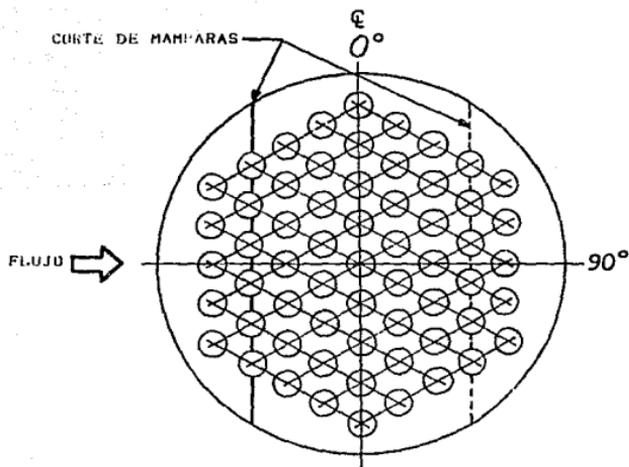
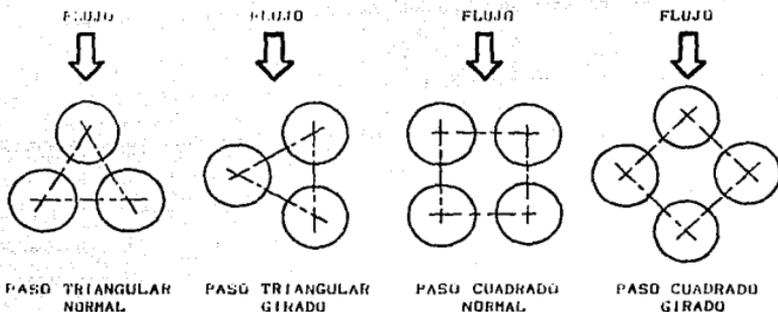
En las figuras IV.5.1 y IV.5.2. se muestran los arreglos de tubos y la dirección del flujo en los mismos.

En el arreglo triangular tenemos mejores coeficientes de transmisión de calor del lado de la envolvente y más área de transferencia, es usado cuando no se requiere hacer limpieza por el exterior de los tubos, ya que su arreglo no permite el acceso a éstos.

Sin embargo, cuando es necesario realizar la limpieza en el exterior de los tubos, se pueden utilizar productos químicos que se hacen circular por la envolvente, sin desmantelar el equipo.

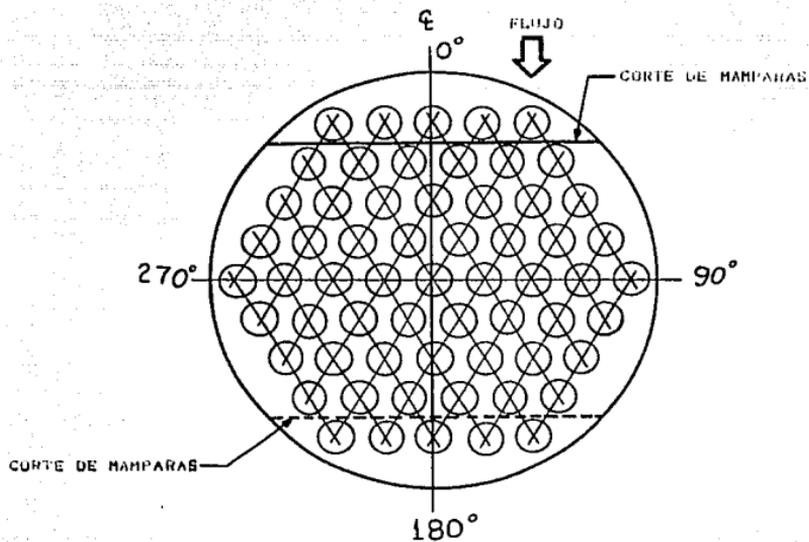
El arreglo cuadrado ofrece menor ΔP , con coeficientes de transmisión de calor más bajos en comparación con el triangular, son solicitados cuando se requiere de limpieza mecánica en la envolvente.

FIGURA IV.5.1 ARREGLOS DE TUBOS FLUX Y DIRECCION DE FLUJOS.



PASO TRIANGULAR NORMAL - FLUJO LADO A LADO

FIGURA IV.5.2 ARREGLOS DE TUBOS FLUX Y DIRECCION DE FLUJOS.

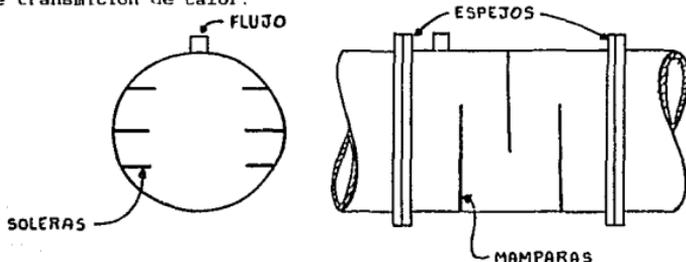


PASO TRIANGULAR NORMAL - FLUJO ARRIBA - ABAJO

IV.6 DISTRIBUCION DE FLUJO.

Cuando se tienen grandes flujos de vapor ó líquidos por el lado de la envolvente, son usados los cinturones o domos de distribución, éstos son envolventes de mayor diámetro que la coraza, los cuales tienen como función permitir que el vapor ó líquido tenga una mejor distribución a la entrada de la coraza. En algunas ocasiones, cuando el diseño lo permite, se eliminan tubos de transferencia en el haz para obtener una mejor distribución del flujo.

Si deseamos un buen coeficiente de transmisión de calor por la envolvente, se deberá reducir ó eliminar la desviación (by passing) del fluido, una zona que permite esta desviación es el claro existente entre los tubos exteriores del haz y el interior de la envolvente, otra parte donde también existe alguna fuga del fluido es a través de los barrenos de las mamparas que soportan los tubos, pero esta fuga se puede reducir usando tolerancias más cerradas en los barrenos, lo cual no afectan al coeficiente de transmisión de calor.



IV.7 DISPOSITIVOS DE SELLO O BLOQUEO.

Para lograr sello entre los tubos exteriores y la envolvente, por lo general son colocadas soleras en todo lo largo de ésta, en otras ocasiones los tensores ó tirantes deben ir lo más pegado posible a la envolvente, para bloquear el flujo entre los tubos y la misma envolvente.

Para evitar el paso de fluido en los espacios donde no tenemos tubos de transferencia, como es el caso de los cambiadores de más de un paso, se colocan tubos de mayor diámetro cerrados en sus extremos, esto es con el fin de tapan el paso del fluido y así obligarlo a que pase por el haz de tubos.

CAPITULO V.

V MATERIALES DE CONSTRUCCION PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO BEM.

V. I INTRODUCCION.

Después de haber diseñado termodinámicamente nuestro cambiador de calor, ya tenemos el diámetro del equipo, longitud y cantidad de tubos, etc., pero existe otro aspecto de suma importancia que debemos de tener presente, como es la selección correcta de los materiales de fabricación, lo cual dependerá de las características de los fluidos que circularán tanto por el lado de la coraza, como por los tubos.

Para una correcta selección, debemos conocer las características y/o propiedades de los fluidos, como son corrosión, abrasión, posibilidad de que el producto reaccione químicamente con los materiales de construcción, resistencia para soportar altas ó bajas presiones y temperaturas etc., ya que esto dará como resultado obtener costos de fabricación bajos y gastos mínimos de mantenimiento en nuestros equipos.

V. 2 FACTORES QUE AFECTAN LA SELECCION DE LOS MATERIALES.

CORROSION.

La corrosión es el deterioro ó pérdida de material en un metal, ocasionado por el ataque electroquímico del medio que lo rodea.

Todos los materiales más comunes como son aceros al carbono, aceros inoxidable y aleaciones, son susceptibles al ataque de corrosión, ya sea en menor ó mayor medida, no existiendo material útil para todas las aplicaciones, por ejemplo tenemos que los aceros son muy resistentes al mercurio, pero fácilmente se oxidan exponiéndolos al ambiente atmosféricos ó prácticamente no tienen duración en contacto con fluidos corrosivos, los aceros inoxidables y aleaciones resisten la intemperie y gran variedad de productos químicos, pero aún así existen fluidos extremadamente severos que pueden corroerlos.

En realidad es prácticamente imposible eliminar la corrosión, aún usando aleaciones muy especiales y costosas, como son Incolloy, Hastelloy, Carpenter, Titanio, etc. y es por ello que los ingenieros tanto químicos como mecánicos se han enfocado más al estudio de su control que a su eliminación, de ahí que es muy importante conocer los tipos y características de la corrosión para tomarlas en cuenta durante la etapa del diseño.

Son tan significativas las pérdidas económicas que resultan por la corrosión en los equipos, que no podemos dejar de mencionar algunos resultados negativos que ocasiona, como son: reposición del equipo, usar mayores coeficientes de seguridad y sobrediseño, paros de producción, contaminación de productos, pérdida de la eficiencia del equipo (ya que el sobrediseño reduce la velocidad de transmisión de calor).

Existen también otros daños más graves que encaminan a pérdidas de vidas humanas ó repercusión social, como son incendios, explosiones, escape de fluidos tóxicos, contaminación ambiental, etc.

FORMAS DE CORROSION:

Los tipos de corrosión (ver Fig. V.2.1) que se presentan con mayor frecuencia en los cambiadores de calor se mencionan en seguida:

a) CORROSION UNIFORME O GENERAL.

Es la corrosión que se presenta de una forma uniforme sobre una superficie metálica, se puede establecer un rango de corrosión admisible por medio de gráficas de corrosión ó pruebas de laboratorio.

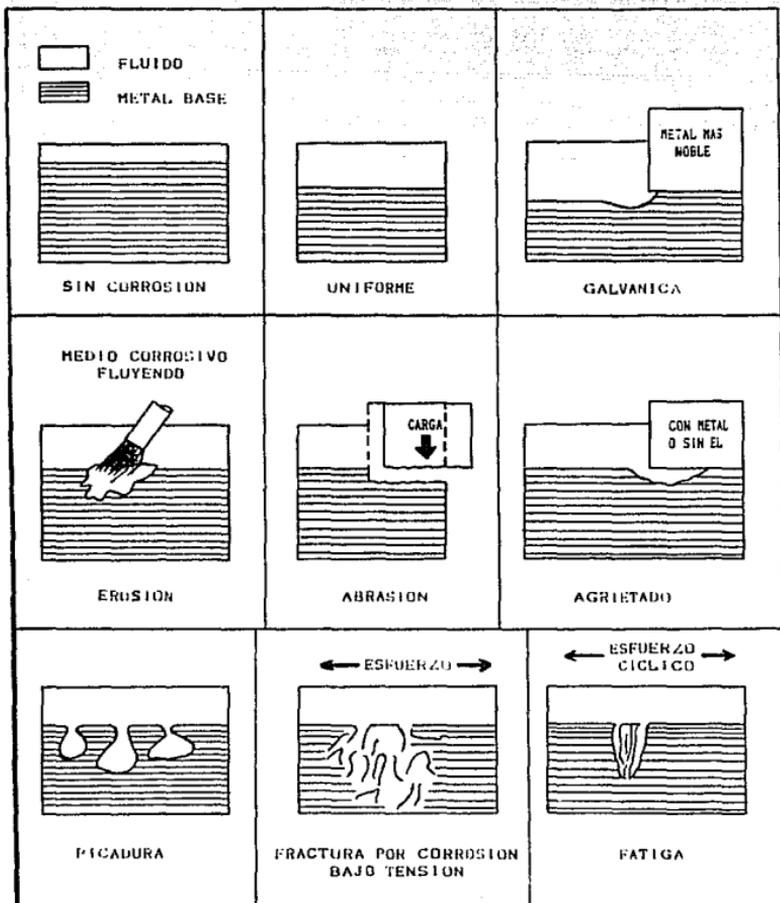
Este rango puede expresarse en pulgadas ó milésimas de penetración por año, se puede detectar en los equipos mediante una inspección ultrasónica periódica, es recomendable realizar esta inspección para observar que el rango de corrosión admisible no sobrepase lo permitido.

Existen factores que frecuentemente interactúan de diferentes formas para corroer los materiales y que debemos de prestarles la debida atención, como son acidez, temperatura, concentración, movimiento relativo de las superficies metálicas, grado del poder de oxidación, aereación y la presencia ó ausencia de inhibidores ó aceleradores.

Para metales que son atacados por corrosión uniforme en un medio químico, se han establecido los siguientes rangos de corrosión:

FIGURA V.2.1

TIPOS DE CORROSION.



1.- RANGO EXCELENTE.

Es el rango de corrosión menor a 5 milésimas por año, los materiales que están dentro de este rango se usan en aquellas partes del cambiador consideradas críticas, como son los tubos flux.

2.- RANGO SATISFACTORIO.

Este rango de corrosión cubre de 5 a 50 milésimas por año, los materiales comprendidos aquí son para partes no críticas, donde puede admitirse un rango de corrosión previsto desde el diseño, como son todos los elementos en forma general de los cambiadores.

3.- RANGO INSATISFACTORIO.

La corrosión ya es mayor de 50 milésimas por año y no es recomendable diseñarse el equipo bajo esta condición.

La corrosión galvánica es originada por medios químicos ó electroquímicos y su control se encuentra básicamente en la correcta selección de los materiales, los cuales tendrán que ser los adecuados para el tipo de fluido que circulará por el equipo.

La corrosión uniforme también puede ser controlada con el uso de pinturas anticorrosivas, inhibidores de corrosión ó resinas epóxicas que se aplican en las partes donde puede hacer daños la corrosión.

b) CORROSION GALVANICA.

Este tipo de corrosión es ocasionada por el flujo eléctrico que se produce al circular un fluido electrolítico entre metales de naturaleza distinta, este contacto ó acoplamiento de metales distintos genera velocidades de corrosión galvánica muy altas, que no es fácil controlar por la gran cantidad de materiales y aleaciones requeridos en la industria química y petroquímica para la fabricación de los equipos.

La diferencia de potencial que existe entre dos metales ó aleaciones se relaciona directamente con el rango de corrosión galvánica que se puede producir, donde el metal más activo actúa como ánodo y como consecuencia es el que se corroe, mientras que el metal más noble actúa como cátodo y de esta manera tiende a protegerse de la corrosión.

Este tipo de corrosión se presenta en los cambiadores de calor con tubos de transferencia fabricados de materiales no ferrosos, como son aleaciones de cobre (cupro-níquel, admiralty, etc.) y el

resto de los materiales son aceros al carbono. Bajo estas condiciones y si existe presencia de agua de enfriamiento en el proceso, se inicia la corrosión galvánica, debido a que el agua es un excelente medio electrolítico, como resultado de la combinación anterior tenemos que las partes de acero al carbono sufrirán los ataques corrosivos más severos por hacer la función del ánodo y los tubos de transferencia tendrán una mayor resistencia a la corrosión, por ser el cátodo.

También es importante señalar que el área de los materiales expuesta al ambiente electrolítico se relaciona directamente con el rango de corrosión galvánica, por lo que debemos de tener en cuenta que a medida que se incrementa el área catódica en comparación con el área anódica, el ataque corrosivo será más activo.

A continuación se enumeran algunas recomendaciones que pueden aplicarse en forma independiente ó combinada para controlar los efectos de la corrosión galvánica:

- 1) Evitar cuando sea posible en la fabricación del equipo, el uso de materiales de distinta naturaleza.
- 2) No exponer a ambientes electrolíticos áreas anódicas pequeñas, en relación con las áreas catódicas.
- 3) Si de acuerdo a las características de los fluidos, es necesario el uso de materiales de distinta naturaleza, emplear materiales de recubrimiento interno.
- 4) Instalar ánodos de sacrificio (manganeso ó zinc) para proteger las áreas anódicas del equipo, que por lo general son los cabezales del cambiador.

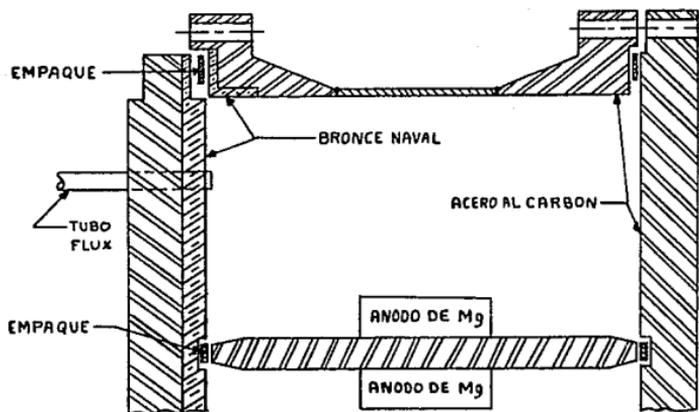
Este tipo de corrosión la podemos disminuir colocando en los cabezales ánodos de sacrificio (manganeso ó zinc), que son trozos de metal más anódico que el metal base (cabezales), estos trozos se instalan dentro de la corriente del electrolito y al llevarse a cabo la reacción corrosiva, el metal que se corroe será precisamente el ánodo de sacrificio, por que el metal base hará la función de cátodo, (ver Fig. V.2.2).

c) CORROSION POR EROSION.

Este tipo de corrosión se produce en las superficies metálicas, cuando la velocidad del flujo del medio corrosivo produce un desgaste mecánico.

Por lo general esta corrosión presenta aspecto de picaduras poco profundas de fondo terso, con daños ocasionados en una misma dirección, debido a la trayectoria seguida por el agente agresivo al atacar la superficie metálica.

FIGURA V.7. ANODOS DE SACRIFICIO (INSTALADOS EN EL CABEZAL).



LOS EMPAQUES DEBERAN SER DE ASBESTO, RECUBIERTOS DE COBRE O ALGUNA DE SUS ALEACIONES

Esta corrosión tiende a aumentar bajo condiciones específicas, como alta velocidad, turbulencia, choque y por lo general la encontramos en las boquillas de entrada de producto, en codos y cambios de dirección de tuberías, etc.

La corrosión por erosión puede ser controlada colocando placas de choque en las boquillas de alimentación ó utilizando materiales resistentes para este efecto.

d) CORROSION POR PICADURA.

Este tipo de ataque corrosivo es muy característico por dar como consecuencia agujeros en los metales, en forma general una picadura se define como una cavidad ó agujero con un diámetro superficial aproximadamente igual ó menor que su profundidad.

La picadura es uno de los tipos de corrosión más destructivo, causa grandes fallas debido a la perforación y tan sólo se tiene una pequeña pérdida de peso en todo el equipo.

No es sencillo localizar las picaduras originadas por este tipo de corrosión, debido a su tamaño tan reducido ó porque están cubiertas con residuos de la misma u otras corrosiones, además es difícil medirlas y evaluar la magnitud del picado, ya que varían en profundidad y pueden ocurrir un sin número de picaduras de forma idéntica.

Casi todas las picaduras se desarrollan y van creciendo hacia abajo de las superficies horizontales y en muy pocas ocasiones se inician en superficies verticales, rara vez las picaduras se presentan en superficies horizontales superiores.

Cuando comienza la picadura por general requiere de un largo tiempo para hacerse visible, pero una vez iniciado el ataque, la picadura crece a velocidad cada vez mayor.

Debido a que la mayoría de las picaduras es causada por la presencia de iones halógenos (cloruros, bromuros e hipocloritos), su efecto se puede controlar usando en la fabricación del equipo materiales aleados resistentes a picaduras, con inhibidores de corrosión ó bien modificando la velocidad del fluido, porque la picadura está por lo general asociada a condiciones de flujo laminar ó de flujo estacionario.

e) CORROSION DE FRACTURA POR TENSION.

Al combinarse un esfuerzo de tensión y un medio ambiente corrosivo, se produce en algunos casos la fractura de materiales aleados. La mayoría de las aleaciones son susceptibles a este

ataque, aunque son relativamente pocas las combinaciones que se pueden encontrar de aleación-medio corrosivo que pueden causar este tipo de problema.

La fractura producida por este tipo de corrosión, se puede prevenir ó reducir utilizando uno de los siguientes métodos:

- 1) Aplicar un tratamiento térmico para relevar de esfuerzos las partes que fueron sometidas a trabajos mecánicos en frío, a soldadura ó para eliminar esfuerzos que pudieran ser aplicados externamente durante la operación del equipo.
- 2) Seleccionar materiales con una mayor resistencia a este tipo de corrosión.
- 3) Agregar inhibidores de corrosión para conseguir neutralizar el fluido corrosivo.

V.3 FACTORES QUE SE DEBEN DE TOMAR EN CUENTA PARA UNA CORRECTA SELECCION DE LOS MATERIALES.

La selección de los materiales es un aspecto tan importante que gran parte de la vida del equipo dependerá de ésto, intervienen los ingenieros mecánicos, químicos, metalúrgicos y de procesos, los cuales deberán elegir materiales resistentes a los efectos de corrosión, resistentes a bajas ó altas temperaturas y a la presión de diseño.

Las recomendaciones anteriores tienen como finalidad que tengamos bajos costos de fabricación y poco mantenimiento durante la vida útil de los intercambiadores.

En seguida se enumeran las tres etapas principales que afectan en la adecuada selección de materiales de construcción.

1) LISTA DE REQUISITOS.

En esta lista están incluidos los materiales que cumplen con las propiedades de resistencia necesarias para las condiciones de servicio, y estos materiales deberán cumplir con las siguientes características:

a) PROPIEDADES MECANICAS.

- Alta resistencia a la tensión.
- Punto de cedencia alto.

- Mínima reducción de Área.
- Alto porcentaje de alargamiento.

Con las propiedades anteriores quedan establecidos los esfuerzos de diseño del material seleccionado.

b) PROPIEDADES FISICAS.

La propiedad considerada como más importante es el coeficiente de dilatación térmico del material, porque éste limitará el valor del esfuerzo a la tensión y como consecuencia afectará el diseño del cambiador.

c) RESISTENCIA A LA CORROSION.

Los materiales a usar deberán tener la suficiente resistencia al ataque corrosivo de los fluidos que circularán por el equipo.

d) MATERIALES CON BUENAS CARACTERISTICAS PARA FABRICACION.

Los materiales deberán tener facilidad para ser trabajados con las herramientas y maquinaria disponible, para lo cual al seleccionarlos se tomará en cuenta lo siguiente:

1.- MAQUINABILIDAD.

Entre las partes más importantes que serán maquinadas, citaremos aquellas que requieren de una forma o acabado en las superficies donde asientan los empaques antes de que se ensamblen al equipo, como son las bridas unión, espejos, mamparas y tensores, otras componentes requieren de barrenos como las mamparas que soportarán los tubos flux, las mismas bridas tendrán barrenos para colocar los birlos de ensamble, los espejos donde se rolarán ó soldarán los tubos, etc., por lo que utilizar materiales fácilmente maquinables ayuda a reducir los costos de fabricación, no así con materiales difíciles de maquinar donde los costos se elevarán por requerirse de herramientas más costosas.

2.- SOLDABILIDAD:

Debido a que gran parte de las componentes del cambiador son de construcción soldada, los materiales deberán tener la propiedad de soldabilidad y de ser afines unos con otros para evitar al máximo aleaciones ó procedimientos especiales que aumentan los costos de fabricación.

3.- FACILIDAD PARA SER FORMADO.

Ya que el material es trabajado por lo general en frío, esta propiedad es necesaria para darle con facilidad forma cilíndrica a partes como la coraza, carretes y tapas abombadas de los cabezales, cucllos de boquillas de gran diámetro que se fabricarán de placa, etc.

4.- COMPATIBILIDAD CON EQUIPOS EXISTENTES.

De ser posible, en la fabricación de equipos nuevos no se seleccionarán materiales diferentes a los de equipos ya existentes, esto es con el fin de evitar que se manejen grandes cantidades de materiales distintos en los almacenes.

V.4 FACTORES ADICIONALES EN LA SELECCION DE LOS MATERIALES.

Existen otros factores recomendables para una correcta selección de los materiales, los cuales dependerán de la vida útil que tendrá la planta donde se instalarán los cambiadores, para lo cual se hace en seguida mención de éstos:

1.- VIDA DE LA PLANTA.

Tomando en cuenta que una planta por lo general se planea para un determinado tiempo de vida útil, se forma un criterio sobre los posibles materiales que pueden ser usados en la construcción de los equipos.

2.- DURACION ESTIMADA DEL MATERIAL.

Difícilmente podemos saber que vida útil tendrán los materiales, pero para tener una idea de ello podemos recurrir a la información existente sobre sus características en condiciones similares a las que vamos a someterlos ó bien recurrir a las experiencias de personas ó compañías que ya hayan trabajado con fluidos de naturaleza semejante a la nuestra.

3.- DISPONIBILIDAD DE LOS MATERIALES.

Este aspecto es importante tanto en lo económico como en el tiempo de entrega del equipo, ya que debemos de tomar en cuenta preferentemente la existencia de materiales nacionales que pueden presentar menores costos de fabricación ó tiempos de entrega

cortos, comparados con los materiales de importación que en ocasiones pueden ser mas caros y con entregas prolongadas que afecta la fabricación.

No siempre los materiales importados significan mayores gastos ó tiempos de entrega incompetentes, ya que para cantidades no muy grandes de alcaciones especiales existen bastantes distribuidores extranjeros que tienen en sus almacenes estos materiales a disposición de los fabricantes.

V.5 ACEROS AL CARBON (CARBONO).

Los aceros al carbón están compuestos de hierro y carbono principalmente, son ampliamente usados en la fabricación de cambiadores de calor por su bajo costo, pero tienen la gran desventaja de no poder ser utilizados para el manejo de fluidos corrosivos, no soportan temperaturas muy elevadas, efectos de erosión, etc.

Pueden ser usados para fabricar todas las partes del equipo, cuando las características de los fluidos así lo permitan y por ser material relativamente barato, tendremos como resultado un cambiador de calor con bajo costo de fabricación.

Para identificar y conocer las características de los materiales, cada país del mundo tiene por lo general sus propios Códigos de estos materiales, pero nosotros nos basaremos en los dos Códigos americanos más usados en la industria, como son el ASTM (American Society for Testing and Materials) y ASME (American Society of Mechanical Engineers) de su Sección II (partes A y B).

Para saber a que Código ASTM ó ASME está referida una especificación de material, sólo tendremos que ver que letra ó letras tiene al principio, o sea si la especificación tiene la letra "A" estamos indicando que es el ASTM, por ejemplo A-285-C, A-179, A-240 tipo 304, etc. y si son las letras "SA" entonces se refiere al ASME, como ejemplos pondremos las mismas especificaciones anteriores, SA-285-C, SA-179, SA-240 tipo 304, etc.

A continuación se describen los aceros al carbón más requeridos en la fabricación de los cambiadores, su designación de acuerdo al Código ASTM y una breve explicación de sus características:

A-36:

Acero al carbón calidad estructural para usos generales, tiene presentación de placa, barras redondas, cuadradas, hexagonales; perfiles "I", canal "C", ángulos, soleras, etc.

Se usa la barra redonda para fabricar los tensores del haz de tubos, en su presentación de placa puede ser utilizada para las silletas ó cartabones soporte del equipo.

A-283-C:

Placa de acero al carbón calidad estructural, con baja y media resistencia a la tensión, usado en la fabricación de silletas ó cartabones soporte, mamparas del haz de tubos, placas de partición, etc. no es recomendable para equipos sometidos a presión.

A-285-C:

Placa de acero al carbón para recipientes a presión, con baja y media resistencia al esfuerzo de tensión, es requerido en procesos de temperatura moderada.

Se usa para fabricar las envolventes cilíndricas, como es la coraza, carretes de los cabezales, tapas abombadas y/o planas, cuellos de boquillas con diámetros grandes.

A-515-70:

Placa de acero al carbón para calderas y recipientes sometidos a presión, en requerimientos de temperaturas media y alta.

Se usa en la fabricación de envolventes cilíndricas, espejos, tapas planas y abombadas, bridas unión, cuellos de boquillas, mamparas, etc.

A-516-70:

Placa de acero al carbón para recipientes a presión, cuando se tienen temperaturas bajas.

Se usa en las mismas partes que la especificación anterior.

A-178:

Grados A, D y C.

Tubería flux de acero al carbón con costura, tubos al carbono-manganeso, usado principalmente para calderas.

Se usa para la fabricación de los tubos de transferencia.

A-179:

Tubería flux de acero al carbón sin costura, de acero al bajo carbono, para cambiadores de calor y condensadores.

Se usa para la fabricación de los tubos de transferencia.

A-192:

Tubería flux de acero al carbón sin costura, para calderas y sobrecalentadores de alta presión.

Se usa para la fabricación de los tubos de transferencia.

A-214:

Tubería flux de acero al carbón con costura, para cambiadores de calor y condensadores.

Se usa para la fabricación de los tubos de transferencia.

A-334:

Grados 1, 3, 6, y 7.

Tubería flux con y sin costura, de acero al carbón y aleación ferrítica, para equipos que operen a bajas temperaturas.

Se usa para la fabricación de los tubos de transferencia.

A-53:

Grados A y B.

Tubos de cédula de acero al carbón negro, con ó sin costura, para usos generales.

Se emplean para fabricar los cuellos de las boquillas y tubos espaciadores..

A-106:

Grados A, B y C.

Tubos de cédula de acero al carbón sin costura, para servicio de alta temperatura.

Se emplean para fabricar los cuellos de las boquillas y tubos espaciadores..

A-105.

Acero al carbón forjado, su presentación es en anillos de espesores variables y por lo general altos, donde no es posible encontrar placa con los espesores requeridos, usados para fabricar las bridas unión.

Esta especificación corresponde también a las bridas de diámetros estándares desde 1/2" hasta 24" existentes en el mercado, son usadas en las boquillas.

A-193-B7.

Birlos y espárragos de acero al carbón alta resistencia, usados para ensamblar los cabezales con el cuerpo del cambiador.

A-194-2H.

Tuercas de acero al carbón alta resistencia, usados también para ensamblar los cabezales.

V.6 ACEROS INOXIDABLES.

El término general "acero inoxidable" es el nombre dado a una serie de aleaciones hierro-cromo-níquel, las cuales tienen como propiedades principales una alta resistencia al ataque químico y al calor.

El cromo proporciona la gran resistencia a la corrosión y todos contienen más del 12% de este elemento en su composición química, independientemente de esta pequeña cantidad se cree que una capa continua de óxido de cromo se forma sobre la superficie del metal, protegiéndolo como ya se dijo contra la corrosión y haciéndolos resistentes para las altas temperaturas.

I) METALURGIA DE LOS ACEROS INOXIDABLES.

1) ACEROS INOXIDABLES MARTENSITICOS.

El contenido de cromo presente en estos aceros varía del 12% al 14% y el carbono del 0.08% al 0.15%.

El cromo le da la característica de resistir el ataque corrosivo de los fluidos y el carbono le proporciona las propiedades mecánicas que pueden ser desarrolladas a través de un tratamiento térmico adecuado.

Al someterse a temperaturas elevadas de 950 a 1050 grados C, dependiendo del tipo de aleación, los aceros inoxidables martensíticos se transforman a la forma austenítica. Con enfriamiento rápido la estructura se transforma a otra, martensítica circular, asociada con un aumento en la dureza del material.

El grado de dureza depende directamente del contenido de carbono, si éste es menos del 0.1% sólo se llevará a cabo un endurecimiento moderado.

Al ser enfriados rápidamente estos aceros, adquieren mayor dureza pero son más frágiles. Para mejorar su ductibilidad se someten a un proceso llamado temple, el templado a baja temperatura les proporciona gran ductibilidad, o sea capacidad para poder ser maquinados, además de que existe poca pérdida en la dureza.

Un típico tratamiento de endurecimiento para los aceros inoxidables martensíticos incluye endurecimiento al enfriarse por aire a partir de 1000 grados C, seguido de templado a temperaturas de hasta 750 grados C.

Para suavizar estos aceros se utilizan temperaturas de recocido de alrededor de 750 grados C.

Como ejemplo, a continuación se mencionan los más utilizados en la fabricación de cambiadores de calor y de acuerdo al Código ASTM, le antepondremos la letra "A":

A-240 tipo 410.

Placa y lámina, se usa para fabricar las envolventes cilíndricas, como es la coraza, carretes de los cabezales, tapas abombadas, cuellos de boquillas con grandes diámetros.

2) ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS:

En este grupo de aceros el contenido de cromo es del 17% al 30%, generalmente con bajo contenido de carbono (0.1%).

La cantidad de cromo presente proporciona una buena resistencia a la corrosión y es suficiente para mantenerlos predominantemente ferríticos a todas temperaturas, es por esto que no pueden ser endurecidos por tratamiento térmico.

Estos aceros están clasificados en los tres grupos siguientes:

- a.- Aceros al 17% de cromo.
- b.- Aceros al 20% de cromo.
- c.- Aceros al 27% de cromo.

Un aumento en el contenido de cromo eleva la resistencia a la corrosión, así como a la oxidación y en atmósferas sulfurosas la resistencia de los aceros del grupo 27% es mayor comparada con los austeníticos en temperaturas superiores de 650 grados C.

Al presentarse una estructura de grano gruesa en estos aceros, por ejemplo al calentar arriba de 900 grados C, la estructura no podrá ser refinada con sólo el tratamiento térmico, y será necesario trabajar el material en frío antes del tratamiento térmico.

Esta característica es de gran importancia, ya que el desarrollo de estructura de grano gruesa va relacionada con la pérdida en ductibilidad. Por ejemplo, la secuencia de las operaciones realizadas para producir tubería con este tipo de material debe ser de tal forma que se logren las combinaciones adecuadas de trabajo en frío y tratamiento térmico para desarrollar la estructura de grano requerida.

El recocido de estos aceros se lleva a cabo generalmente a 750 grados C, seguido de enfriamiento por aire ó por inmersión en agua.

Como ejemplo podemos mencionar el acero más usado, cuya presentación es placa y de acuerdo al Código ASTM, le antepondremos la letra "A":

A-240 tipo 405.

Placa y lámina, se usa para fabricar las envolventes cilíndricas, como es la coraza, carretes de los cabezales, tapas abombadas, cuellos de boquillas con grandes diámetros.

A-213:

Grados: T2, T3B, T5, T5B, T5C, T7, T9, T11, T12, T17, T21 y T22.

Tubería flux sin costura, para calentadores, precalentadores, intercambiadores de calor, condensadores, etc.

Se usan en la fabricación de los tubos de transferencia.

A-335:

Grados: P1, P2, P5, P5B, P5C, P7, P9, P11, P12, P15, P21 y P22.

Tubería de cédula sin costura, para servicio a altas temperaturas. Se usa en la fabricación de los cuellos de las boquillas.

2) ACEROS INOXIDABLES AUSTENITICOS.

Estos aceros contienen como mínimo 18% de cromo, 8% de níquel y su contenido de carbono es por debajo del 0.08%, tienen alta resistencia a la corrosión y a la oxidación.

Los aceros de este tipo se mantienen austeníticos a todas temperaturas, aunque en algunas composiciones se presenta una pequeña proporción de ferrita, esto no tiene efecto negativo en su resistencia general a la corrosión y en algunos casos es deseable para evitar fisuras y grietas en la soldadura.

No ocurre ninguna transformación al endurecer los aceros austeníticos por enfriamiento en agua, ya que el carbono que se encuentra presente está totalmente en solución a temperaturas de más de 1000 grados C, al enfriar, la solubilidad disminuye, de tal forma que ocurre precipitación de carburos de cromo el aproximarse a los 700 grados C, a menos que el efecto se elimine enfriando por inmersión en agua.

La experiencia en el uso de los aceros inoxidable austeníticos ha mostrado que su composición puede ser modificada significativamente de tal manera que sus propiedades varíen sin afectar su estructura austenítica. Su resistencia a la corrosión, por ejemplo, puede ser afectada con la adición de molibdeno.

La mayoría de los aceros inoxidable utilizados en ambientes corrosivos contienen hasta 20% de cromo, los tipos resistentes a altas temperaturas contienen frecuentemente una proporción mayor.

Un ejemplo típico de lo anterior es el acero tipo 310 (25% cromo-20% níquel). A mayor contenido de elementos de aleación, aumenta en gran parte la resistencia del acero a la oxidación.

Los aceros austeníticos son suavizados entre los 1050 y 1100 grados C, seguido de enfriamiento por inmersión en agua ó cualquier otro tipo de enfriamiento suficientemente rápido para evitar la precipitación.

Como ejemplo podemos mencionar las siguientes especificaciones y de acuerdo al Código ASTM, le antepondremos la letra "A":

A continuación se describen los aceros inoxidable más requeridos en la fabricación de los cambiadores de calor, su designación de acuerdo al Código ASTM y todas estas especificaciones se encuentran en sus tipos 304, 304L, 316, 316L, 317 y 317L.

A-240:

Placa y lámina de acero inoxidable al cromo-níquel, para ser usada en la fabricación de recipientes a presión.

Se usa para fabricar las envolventes cilíndricas, como es la coraza, carretes de los cabezales, tapas abombadas, cuellos de boquillas con grandes diámetros.

A-182:

Discos, anillos, bridas y válvulas en acero inoxidable forjado, para servicio a altas temperaturas.

Usada para la fabricación de espejos y bridas unión.

A-213:

Tubería flux sin costura, para calentadores, precalentadores, intercambiadores de calor, condensadores, etc.

Se usan en la fabricación de los tubos de transferencia.

A-249:

Tubería flux con costura, para calentadores, precalentadores, intercambiadores de calor, condensadores, etc.

Se usan en la fabricación de los tubos de transferencia.

A-312:

Tubos de cédula con ó sin costura.

Para la fabricación de los cuellos de las boquillas y los tubos separadores.

II) PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES.

1) ACEROS INOXIDABLES MARTENSITICOS.

a.- COMPOSICION.

Los límites usuales son del 12% al 14% de cromo y del 0.08% al 0.15% de carbono. No existe una composición delimitante entre los grados martensíticos y ferríticos, la transición gradual depende principalmente de los contenidos de cromo y carbono.

b.- PROPIEDADES MECANICAS:

Pueden ser endurecidos con los procedimientos adecuados de tratamiento térmico, el templeado subsecuente puede utilizarse para desarrollar las propiedades mecánicas requeridas.

c.- PROPIEDADES MAGNETICAS:

Estos aceros tienen la propiedad de ser fuertemente atraídos por imanes.

d.- SOLDABILIDAD:

Se deben tomar las precauciones debidas para asegurar los resultados satisfactorios en la soldadura.

e.- CARACTERISTICAS DE LA SOLDADURA.

La característica común de los aceros inoxidables martensíticos, es su tendencia a endurecerse al ser enfriados de altas temperaturas. Consecuentemente, en este grupo el efecto de endurecimiento en el metal base adyacente a la soldadura es la mayor dificultad a vencer. Para reducir el endurecimiento del metal base en la zona afectada por calor, se recomienda precalentar la unión de 200 a 400 grados C, reduciendo así el gradiente de temperatura y aplicar calor posteriormente a 750 grados C.

Una soldadura más resistente se obtendrá utilizando material de aporte austenítico, pero seguirá siendo necesario un relevado de esfuerzos posterior. Sin embargo el diferencial de expansión térmica entre el metal base y el de aporte puede afectar la resistencia mecánica de la pieza soldada, sujeta a ciclos repetidos de calentamiento y enfriamiento.

f.- EXPANSION TERMICA.

El coeficiente de expansión térmica lineal es del orden de 0.000011 pulgadas/pulgada-Grados F. (este valor es semejante al de los grados ferríticos y 65% del valor para los grados austeníticos).

g.- RESISTENCIA A LA CORROSION.

Las condiciones de endurecido y templado generalmente dan como resultado una óptima resistencia a la corrosión. Sin embargo los aceros inoxidables martensíticos son menos resistentes al ataque corrosivo que los grados ferríticos ó austeníticos, la posible combinación de una elevada dureza y una útil resistencia a la corrosión tiene ventajas obvias.

Los aceros inoxidables del 12% al 14% de cromo poseen una buena resistencia hasta los 700 grados C.

2) ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS.

a.- COMPOSICION:

El cromo es una vez más el elemento principal de aleación, su contenido varía desde el 17% al 30%, los rangos de composición martensítica y ferrítica se traslapan; esto ocurre generalmente en el rango del 14% al 18% de contenido de cromo.

b.- PROPIEDADES MECANICAS:

Los aceros inoxidables ferríticos no pueden endurecerse por enfriamiento en agua, los tubos producidos en este grado de material son proporcionados en condición suavizada.

c.- PROPIEDADES MAGNETICAS:

Estos aceros tienen la propiedad de ser fuertemente atraídos por imanes.

d.- SOLDABILIDAD.

Aunque menos susceptibles a cuarteaduras que los grados martensíticos se presenta fragilidad en la soldadura ó en las zonas afectadas por temperatura.

e.- CARACTERISTICAS DE LA SOLDADURA.

En estos aceros el efecto de endurecimiento en las zonas afectadas por calor no es significativo, sin embargo se debe mencionar que a pesar de la baja dureza de las soldaduras y las zonas térmicamente afectadas, la soldadura presenta algunas dificultades, a menos que el acero haya sido especialmente preparado.

La primera dificultad es la fragilidad que puede presentarse en las zonas afectadas térmicamente al ser calentadas más de 1100 grados C.

El templeado a una temperatura de aproximadamente 750 grados C ayuda a mejorar la ductibilidad, pero la estructura de grano fino no puede recobrase del todo sin un subsecuente trabajo en frío.

Los aceros ferríticos de alto contenido de cromo como el tipo 446 (con 27% de cromo) son muy frágiles a menos de 150 ó 200 grados C por lo tanto, debe ser precalentado por lo menos 200 grados C antes de ser soldado.

f.- EXPANSION TERMICA.

Estos aceros poseen características muy similares a los grados martensíticos, es decir un coeficiente de aproximadamente 0.000011 pulgadas/pulgada-Grados F.

g.- RESISTENCIA A LA CORROSION.

En general la resistencia a la corrosión de los grados ferríticos aumenta con el contenido de cromo, su resistencia a los ambientes corrosivos es aproximadamente intermedia entre la de los martensíticos y los austeníticos. Un aspecto importante es la resistencia a la corrosión y oxidación a temperaturas elevadas.

La máxima temperatura de trabajo recomendada para los materiales aleados varia muy poco y depende de la atmósfera con la que está en contacto, generalmente existe una excelente resistencia al escamado con los tipos 17% de cromo hasta 800 grados C, en los tipo 20% de cromo hasta 950 grados C y con los tipo 27% de cromo hasta 1100 grados C.

3) ACEROS INOXIDABLES AUSTENITICOS.

a.- COMPOSICION:

Los límites generales de esta clase son 16% a 26% de cromo y 8% a 25% de níquel, el contenido de carbono es menor al 0.08%. Para obtener aún mayor resistencia en ambientes corrosivos más severos, es necesario adicionar a los aceros otros elementos de aleación como es el molibdeno. Elementos estabilizantes como el titanio ó el niobio se agregan a ciertos grados para inhibir formas indeseables de precipitación de carburos dentro de la estructura de la aleación.

b.- PROPIEDADES MECANICAS.

Los aceros inoxidable austeníticos en su condición suave son fuertes y dúctiles. A pesar de su aparente desventaja al no poder ser endurecidos por tratamiento térmico, pero si se puede mejorar sus propiedades mecánicas por trabajo en frío.

c.- PROPIEDADES MAGNETICAS.

Los aceros en esta clase varían de virtualmente antimagnéticos en la condición totalmente suave a ligeramente magnéticos después del trabajo en frío.

d.- SOLDABILIDAD.

Son en general mucho más soldables que los grados martensíticos y ferríticos.

La adición de elementos estabilizantes ó la utilización de un bajo contenido de carbono evita los tratamientos térmicos después de la soldadura. También se debe tener presente que la sensibilización como resultado de la soldadura puede ocasionar corrosión intergranular bajo ciertas condiciones.

e.- CARACTERISTICAS DE LA SOLDADURA.

El tercer grupo de aceros, los austeníticos, son mucho más soldables que los otros dos, particularmente porque no sufren efectos de endurecimiento en las zonas térmicamente afectadas del metal base. De ahí que el crecimiento del grano y la posible fragilidad carezcan de importancia, sin embargo estos aceros tienen un alto coeficiente de expansión y una conductividad del calor mucho menor que los otros tipos, lo cual indica que existe el problema de distorsión.

El principal acero de este grupo es aquel que contiene 18% de cromo y 8% de níquel (18-8), se ha encontrado que los aceros de este tipo en servicio, crean un problema de corrosión intercrystalina en las vecindades de la soldadura, la investigación demostró que esto se debía a la precipitación de carburo de cromo en los alrededores del grano.

f.- EXPANSION TERMICA.

Los tipos austenítico de acero inoxidable tienen un coeficiente de expansión lineal mayor en aproximadamente 55%, comparado con los aceros inoxidables ferríticos y martensíticos, o sea 0.000017 pulgadas/pulgada-grados F.

g.- RESISTENCIA A LA CORROSION.

Es generalmente superior a la de otros grados de aceros inoxidables, para una gran variedad de medios corrosivos. La resistencia al escamado es buena hasta 850 grados C.

En este tipo de aceros generalmente existe una buena resistencia al escamado con los tipos 17% de cromo hasta 800 grados C, con 20% de cromo hasta 950 grados C y con los tipos 27% hasta 1100 grados C.

V.7 ACEROS ESPECIALES.

En muchas ocasiones los problemas de corrosión son tan grandes que los aceros inoxidable no tienen la suficiente resistencia al ataque corrosivo de los fluidos, por lo que es necesario utilizar materiales de aleaciones especiales con propiedades superiores a los aceros inoxidables.

Estas aleaciones se componen principalmente por níquel, cobre y cromo, son clasificados de la siguiente manera:

V.7.1 ALEACIONES DE NIQUEL PURO.

a) NIQUEL 200.

Níquel forjado de dureza comercial, buenas propiedades mecánicas y excelente resistencia a una gran variedad de medios corrosivos.

b) NIQUEL 201.

Es una variante del Níquel 200 con bajo contenido de carbono, recomendado para temperaturas mayores de 320 grados C.

V.7.2 ALEACIONES DE NIQUEL COBRE.

a) MONEL 400.

Posee gran resistencia, buena soldabilidad y soporta excelentemente la corrosión bajo una gran variedad de temperaturas y condiciones adversas.

V.7.3 ALEACIONES DE NIQUEL CROMO.

a) INCONEL 600.

Aleación rica en contenido de níquel y cromo, tiene gran resistencia en atmósferas oxidantes y reductoras, se usa en ambientes muy corrosivos y para temperaturas elevadas.

b) INCONEL 625.

Tiene gran resistencia y tenacidad desde temperaturas criogénicas hasta 980 grados C, buena resistencia a la oxidación, resistencia excepcional a la fatiga y puede utilizarse en muchos medios corrosivos.

c) HASTELLOY C-276.

Gran resistencia a la corrosión frente a fuertes oxidantes y ambientes húmedos, excelente contra picaduras y grietas aún bajo tensión.

V.7.4 ALEACIONES DE NIQUEL HIERRO-CROMO.

a) INCOLOY 800.

Aleación fuerte (tenaz), resistente oxidación y carburación a temperaturas altas, gran resistencia a ataques de azufre, oxidación, escamación interna y corrosión en diferentes medios corrosivos.

b) INCOLOY 800H.

Semejante a la aleación 800, pero con mejor resistencia a las temperaturas elevadas (por encima de 621 grados C). Tiene propiedades mejoradas de termofluencia y de resistencia a la rotura en rangos de temperaturas de 593 a 982 grados C.

c) INCOLOY 825.

Excelente resistencia a una gran variedad de agentes corrosivos, resistencia a las picaduras y a la corrosión del tipo intergranular, a los ácidos reductores y a los medios químicos oxidantes.

d) CARPENTER 20 Cb3.

Esta aleación posee gran resistencia a medios críticos, soporta la corrosión intergranular aún en ambientes reductores o frente a agentes oxidantes.

V.7.5 TITANIO PURO.

Es un material ligero y estable aún en presencia de presión y temperatura, prácticamente inmune a medios corrosivos y tiene una excepcional resistencia a la fatiga.

CAPITULO VI.

VI DISEÑO MECANICO Y SELECCION DE LAS PARTES QUE INTEGRAN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BEM.

Este es el capítulo más relevante a que está referida la presente obra, debido a que en esta parte se encuentran la secuencia y fórmulas necesarias para el diseño mecánico de las partes que integran los intercambiadores, ya que utilizar espesores correctos trae como resultado equipos confiables, eficientes y económicos, de lo contrario tendríamos problemas de inseguridad en la operación por diseño inadecuado, costos de fabricación elevados por sobrediseño ó problemas de eficiencia en su funcionamiento.

Para empezar debemos de contar con la Hoja de Datos del intercambiador, donde encontramos la información general del equipo (Ver Tabla VI.1.1):

- a) En la primera parte se encuentra la información correspondiente al diseño termodinámico, donde se indica el servicio de la unidad, clave del equipo, tipo y tamaño del cambiador, área de transferencia, cantidad de fluido y calor que intercambiará, además de todas las características químicas de los fluidos que circularán tanto por el lado del cuerpo como por los tubos, esta hoja es proporcionada por el ingeniero encargado del diseño térmico.
- b) En la segunda parte de la hoja encontramos los datos requeridos para realizar el diseño mecánico, por lo tanto esta será la sección que nos ocupará, entre otros datos se encuentra lo siguiente:
 - Presión de diseño y prueba.
 - Temperatura de diseño y prueba.
 - Número de pasos.
 - Corrosión permisible.
 - Tamaño de boquillas.
 - Cantidad, tamaño y longitud de tubos flux.
 - Diámetro interior y exterior de la coraza.
 - Materiales de construcción.
 - Tipo de cabezales.
 - Tipo de espejos.
 - Tipo y cantidad de mamparas.
 - Tipo de junta de expansión (cuando se requiere).
 - Tipo de empaques para las uniones bridadas.
 - Códigos aplicables de diseño y construcción.
 - Pesos del cambiador vacío, lleno de agua y del haz de tubos.
 - Etc.

TABLA VI.1.1 HOJA DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR.

CLIENTE				ORDEN DE TRABAJO No.				
DIRECCION				REFERENCIA No.				
LOCALIZACION DE LA PLANTA				PROPUESTA No.				
SERVICIO DE LA UNIDAD				FECHA	REV.			
TAMAO	TIFO	(HORIZONTAL/VERTICAL)	CONECTADO EN:	PARALELO	SERIE			
SUPERFICIE/UNIDAD	FT ² : CORAZAS/UNIDAD		SUPERFICIE/CORAZA	FT ²				
CARACTERISTICAS DE UNA UNIDAD								
FLUIDO CIRCULADO			LADO CORAZA	LADO TUBOS				
NOMBRE DEL FLUIDO								
CANTIDAD TOTAL DE FLUIDO	LBS/hr							
VAPOR (ENTRADA/SALIDA)								
LIQUIDO								
VAPOR								
AGUA								
NO CONDENSABLES								
TEMPERATURA (ENTRADA/SALIDA)	°F							
GRAVEDAD ESPECIFICA	CF							
VISCOSIDAD, LIQUIDO								
PESO MOLECULAR, VAPOR								
PESO MOLECULAR, NO CONDENSABLES								
CALOR ESPECIFICO	BTU/LB-°F							
CONDUCTIVIDAD TERMICA	BTU-FT/HR-FT ² -°F							
CALOR LATENTE	BTU/LB-°F							
PRESION DE ENTRADA	PSIG							
VELOCIDAD	FT/SEG							
CAIDA DE PRESION (PERMITIDA/CALCULADA)	PSIG							
RESISTENCIA AL ENSUCIAMIENTO (MIL)								
CALOR INTERCAMBIADO	BTU/HR: MTD (CORREGIDO)			°F				
RANGO DE TRANSFERENCIA, SERVICIO	LIMPIO			BTU/HR-FT ² -°F				
CONDICION DE UNA UNIDAD			SKETCH (HAZ/ORIENTACION DE BOQUILLAS)					
		LADO CORAZA	LADO TUBOS					
PRESION DE DISEÑO/PRUEBA	PSIG							
TEMPERATURA DE DISEÑO	°F							
NUMERO DE PASOS								
CORROSION PERMISIBLE	PULG.							
CONEXIONES:								
RANGO Y TAMAO	ENTRADA							
	SALIDA							
	INTERMEDIAS							
No. DE TUBOS:	P.E.:	FULO.:	ESPESOR (MIN/PROM):	PULG.:	LONGITUD:	FT.:	PASO:	ARREGLO:
TIPO DE TUBOS				MATERIAL				
CORAZA	DIA. INT.	DIA. EXT.	PULG.	TAPA DE LA CORAZA	(INTEGRAL/REMOVIBLE)			
CANAL				TAPA DEL CANAL				
ESPEJO ESTACIONARIO				ESPEJO FLOTANTE				
TAPA DEL CARCEL FLOTANTE				PLACA DE CHOQUE				
MAMPARAS TRANSVERSALES	TIFO	% DE COETE (DIAM/AREA)	ESFACIAMIENTO: C/C	ENTRADA	PULG.			
MAMPARA LONGITUDINAL				TIPO DE SELLO				
SOPORTES PARA TUBOS				TUBOS EN "U" TIFO				
ARREGLO DEL SELLO PARA DESVIO				UNION TUBOS-ESPEJO				
JUNTA DE EXPANSION				TIFO				
q ³ -BOQUILLA DE ENTRADA				ENTRADA AL HAZ				
ENPAQUES:	LADO CORAZA			SALIDA DEL HAZ				
ENPAQUES:	CABEZAL FLOTANTE			LADO TUBOS				
CODIGO REQUERIDOS				TEMA CLASE				
PESO	CORAZA		LLENO DE AGUA		HAZ DE TUBOS		LIBRAS	
NOTAS:								

Después de identificar y analizar los datos que contiene la hoja del cambiador, podemos proceder al diseño mecánico de las componentes que así lo requieran ó bien se seleccionarán aquellas partes donde sólo sea necesario tomar valores ó cantidades de tablas existentes en la Norma TEMA.

Diseño de las partes que integran un intercambiador de calor:

VI.1 JUNTA DE EXPANSION.

Son utilizadas únicamente en intercambiadores de calor con espejos fijos (como es el caso del tipo BEM), en donde tanto los tubos flux como la envolvente están unidos en sus extremos por los espejos. Al estar en servicio el equipo se producen dilataciones térmicas tanto en la envolvente como en los tubos que por lo general son diferentes y en sentidos inversos, debido a que la envolvente detiene la dilatación ó contracción de los tubos.

El tipo de junta de expansión se diseña de acuerdo a la cantidad de expansión térmica y a las condiciones cíclicas que son esperadas durante la operación.

Los tipos principales de juntas de expansión se muestran en la Figura VI.1.2.

Las juntas de expansión no están totalmente apegadas a ninguna norma ó Códigos de diseño específicos y por lo tanto es aconsejable seguir los procedimientos de diseño de los fabricantes de éstas, tanto para determinar si es necesario su uso, así como para seleccionar el tipo más recomendable que debemos usar.

A continuación se describe un procedimiento proporcionado por los fabricantes para determinar si se requiere el uso de la junta de expansión:

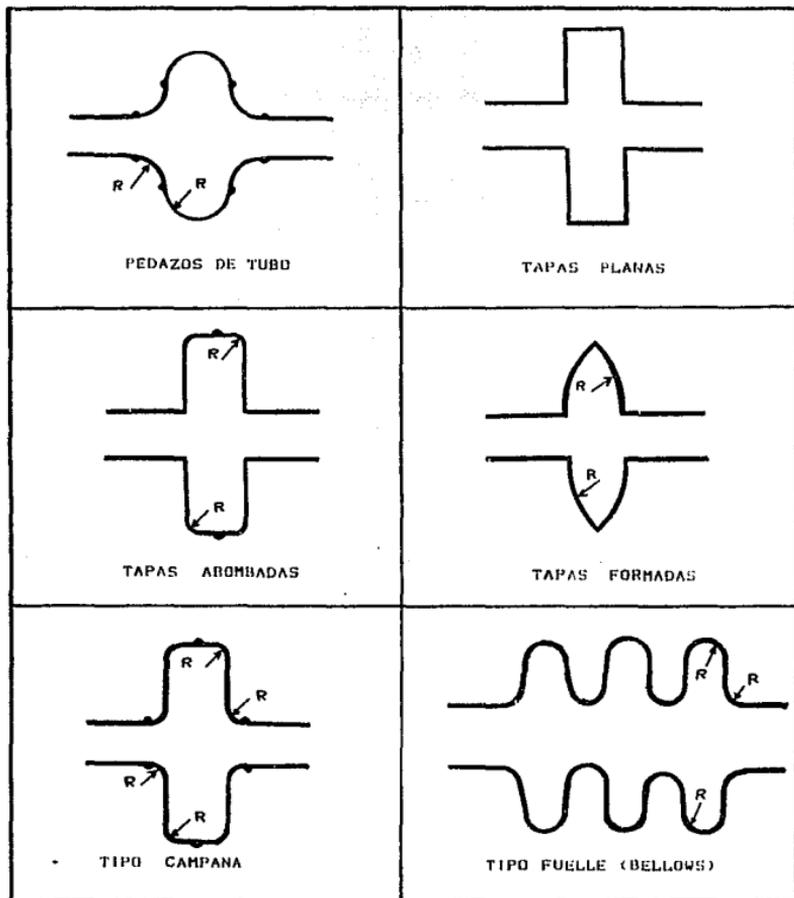
SECUENCIA DE CALCULO.

Las dilataciones debidas a los cambios de temperatura en los materiales producen esfuerzos en los mismos, que puede ser iguales ó mayores a los permisibles.

Cuando el esfuerzo resultante en la envolvente y/o en los tubos es mayor al esfuerzo permisible del material, deducimos que es necesario usar junta de expansión.

El procedimiento para llegar a estos esfuerzos resultantes, es el siguiente:

FIGURA VI.1.2 TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSION.



1.- DETERMINAR LA DEFORMACION LONGITUDINAL EN LA ENVOLVENTE Y EN LOS TUBOS.

- a) La deformación longitudinal en la envoltente será la causada por la diferencia de la temperatura promedio interior y la temperatura ambiente.

$$DC = (TPE - TA) (CDTE) (LE)$$

Donde:

DC = Deformacion de la envoltente, en pulgadas.

TPE = Temperatura promedio de la envoltente, en grados F.

TA = Temperatura ambiente, en grados F.

CDTE = Coeficiente de dilatación térmica del material de la envoltente, en pulgadas/pulgadas-grados F.

LE = Longitud de la envoltente, en pulgadas.

- b) En los tubos la deformación longitudinal será la causada por la diferencia de temperaturas entre el lado de la envoltente y el lado de los tubos.

$$DT = (TPT - TPE) (CDTE) (LT)$$

Donde:

DT = Deformacion de los tubos, en pulgadas.

TPT = Temperatura promedio en el interior de los tubos, en grados F.

TPE = Temperatura promedio de la envoltente, en grados F.

CDTE = Coeficiente de dilatación térmica del material de la envoltente, en pulgadas/pulgadas-grados F.

LT = Longitud de los tubos, en pulgadas.

Encontrando estos dos resultados, podemos obtener la deformación total diferencial "DTD" (Dilatación térmica):

$$DTD = DC - DT \quad \text{en pulgadas.}$$

2.- Determinación del esfuerzo resultante en la envoltente "ERE".

- a) Primeramente encontraremos el esfuerzo debido a la deformación de la envoltente y transmitido a los espejos "EDE":

$$EDE = \frac{F}{A} \quad \text{en libras/pulg}^2.$$

Donde:

F = Fuerza ejercida en la envoltente, en libras.

A = Area exterior de la envoltente, en pulgadas cuadradas.

La fuerza ejercida en la envoltente puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$F = \frac{DTD (A) (M_0)}{LE} \quad \text{en libras.}$$

Donde:

M₀ = Módulo de elasticidad del material de la envoltente a temperatura promedio, en libras/pulg².

LE = Longitud de la envoltente, en pulgadas.

- b) Cálculo del esfuerzo debido a la presión interna en la envoltente "EPE":

$$EPE = \frac{Pd (R_i - 0.4 t)}{2 t}$$

Donde:

Pd = Presión de diseño en la envoltente, en libras/pulg².

R_i = Radio interno de la envoltente, en pulgadas.

t = Espesor de la envoltente, en pulgadas.

- c) El ESFUERZO RESULTANTE EN LA ENVOLVENTE "ERE" será la diferencia de los esfuerzos anteriores:

$$ERE = EDE - EPE$$

- 3.- Se comparará el esfuerzo resultante en la envolvente "ERE" con el esfuerzo permisible del material de construcción, y en caso de resultar mayor se deberá usar junta de expansión, la cual tendrá el diseño adecuado para absorber una dilatación térmica "DTD" y soportar la presión de diseño "Pd", además de su respectivo factor de seguridad.

Si resulta que el valor de ERE es menor que el esfuerzo permisible del material de la envolvente, entonces se procede a calcular el esfuerzo resultante en los tubos.

4.- Cálculo del esfuerzo resultante en los tubos "ERT".

- a) Esfuerzo debido a la deformación de los tubos.

$$EDT = \frac{F}{At} \quad \text{en libras/pulg}^2.$$

Donde:

F = Fuerza ejercida en los tubos, en libras.

At = Suma total de las áreas exteriores de los tubos, en pulgadas cuadradas.

La fuerza ejercida en los tubos puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$F = \frac{DTD (At) (Mo)}{LT} \quad \text{en libras.}$$

Donde:

DTD = Deformación total diferencial (Dilatación térmica), en pulgadas, (calculada anteriormente).

Mo = Módulo de elasticidad del material de los tubos a temperatura promedio en su interior, en libras/pulg².

LT = Longitud de los tubos, en pulgadas.

- b) Cálculo del esfuerzo longitudinal en los tubos por presión interna "ETP"

$$ETP = \frac{Pd (Ri - 0.4 t)}{2 t} \quad \text{en libras/pulg}^2.$$

Donde:

Pd = Presión de diseño lado tubos, en libras/pulg².

Ri = Radio interior del tubo, en pulgadas.

t = Espesor de la pared del tubo, en pulgadas.

- c) El ESFUERZO RESULTANTE EN LOS TUBOS "ERT" será la diferencia de los esfuerzos anteriores:

$$ERT = EDT - ETP$$

- 5.- Se comparará el esfuerzo resultante en los tubos "ERT" con el esfuerzo permisible del material de construcción, y en caso de resultar mayor se deberá usar junta de expansión, la cual tendrá el diseño adecuado para absorber una dilatación térmica "DTD" y soportar la presión de diseño "Pd", además de su respectivo factor de seguridad.

En caso de que los esfuerzos resultantes, tanto de la envolvente, como de los tubos resulten menores a los esfuerzos permisibles de los materiales de construcción, no será necesario usar la junta de expansión

SELECCION DE LA JUNTA DE EXPANSION.

Una vez determinado que es necesario usar junta de expansión, se deberán proporcionar al proveedor los datos abajo indicados, para lograr una correcta selección:

- I) Diámetro nominal de la junta de expansión, tomando en cuenta el diámetro interior mínimo para lograr el perfecto deslizamiento del haz de tubos en el envolvente del intercambiador de calor.
- II) Dilatación total.
- III) Presiones de diseño y prueba, del lado de la envolvente, así como del lado de los tubos. Existen juntas de expansión para presiones de 50, 100, 150 y 300 libras/pulg². en forma estándar.

- IV) Temperaturas mínima y máxima, lado envolvente y tubos.
- V) Fluido que circulará por el lado de la envolvente, para determinar el material de la junta de expansión.

VI.2 TUBOS FLUX.

Son tubos calibrados de longitud estandarizada por el TEMA, donde el diámetro nominal corresponde al diámetro exterior y su espesor varía según el calibrador Birmingham, mejor conocido como calibre BWG del tubo.

En la Tabla VI.2.1 se muestran la características de la tubería calibrada, usada en la fabricación de los intercambiadores de calor.

VI.3 ENVOLVENTE O CORAZA.

El espesor mínimo requerido para corazas cilíndricas que operen a presión interna se determinará con las siguientes fórmulas del Código ASME:

- a) Utilizando el radio interior de la coraza:

$$t = \frac{P R_i}{SE - 0.6P} + CA$$

- b) Utilizando el radio exterior de la coraza:

$$t = \frac{P R_o}{SE + 0.4P} + CA$$

DONDE:

t = Espesor de pared requerido, en pulgadas.

P = Presión interna, en libras/pulg².

Quando no se conozca el dato de la presión de diseño, entonces a la de operación se le sumarán 30 libras/pulg² ó 10% más, lo que sea mayor.

TABLA VI.2.1.

CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS FLUX

DIA. EXT. DEL TUBO PULG.	CALIBRE S.W.G.	ESPESOR PULG.	AREA INT. PULG.2	SUPERF. EXT. POR PIE DE LONG. FT2	SUPERF. INT. POR PIE DE LONG. FT2	PESO POR PIE LONG. ACERO LIBRAS*	DIA. INT. DEL TUBO PULG.	MOMENTO DE INERCIA PULG.4	MODULO DE SECCION PULG.3	RADIO DE GIRO PULG.	CONSTANTE C **	DIA. EXT. DIA. INT.	AREA TRANSV. METALICA PULG.2
1/4	22	.028	.0295	.0655	.0566	.066	.194	.00012	.00099	.0792	46	1.299	.0195
	24	.022	.0333	.0655	.0539	.054	.205	.00011	.00083	.0810	52	1.214	.0159
	26	.018	.0360	.0655	.0560	.045	.214	.00009	.00071	.0824	56	1.168	.0131
	27	.016	.0373	.0655	.0570	.040	.218	.00008	.00064	.0829	58	1.146	.0117
3/8	18	.049	.0603	.0982	.0725	.171	.277	.00068	.0036	.1164	94	1.354	.0502
	20	.035	.0731	.0982	.0796	.127	.305	.00055	.0029	.1213	114	1.233	.0374
	22	.028	.0799	.0982	.0835	.104	.319	.00046	.0025	.1227	125	1.176	.0305
1/2	24	.022	.0860	.0982	.0867	.083	.331	.00038	.0020	.1249	134	1.133	.0244
	16	.065	.1075	.1309	.0969	.302	.370	.0022	.0086	.1956	168	1.251	.0888
	18	.049	.1269	.1309	.1052	.236	.402	.0018	.0072	.1606	198	1.244	.0694
5/8	20	.035	.1452	.1309	.1126	.174	.430	.0014	.0056	.1649	227	1.163	.0511
	22	.028	.1548	.1309	.1162	.141	.444	.0012	.0046	.1671	241	1.126	.0415
	12	.109	.1301	.1636	.1066	.602	.407	.0061	.0197	.1864	203	1.536	.177
3/4	13	.095	.1486	.1636	.1139	.537	.435	.0057	.0183	.1903	232	1.437	.158
	14	.083	.1633	.1636	.1202	.479	.459	.0053	.0170	.1938	258	1.362	.141
	15	.072	.1817	.1636	.1259	.425	.481	.0049	.0156	.1971	283	1.299	.125
	16	.065	.1924	.1636	.1296	.388	.495	.0045	.0145	.1993	300	1.263	.114
	17	.058	.2025	.1636	.1333	.350	.509	.0042	.0134	.2016	317	1.228	.103
	18	.049	.2181	.1636	.1380	.303	.527	.0037	.0118	.2043	340	1.186	.089
	19	.042	.2298	.1636	.1416	.262	.541	.0033	.0105	.2068	358	1.155	.077
	20	.035	.2419	.1636	.1453	.221	.555	.0028	.0091	.2089	377	1.126	.065
	10	.134	.1825	.1963	.1262	.884	.482	.0129	.0344	.2229	285	1.556	.260
	11	.120	.2043	.1963	.1305	.809	.510	.0122	.0326	.2267	319	1.471	.238
	12	.109	.2222	.1963	.1393	.748	.532	.0116	.0309	.2299	347	1.410	.220
	13	.095	.2463	.1963	.1466	.666	.560	.0107	.0285	.2340	384	1.329	.196
14	.083	.2679	.1963	.1529	.592	.584	.0098	.0262	.2376	418	1.284	.174	
15	.072	.2884	.1963	.1587	.520	.606	.0089	.0239	.2410	450	1.238	.153	
16	.065	.3019	.1963	.1623	.476	.620	.0083	.0221	.2433	471	1.210	.140	
17	.058	.3157	.1963	.1660	.428	.634	.0076	.0203	.2455	492	1.183	.126	
18	.049	.3299	.1963	.1707	.367	.652	.0067	.0178	.2484	521	1.150	.108	
20	.035	.3632	.1963	.1780	.269	.680	.0050	.0134	.2532	567	1.103	.079	
1	8	.165	.3526	.2618	.1754	1.462	.670	.0392	.0784	.3009	350	1.493	.430
	10	.134	.4208	.2618	.1916	1.237	.732	.0250	.0700	.3098	656	1.366	.364
	11	.120	.4536	.2618	.1990	1.129	.760	.0227	.0654	.3140	708	1.316	.332
	12	.109	.4803	.2618	.2047	1.037	.782	.0207	.0615	.3174	749	1.279	.305
	13	.095	.5153	.2618	.2121	.918	.810	.0180	.0559	.3217	804	1.235	.270
	14	.083	.5463	.2618	.2183	.813	.834	.0163	.0507	.3255	852	1.199	.229
	15	.072	.5755	.2618	.2241	.714	.856	.0147	.0455	.3291	898	1.167	.210
	16	.065	.5945	.2618	.2278	.649	.870	.0130	.0419	.3314	927	1.149	.191
	18	.049	.6390	.2618	.2361	.496	.902	.0106	.0332	.3366	997	1.109	.146
	20	.035	.6793	.2618	.2435	.360	.930	.0124	.0247	.3414	1060	1.075	.106

TABLA VI.2.1. (continuación)

DIA. EXT. DEL TUBO PULG.	CALIBRE B.W.G.	ESPESOR PULG.	AREA INT. PULG.2	SUPERF. EXT. POR PIE DE LONG. FT2	SUPERF. INT. POR PIE DE LONG. FT2	PESO POR PIE LONG. ACERO LIBRAS*	DIA. INT. DEL TUBO PULG.	MOMENTO DE INERCIA PULG.4	MODULO DE SECCION PULG.3	RADIO DE GIRO PULG.	CONS. TANTE C **	DIA. EXT. DIA. INT.	AREA TRANSV. METALICA PULG.2
1 1/4	7	.180	.6221	.3272	.2330	2.057	.890	.0890	.1425	.3836	970	1.404	.605
	8	.165	.6648	.3272	.2409	1.921	.920	.0847	.1355	.3680	1037	1.359	.565
	10	.134	.7574	.3272	.2571	1.598	.992	.0741	.1186	.3974	1182	1.273	.470
	11	.120	.8012	.3272	.2644	1.448	1.010	.0688	.1180	.4018	1250	1.238	.426
	12	.109	.8365	.3272	.2702	1.329	1.032	.0642	.1027	.4052	1305	1.211	.391
	13	.095	.8825	.3272	.2775	1.173	1.068	.0579	.0926	.4097	1377	1.179	.345
	14	.083	.9229	.3272	.2838	1.033	1.084	.0521	.0833	.4136	1440	1.153	.304
	16	.065	.9652	.3272	.2932	.823	1.120	.0426	.0662	.4196	1537	1.116	.242
	20	.035	1.042	.3272	.3214	.629	1.152	.0334	.0534	.4250	1626	1.085	.189
				.3099	.456	1.180	.0247	.0375	.4297	1707	1.059	.134	
1 1/2	10	.134	1.192	.3927	.3225	1.995	1.232	.1334	.1886	.4853	1860	1.218	.575
	12	.109	1.291	.3927	.3356	1.618	1.282	.1199	.1546	.4933	2014	1.170	.476
	14	.083	1.398	.3927	.3492	1.258	1.334	.0931	.1241	.5018	2181	1.124	.378
	16	.065	1.474	.3927	.3587	.976	1.370	.0756	.1008	.5079	2299	1.095	.293
2	11	.120	2.433	.5236	.4608	2.410	1.760	.3144	.3144	.6660	3795	1.136	.709
	12	.109	2.494	.5236	.4665	2.201	1.782	.2904	.2904	.6697	3890	1.122	.647
	13	.095	2.573	.5236	.4739	1.934	1.810	.2586	.2586	.6744	4014	1.105	.569
	14	.083	2.642	.5236	.4801	1.699	1.834	.2300	.2300	.6784	4121	1.090	.500

* LOS PESOS ESTAN BASADOS EN ACERO DE BAJO CARBONO, CON UNA DENSIDAD DE 0.2833 LB/PULG.3
PARA OTROS MATERIALES MULTIPLICAR POR LOS SIGUIENTES FACTORES:

ALUMINIO	0.35	NIQUEL-CROMO-ACERO	1.07
TITANIO	0.58	ADMIRALTY	1.09
A.I.S.I. ACEROS INOXIDABLES SERIE 400	0.99	NIQUEL Y NIQUEL-COBRE	1.13
A.I.S.I. ACEROS INOXIDABLES SERIE 300	1.02	COBRE Y CUPRO-NIQUEL	1.14
ALUMINIO BRONCE	1.04		
ALUMINIO LATON	1.06		

LBS. POR TUBO POR HORA

** VELOCIDAD DEL LIQUIDO = $\frac{\text{LBS. POR TUBO POR HORA}}{\text{EN PIES/SEG. (GRAV. ESPECIFICA DEL AGUA A 60 GRADOS F, 1.0)}}$
C x GRAVEDAD ESP. DEL LIQUIDO

Ri = Radio interior, en pulgadas.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible del material de la coraza a la temperatura de diseño, en libras/pulg².

E = Eficiencia de la junta soldada, en %.

CA = Corrosión permisible, en pulgadas.

No siempre las condiciones de operación ó diseño son tan críticas cuando se determina el espesor de la coraza, ya que podemos tener presiones muy bajas que darían como resultado un espesor muy delgado, se puede dar el caso de que este espesor sea insuficiente para soportar el mismo peso del equipo ó bien podría producirse flexión del equipo entre la separación de los soportes.

Debido a lo anterior, la Norma TEMA ha fijado espesores mínimos que deberán compararse con los calculados por medio de las fórmulas del Código ASME y se usará el que resulte mayor.

En las tablas VI.3.1 y VI.3.2. siguientes se muestran los espesores mínimos permitidos de acuerdo al TEMA.

TABLAS VI.3.1

ESPESORES MINIMOS DE ACUERDO A TEMA CLASE "R".

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS).

DIAMETRO NOMINAL DEL EQUIPO	ESPESOR MINIMO		
	ACERO AL CARBON		ALEACIONES (*)
	TUBO	PLACA	
6	CEDULA 40	---	1/8
8 - 12	CEDULA 30	---	1/8
13 - 29	3/8	3/8	3/16
30 - 39	---	7/16	1/4
40 - 60	---	1/2	5/16
61 - 80	---	1/2	5/16
81 - 100	---	1/2	3/8

* Se permite usar tubo de cédula 5s en diámetros de 6" y 8".

TABLAS VI.3.1

ESPESORES MINIMOS DE ACUERDO A TEMA CLASE "C" y "B".

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS).

DIAMETRO NOMINAL DEL EQUIPO	ESPESOR MINIMO		
	ACERO AL CARBON		ALEACIONES (*)
	TUBO	PLACA	
6	CEDULA 40	---	1/8
8 - 12	CEDULA 30	---	1/8
13 - 23	CEDULA 20	5/16	1/8
24 - 29	CEDULA 20	5/16	3/16
30 - 39	---	3/8	1/4
40 - 60	---	7/16	1/4
61 - 80	---	1/2	5/16
81 - 100	---	1/2	3/8

* Se permite usar tubo de cédula 5a en diámetros de 6" y 8".

VI.4 ESPESOR DE LOS ESPEJOS.

Los espejos usados en los cambiadores de calor, son placas planas de forma circular, tienen perforaciones circulares que sirven para insertar las puntas de los tubos flux, estas puntas pueden ser rolados y/o expansionados, según el requerimiento del diseño del equipo.

Los espejos tienen las tres siguientes funciones principales:

- a) Son elementos divisores entre los fluidos que circulan por el lado de la coraza y lado de los tubos, evitando el contacto directo entre ellos.
- b) Sirven como elementos estructurales que soportan las presiones tanto del lado de la coraza, como del lado de los tubos.
- c) Son los elementos de apoyo para los tubos flux.

De acuerdo a las funciones anteriores, se deduce que los espejos están sujetos a un sistema complejo de cargas, como presiones, efectos de temperaturas, etc.

Los espejos de acuerdo a su colocación en el cambiador están expuestos al efecto de dos presiones, la presión del lado coraza y la del lado tubos, las cuales tienden a contrarrestarse, pero para el diseño se deberá tomar en cuenta el caso más crítico, y para ello supondremos que una de las dos presiones es suprimida por cualquier causa y solamente queda actuando la mayor, por lo tanto ésta deberá ser la utilizada para efectuar el cálculo del espesor.

El efecto de la temperatura en los espejos actúa de dos maneras:

Primero:

Debido a su distribución irregular en el espejo, se producen esfuerzos por temperatura, que en ciertos casos son críticos, lo anterior sucede cuando tenemos temperaturas altas arriba de 343 grados C (650 grados F) ó temperaturas muy bajas, de -29 grados C (-20 grados F) y menores. Cuando tenemos las condiciones anteriores se alteran considerablemente las propiedades mecánicas y térmicas del material, como son esfuerzos, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, etc.

Segundo:

Las diferentes temperaturas que actúan en los tubos y la envolvente, independientemente de las diferentes propiedades mecánicas de éstos, producen fuerzas que se transmiten a los espejos a través de los tubos.

Aunque determinar el espesor de un espejo presenta un grado alto de complejidad, a continuación se describe tanto el procedimiento como las expresiones matemáticas de cálculo en una forma ya elaborada.

VI.4.1 ESPESOR EFECTIVO DEL ESPEJO:

Primera mente se establecerá que el espesor efectivo del espejo, es el medido desde la base de la ranura usada para colocar la placa de pasos (lado tubos) hasta la base de la ranura utilizada para colocar la placa de partición de la mampara del lado de la coraza (en caso de llevarla), menos la corrosión permisible tanto del lado de la envolvente como del lado tubos, (ver Fig. VI.4.1.1).

Figura VI.4.1.1



VI.4.2 RECUBRIMIENTO APLICADO EN ESPEJOS (FORRO O LINING).

Este forro es un recubrimiento de lámina de una aleación diferente al material base del espejo y se coloca por medio de puntos de soldadura y no debe ser incluido en el espesor mínimo ó efectivo del espejo.

VI.4.3 RECUBRIMIENTO INTEGRADO EN ESPEJOS (CLAD).

El recubrimiento integrado (clad) es una capa de aleación de material diferente al material base del espejo que viene ya fusionado desde la fabricación en el molino, esta forma de

recubrimiento si puede ser considerado en el espesor mínimo del espejo, así como recubrimientos realizados por depósito de soldadura.

VI.4.4 ESPESOR MINIMO DE ESPEJOS CON UNIONES DE TUBOS ROLADAS.

De acuerdo al TEMA Clase "R", en ningún caso el espesor total del espejo menos la corrosión permisible deberá ser menor al diámetro exterior de los tubos flux y nunca menor de 3/4" incluyendo la corrosión permisible.

De acuerdo al TEMA Clase "C", en ningún caso el espesor total menos la corrosión permisible deberá ser menor de 3/4 del diámetro exterior del tubo, para tubos de 1" D.E. y menores, 7/8" para tubos de 1-1/4" D.E., 1" para tubos de 1-1/2" D.E. y 1-1/4" para tubos de 2" D.E.

De acuerdo al TEMA Clase "B", en ningún caso el espesor total menos la corrosión permisible deberá ser menor de 3/4 del diámetro exterior del tubo, para tubos de 1" D.E. y menores, 7/8" para tubos de 1-1/4" D.E., 1" para tubos de 1-1/2" D.E. y 1-1/4" para tubos de 2" D.E., pero nunca menor de 3/4" incluyendo la corrosión permisible.

VI.4.5 CALCULO DEL ESPESOR DEL ESPEJO POR FLEXION.

$$t = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{nS}}$$

Donde:

t = Espesor efectivo del espejo, en pulgadas.

S = Valor de esfuerzo permisible a la tensión para el material del espejo, a la temperatura de diseño, en libras/pulg².

P = Presión definida en los párrafos VI.4.10, VI.4.11 y VI.4.12, en libras/pulg².

G = Diámetro medio del empaque, cuando utilicemos la presión del lado coraza, en pulgadas.

Diámetro interior del carrete, cuando utilicemos la presión del lado tubos, en pulgadas.

$$n = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{\text{paso tubos}}{\text{D.E. tubos}}\right)^2} \quad \text{Para arreglos cuadrados y cuadrados girados de tubos flux.}$$

$$n = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{\text{paso tubos}}{\text{D.E. tubos}}\right)^2} \quad \text{Para arreglos triangulares y triangulares girados de tubos flux.}$$

paso = Distancia de centro a centro de los tubos flux, en pulgadas.

F = Constante calculada de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$F = \frac{17 - 100 \left(\frac{t}{\text{D.I.}} \right)}{15}$$

NOTA: El valor de "F" se calculará con la fórmula, pero se deberá tomar en cuenta lo siguiente:

F = 1.0 máximo

F = 0.80 mínimo

VI.4.6 CALCULO DEL ESPESOR DEL ESPEJO POR CORTANTE.

$$t = \frac{0.31 \text{ D.I.} \left(\frac{P}{S} \right)}{\left(1 - \frac{d_o}{\text{paso}} \right)}$$

Donde:

t = Espesor efectivo del espejo, en pulgadas.

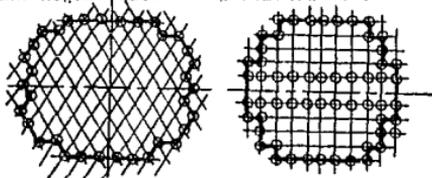
$$DI = \frac{4 A}{C}$$

Díámetro equivalente del perímetro límite de centro a centro de los tubos, en pulgadas.

C =

Perímetro de la plantilla, tomado a partir de centro a centro de los tubos periféricos, en pulgadas.

La línea negra indica el perímetro "C".



A =

Área total encerrada en el perímetro "C", en pulgadas cuadradas.

do =

Díámetro exterior de los tubos flux, en pulgadas

paso =

Distancia de centro a centro de los tubos flux, en pulgadas.

P =

Presión definida en los párrafos VI.4.10, VI.4.11 y VI.4.12, en libras/pulg².

S =

Valor de esfuerzo permisible a la tensión para el material del espejo, a la temperatura de diseño, libras/pulg².

NOTA: El esfuerzo por cortante no aplica cuando se cumple lo siguiente:

$$\frac{P}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{do}{\text{paso tubos}} \right)^2$$

VI.4.7 ESPESOR DE LA EXTENSION DE LOS ESPEJOS.

Cuando los espejos tienen extensiones para ensamblarse con pernos y empaques tipo anillo, se producen esfuerzos en estas extensiones que puede dar como resultado un espesor del espejo diferente al calculado en la parte interna del cambiador, este espesor podrá ser calculado con la siguiente fórmula:

$$Tr = 0.98 \left[\frac{M (r^2 - 1 + 3.72 \ln (r))}{S (A - G) (1 + 1.8 r^2)} \right]^{1/2}$$

Donde:

Tr = Espesor mínimo de la porción extendida del espejo, en pulgadas.

A = Diámetro exterior del espejo, en pulgadas.

M = El mayor valor de M1 ó M2.

M1 = Momento total actuando sobre la extensión del espejo, bajo condiciones de operación, en pulgadas-libras.

M2 = Momento total actuando sobre la extensión del espejo, bajo condiciones de apornado, en pulgadas-libras.

S = Valor de esfuerzo permisible a la tensión para el material del espejo, a la temperatura de diseño, libras/Pulg².

$$r = \frac{A}{G}$$

G = Diámetro interior de la coraza, en pulgadas.

VI.4.8 PRESION DE EXPANSION DIFERENCIAL EQUIVALENTE.

La presión debida a la expansión térmica diferencial en libras/pulg², está definida por la siguiente fórmula:

$$Pd = \frac{4 J E_s t_s \left(\frac{\Delta L}{L_t} \right)}{(D_o - 3t_s) (1 + J K F_q)}$$

El signo algebraico deberá conservarse para usos posteriores en los párrafos VI.4.10, VI.4.11 y VI.4.12.

De la fórmula anterior tenemos que:

$$J = \begin{cases} 1.0 & \text{Para cambiadores sin junta de expansión.} \\ \frac{S_j L}{S_j L + \eta (D_o - t_s) t_s E_s} & \text{Para cambiadores con} \\ & \text{junta de expansión.} \end{cases}$$

S_j = Rango elástico de la junta de expansión, en libras/pulgada.

NOTA:

J podría tener un valor de cero para cambiadores con junta de expansión, si se cumple lo siguiente:

$$S_j < \frac{(D_o - t_s) t_s E_s}{10 L}$$

$$k = \frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_t t t N (d_o - t t)}$$

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 t_s E_s}{K L R} \left(\frac{G}{T} \right)^3 \right]^{1/4}$$

Se usará el valor calculado de F_q (con la fórmula) ó 1.0, el que sea mayor.

F y G = Fueron definidos en el párrafo VI.4.5.

T = Espesor del espejo propuesto, pero no menor del 98.5% del mayor de los valores definidos en los párrafos VI.4.5 y VI.4.6. El valor del espesor propuesto al calcular F_q deberá corresponder al valor final calculado dentro de la tolerancia de $\pm 1.5\%$, en pulgadas.

L = Longitud de los tubos flux entre caras internas de los espejos, en pulgadas.

ΔL = Dilatación térmica lineal (cuerpo-tubos), en pulgadas, ΔL

La ΔL será calculada de la siguiente forma:

$$\Delta L = L_t (\alpha_s (T_m - 70) - \alpha_t (t_m - 70))$$

Donde:

L_t = Longitud de tubos entre caras internas de espejos, en pulgadas.

α_s = Coeficiente de expansión térmica del material de la coraza, en pulgadas/pulgadas-grados F. (Tabla VI.4.8.1).

α_t = Coeficiente de expansión térmica del material de los tubos, en pulgadas/pulgadas-grados F. (Tabla VI.4.8.1).

T_m = Temperatura de pared del material de la coraza, en grados F.

t_m = Temperatura de pared del material de los tubos, en grados F.

L_s = Longitud de tubos entre caras externas de espejos, en pulgadas.

E_s = Módulo de elasticidad del material del cuerpo a temperatura media del metal, en libras/pulg² (Tabla VI.4.8.2).

E_t = Módulo de elasticidad del material de los tubos a temperatura media del metal, en libras/pulg² (Tabla VI.4.8.2).

E = Módulo de elasticidad del material de los espejos a temperatura media del metal, en libras/pulg² (Tabla VI.4.8.2).

N = Número de tubos en la coraza.

D_o = Diámetro exterior de la coraza, en pulgadas.

d_o = Diámetro exterior de los tubos flux, en pulgadas.

t_t = Espesor de pared de los tubos flux, en pulgadas.

t_s = Espesor de pared de la coraza, en pulgadas.

TABLA VI.4.B.1
COEFICIENTE MEDIO DE EXPANSION TERMICA

(Pulg por Pulg-Grados F/70 Grados F) x 10 ⁶																
TEMPERATURA GRADOS F.	-200	-100	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
MATERIAL																
Placa de A.C. y Acero C-Mn	5.60	5.90	6.50	6.61	6.67	7.07	7.25	7.42	7.59	7.76	7.83					
Acero C-Si, C-0.5Mo, 1Cr-0.5Mo	5.60	5.64	5.63	6.03	6.43	6.74	7.06	7.23	7.51	7.71	7.86	6.60				
Cr-Mn-Si, 1.25Cr-0.5Mo y 3Cr-1Mo			5.53	5.69	6.26	6.61	6.91	7.17	7.41	7.59	7.77	7.94	8.07	8.24		
Acero Mn-Mo	5.60	6.08	7.06	7.25	7.43	7.58	7.70	7.83	7.94	8.05	8.14	8.23				
2.5 y 3.5 Ni			6.27	6.54	6.78	6.99	7.16	7.32	7.47	7.61						
2.25 Cr - 1 Mo	5.60	5.90	6.50	6.70	6.90	7.07	7.23	7.38	7.50	7.62	7.72	7.82	7.90	7.97		
5 Cr - 0.5 Mo	5.60	5.90	6.50	6.73	6.87	6.97	7.05	7.15	7.24	7.32	7.41	7.46	7.56	7.64		
7 Cr - 0.5 Mo y 9 Cr - 1Mo	5.60	5.68	5.85	6.02	6.15	6.29	6.40	6.51	6.62	6.71	6.82	6.90	7.00	7.08		
12 Cr y 13 Cr	5.10	5.39	5.59	6.15	6.30	6.40	6.48	6.53	6.60	6.67	6.72	6.78	6.83	6.88		
15 Cr - 17 Cr	5.10	5.19	5.37	5.52	5.65	5.75	5.85	5.95	6.05	6.13	6.22	6.30	6.37	6.44		
Aceros Inox. 316 y 317			6.54	6.76	6.97	6.91	6.42	6.60	6.79	6.90	10.02	10.16	10.29	10.40	10.52	10.62
Acero Inox. 304			6.55	6.79	6.60	6.19	9.37	6.53	6.69	6.82	9.95	10.07	10.18	10.29	10.39	10.49
Acero Inox. 321			6.02	6.16	6.26	6.34	6.42	6.48	6.55	6.61	6.67	6.73	6.79	6.85	6.90	6.95
Acero Inox. 347			6.62	6.62	6.22	6.45	6.65	6.83	6.97	10.08	10.22	10.33	10.45	10.56	10.66	10.75
25Cr-12Ni, 23Cr-12Ni, 25Cr-22Ni			6.87	6.02	6.10	6.14	6.18	6.21	6.25	6.28	6.32	6.37	6.41	6.47	6.54	6.62
Aluminio (3003)	11.90	12.04	12.54	12.85	13.15	13.45										
Aluminio (6061)	11.90	12.06	12.60	12.91	13.22	13.52										
Titanio (Grados 1, 2, 3 y 7)			6.65	6.70	6.75	6.80	6.85	6.90	6.95	7.00						
Ni-Cu (Aleación 402)			7.78	8.08	8.33	8.54	8.69	8.81	8.88	8.91						
Ni-Cr-Fe (Aleación 600)			6.90	7.20	7.40	7.57	7.70	7.82	7.94	8.04						
Ni-Fe-Cr (Aleación 800 y 800H)			7.95	8.34	8.60	8.78	8.92	9.00	9.11	9.20	9.30	9.40				
Ni-Fe-Cr-Mo-Cu (Aleación 625)			7.53	7.71	7.85	7.97	8.09	8.20	8.30	8.40						
Ni-Mo (Aleación B)			6.06	6.24	6.39	6.40	6.41	6.47	6.57	6.66						
Ni-Mo-Cr (Aleación C-76)			6.06	6.30	6.50	6.71	6.91	7.08	7.22	7.32						
Ni-Mo-Cr (Aleación 700)	6.20	6.34	6.77	7.21	7.52	7.74	7.91	8.02	8.16	8.27	8.50	8.60	8.70	8.85	8.90	8.95
Cu-Ni 70-30				8.50	8.70	8.90										
Cu-Ni 90-10 y 80-20					9.50											
Cobre	8.60	9.00	9.40	9.67	9.70	9.60	9.90	10.10	10.20	10.30	10.40	10.50				
Latón	9.10	9.30	9.60	9.70	10.00	10.20	10.50	10.70	10.90	11.20	11.40	11.60	11.90	12.10		
Aluminio-bronce																
Cobre-Silicio							10.00									
Alumbrity								11.20								
Zincio			3.20		3.50	3.70	3.90		4.10		9.40					
Cr-Ni-Fe-Mo-Cu-Cb (Alea. 100B)			8.30	8.30												
Ni-Cr-Mo-Cb (Aleación 625)	5.20	6.20	6.60	7.10	7.20	7.30	7.35	7.40	7.50	7.60	7.70	7.90	8.00	8.20	8.35	8.50

TABLA VI.4.B.2

MÓDULO DE ELASTICIDAD

TEMPERATURA GRADOS F.	Libras / pulg ² x 10 ⁶												
	70	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
MATERIAL													
Aceros al Carbón, C-Mn, Mn-Mn	29.2	29.0	28.5	28.0	27.4	27.0	26.4	25.3	23.9	22.2	20.1	17.8	15.3
Aceros inoxidables austeníticos	28.3	28.1	27.6	27.0	26.5	25.8	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.1	21.2
Aceros bajo Cromo, 2% máximo	29.7	29.5	29.0	28.5	27.9	27.5	26.9	26.3	25.5	24.8	23.9	23.0	21.9
2-1/2 Cr-1Mo y 3Cr-1Mo	30.6	30.4	29.8	29.4	28.8	28.3	27.7	27.1	26.3	25.6	24.6	23.7	22.5
Cr-Mo (5-9% Cr)	30.9	30.7	30.1	29.7	29.0	28.6	28.0	27.3	26.1	24.7	22.7	20.4	18.2
12, 13, 15 y 17% Cr	29.2	29.0	28.5	27.9	27.3	26.7	26.1	25.6	24.7	23.2	21.5	19.1	16.6
Aceros bajo Ni, 3-1.2% máximo	27.8	27.6	27.1	26.7	26.1	25.7	25.2	24.6	23.9	23.4	22.8	22.1	21.2
Ni-Co Aleación 400	26.0	25.8	25.4	25.0	24.7	24.3	24.1	23.7	23.1	22.6	22.1	21.7	21.2
Co-Ni 90-10	16.0	17.9	17.6	17.3	16.9	16.6	16.0	15.4					
Aluminio	10.0	9.9	9.6	9.2	8.7								
Ni-Cr-Fe Aleación 600	31.0	30.8	30.2	29.9	29.5	29.0	28.7	28.2	27.6	27.0	26.4	25.9	25.3
Ni-Fe-Cr Aleaciones 800 y 800H	28.5	28.3	27.8	27.4	27.1	26.6	26.4	25.9	25.4	24.8	24.2	23.6	23.2
Ni-Mo Aleación 5	31.1	30.9	30.3	29.9	29.5	29.1	28.6	28.3	27.7	27.1	26.4	26.0	25.3
Ni-Mo-Cr Aleación C-276	29.8	29.6	29.1	28.6	28.3	27.9	27.6	27.1	26.5	25.9	25.3	24.9	24.3
Níquel 200	30.0	29.8	29.3	28.8	28.5	28.1	27.8	27.3	26.7	26.1	25.5	25.1	24.5
Cobre y Aluminio-Bronce	17.0	16.9	16.6	16.3	16.0	15.6	15.1	14.5					
Latón comercial	15.0	14.9	14.6	14.4	14.1	13.8	13.4	12.8					
Admiralty	16.0	15.9	15.6	15.4	15.0	14.7	14.2	13.7					
Titanio	15.1	15.4	15.0	14.6	14.2	13.9	12.6	11.9	11.2				
Co-Ni 70-30	22.0	21.9	21.5	21.1	20.7	20.2	19.6	18.9					
Ni-Mo Aleación B-2	31.4	31.2	30.6	30.1	29.6	29.3	29.0	28.6	27.9	27.3	26.7	26.2	25.6
Ni-Fe-Cr-Mo-Co Aleación B15	26.0	25.8	25.3	24.9	24.6	24.2	23.9	23.5	22.9	22.4	21.8		
Muntz	15.3	15.2	14.9	14.6	14.3	14.0	13.6	13.2					
Cinconco	14.4	14.3	14.4	14.4	14.4	14.5	14.7	9.9					
Ni-Cr-Mo-Co Aleación 625 (solución tratada)	29.7	29.5	29.1	28.6	28.1	27.6	27.2	26.7	26.2	25.6	25.1	24.5	24.0

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

VI.4.9 PRESION EQUIVALENTE DE PERNOS.

Quando los espejos filios se extienden después de la coraza para atornillar los cabezales, y se requiera de empaques tipo anillo, la extensión y la parte del espejo dentro de la coraza pueden ser diferentes en espesor. El espesor de la extensión puede ser calculada con el procedimiento del párrafo VI.4.7.

El efecto del momento actuando sobre la extensión del espejo puede ser calculado de acuerdo con las fórmulas que a continuación se describen, en términos de presiones equivalentes de pernos, tanto por el lado tubos como lado coraza.

$$P_{bt} = \frac{6.2 M_1}{F \cdot G^3}$$

$$P_{bs} = \frac{6.2 M_2}{F \cdot G^3}$$

Donde:

F = Fue definida en el párrafo VI.4.5.

G = Diámetro interior de la coraza, en pulgadas.

M₁ = Momento total actuando sobre la extensión del espejo, bajo condiciones de operación, definido en el capítulo VI.7 considerándolo como M_o cuando se diseña una brida unión, en pulgadas-libras.

M₂ = Momento total actuando sobre la extensión del espejo, bajo condiciones de apernado, definido en el capítulo VI.7 considerándolo como M_a cuando se diseña una brida unión, en pulgadas-libras.

P_{bt} = Presión equivalente de pernos cuando está actuando la presión del lado tubos, en libras/pulg².

P_{bs} = Presión equivalente de pernos cuando no actúa la presión del lado tubos, en libras/pulg².

VI.4.10 PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO CORAZA.

La presión efectiva de diseño lado coraza está dada por las fórmulas que a continuación se indican y se deberá tomar el mayor valor absoluto:

$$P = \frac{Ps' - Pd}{2}$$

ó $P = Ps'$

ó $P = Pbs$

$$P = \frac{Ps' - Pd - Pbs}{2}$$

$$P = \frac{Pbs + Pd}{2}$$

ó $P = Ps' - Pbs$

Donde:

$$Ps' = Ps \left[\frac{0.4J \left[1.5 + K(1.5 + fs) \right] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{Dj^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{1 + J K Fq} \right]$$

Ps = Presión de diseño lado envolvente (para cambiadores que operen a vacío, Ps es negativo), en libras/pulg².

$$fs = 1 - N \left(\frac{do}{G} \right)^2$$

G = Diámetro interior de la coraza, en pulgadas.

Dj = Diámetro interno máximo de la junta de expansión, en pulgadas ($Dj = G$ cuando no se tiene junta de expansión).

Los demás símbolos fueron definidos en los párrafos VI.4.8 y VI.4.9.

NOTAS:

- 1.- Los signos algebraicos de P_s' deberán mantenerse para usarse en los párrafos VI.4.11 y VI.4.12.
- 2.- Cuando $J = 0$, las fórmulas que contienen a P_d no aplican.

VI.4.11 PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO TUBOS.

La presión efectiva de diseño lado tubos está dada por las fórmulas que a continuación se indican y se deberá tomar el mayor valor absoluto:

$$P = \frac{P_t' + P_{bt} + P_d}{2}$$

ó $P = P_t' + P_{bt}$

$$P = \frac{P_t' - P_s' + P_{bt} + P_d}{2}$$

ó $P = P_t' - P_s' + P_{bt}$

Donde:

$$P_t' = P_t \left[\frac{1 + 0.4 J K (1.5 + ft)}{1 + J K F_q} \right]$$

Pt = Presión de diseño lado tubos (para cambiadores que operen a vacío, Pt es negativo), en libras/pulg².

$$ft = 1 - N \left[\frac{do - 2 tt}{G} \right]^2$$

G = Diámetro interior del espejo, en pulgadas.

Los demás símbolos fueron definidos en los párrafos VI.4.8, VI.4.9. y VI.4.10.

NOTAS:

- 1.- Los signos algebraicos de Pt' deberán mantenerse para usarse en el párrafo VI.4.12.
- 2.- Cuando J = 0:

- a) Las fórmulas que contienen a Pd no aplican.
- b) Cuando Ps y Pt son positivas, se deberá aplicar la siguiente fórmula:

$$P = Pt + \frac{Ps}{2} \left[\left(\frac{Dj}{G} \right)^2 - 1 \right] + Pbt$$

- 3.- Cancelar el término Pbt en las fórmulas anteriores para su uso en el párrafo VI.4.6.

VI.4.12 PRESION DE DISEÑO DIFERENCIAL EFECTIVA.

Bajo ciertas circunstancias el Código y algunas Normas permiten el diseño tomando la acción simultánea de las presiones de la coraza y tubos. La presión de diseño efectiva diferencial para esas circunstancias está dada por:

La presión de diseño diferencial efectiva está dada por las fórmulas que a continuación se indican y se deberá tomar el mayor valor absoluto:

$$P = Pt' - Ps' + Pbt$$

$$\text{ó } P = \frac{Pt' - Ps' + Pbt + Pd}{2}$$

$$\text{ó } P = Pbs$$

$$\text{ó } P = \frac{Pbs + Pd}{2}$$

$$\text{ó } P = Pt' - Ps'$$

$$\text{ó } P = \frac{Pt' - Ps' + Pd}{2}$$

$$\text{ó } P = Pbt$$

Donde:

Fd, Pbs, Pbt, Ps' y Pt' están definidas en los párrafos VI.4.8, VI.4.9, VI.4.10 y VI.4.11.

NOTAS:

- 1.- No es permitido usar $(Ps - Pt)$ en lugar de Ps para calcular Ps' en el párrafo VI.4.10. Y no es permitido usar $(Pt - Ps)$ en lugar de Pt para calcular Pt' en el párrafo VI.4.11.
- 2.- Cuando $J = 0$, las fórmulas con el término Pd no controlan.
- 3.- Cancelar los términos Pbt y Pbs en las fórmulas anteriores cuando se usen en el párrafo VI.4.6.

RESUMEN:

La presión que resulte mayor de la calculada en los párrafos VI.4.10, VI.4.11 y VI.4.12, será usada en las fórmulas de los párrafos VI.4.5 y VI.4.6 para encontrar el espesor mínimo de los espejos.

Al espesor anterior calculado se le deberá adicionar la tolerancia por corrosión en ambos lados, y el espesor para la placa de pasos (ver inciso VI.9).

VI.5 CARRETES PARA LOS CABEZALES.

Son envoltentes cilíndricas que forman parte de los cabezales y tienen como función recibir y desalojar el fluido que circula por el interior de los tubos de transferencia.

El espesor mínimo requerido cuando el cambiador opera a presión interna será determinado con las mismas fórmulas usadas para determinar el espesor de la coraza, para lo cual se deberá seguir el procedimiento mencionado en el párrafo VI.3.

Como ya se mencionó anteriormente, los carretes son envoltentes cilíndricas donde el espesor se determina por medio de fórmulas, pero también se puede tener que el espesor calculado sea insuficiente para soportar su mismo peso, ó bien podría producirse flexión por resultar un espesor muy delgado, para evitar lo anterior, la Norma TEMA al igual que para las corazas, ha fijado espesores mínimos que deberán compararse con los calculados por medio de las fórmulas del Código ASME y será utilizado el que resulte mayor, ver Tablas VI.3.1 y VI.3.2 donde se indican los espesores mínimos a usar.

VI.6 TAPAS PARA CABEZALES

Las tapas son los elementos que nos sirven para el cierre de los extremos de los cambiadores, existe una gran variedad de ellas y el tipo que usaremos dependerá del cambiador de calor que seleccionemos según la Norma TEMA.

En la Fig. VI.6.1 se muestran los tipos de tapas existentes y a continuación se dará una breve explicación de éstas:

a) Tapas planas:

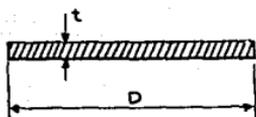
Se utilizan principalmente en los equipos sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se utilizan también en equipos que operan a presión interna baja, así como en fondos de grandes tanques de almacenamiento atmosféricos, tienen costo de fabricación bajo por ser de espesores pequeños.

b) Tapas planas con ceja:

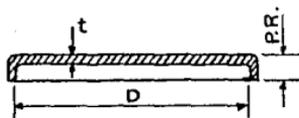
Al igual que las anteriores se utilizan para recipientes a presiones atmosféricas, su costo es también relativamente bajo.

FIGURA VI.6.1

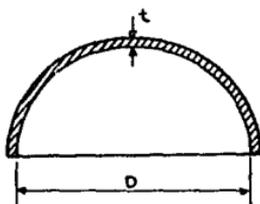
TIPOS DE TAPAS.



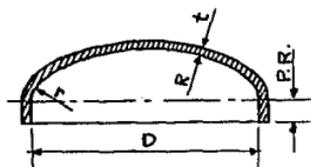
PLANA



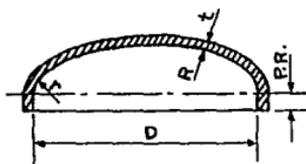
PLANA CON CEJA



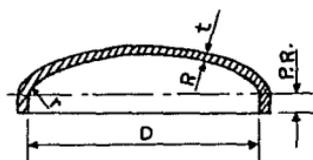
SEMIESFERICA



80:10



SEMIELIPTICA



CUARTESFERICA

t = ESPESOR
D = DIAMETRO INTERIOR
P. R. = PARTE RECTA

h = RADIO DE ARBOLADO
r = RADIO DE ESQUINA

c) Tapas únicamente abombadas:

Este tipo de tapas son usadas en los recipientes que operan con presiones manométricas bajas, su costo de fabricación es bajo, también podrían utilizarse para presiones un poco altas, pero sería necesario analizar la concentración de esfuerzos generados al efectuarse un cambio brusco de dirección.

d) Tapas abombadas con ceja invertida:

Su uso es muy limitado debido a su difícil fabricación, lo que da como resultado que su costo de fabricación sea muy elevado y se requiera solamente para casos muy especiales.

e) Tapas semiesféricas:

Son utilizadas exclusivamente para soportar presiones muy altas, como su nombre lo indica su figura es media circunferencia, tienen un costo bastante alto y debido a que se fabrican en gajos con un casquete central no existe límite de dimensiones para su construcción.

f) Tapas 80:10.

Como en México no existen prensas lo suficientemente grandes para fabricar tapas semielípticas 2:1 de dimensiones muy grandes, se ha optado por fabricar las tapas 80:10, las cuales tienen las siguientes características principales: el radio de abombado es el 80% del diámetro y el radio de esquina ó radio de nudillos es igual al 10% del diámetro. De acuerdo a lo anterior, estas tapas se usan como equivalente de las semielípticas.

g) Tapas cónicas:

Se usan por lo general en fondos donde puede haber concentración de sólidos y como transiciones en cambios de diámetros cilíndricos a cónicos. Su uso es muy común en Torres Fraccionadoras ó de Destilación, no existe límite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitante conciste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60 grados.

Las tapas cónicas con ángulo mayor de 60 grados en el vértice deberán ser calculadas como tapas planas.

h) Tapas toricónicas:

A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tiene en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor. Tiene las mismas restricciones que las tapas cónicas.

i) Tapas toriesféricas:

Este tipo de tapas es el que tiene mayor uso en los recipientes a presión, por su bajo costo y a que soportan altas presiones manométricas.

La característica principal es que el radio de abombado es aproximadamente igual al diámetro, se pueden fabricar en una gran variedad de espesores y diámetros.

j) Tapas semielípticas:

Al igual que las toriesféricas su uso es muy amplio y aceptado en los recipientes sometidos a presión, por lo general se emplean cuando el espesor requerido es alto, debido a que soportan mayor presión que las toriesféricas si comparamos sus espesores.

Su proceso de fabricación es el troquelado ó formado con rodillos, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo de fabricación se considera alto.

En este capítulo solamente nos enfocaremos a las tapas abombadas más usadas en lo cambiadores de calor, que son las toriesféricas y semielípticas, por lo tanto a continuación se describe el procedimiento para llevar a cabo su diseño mecánico.

I) TAPAS TORIESFERICAS (F & D):

Para calcular su espesor a presión interna, se usará las siguientes fórmulas del Código ASME:

1.- Utilizando dimensiones interiores de la tapa:

- a) Cuando la relación $L/r = 16 \frac{2}{3}$:

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P} + C. A.$$

b) Cuando la relación L/r es menor de 16 2/3:

$$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P} + C.A.$$

2.- Utilizando dimensiones exteriores de la tapa:

a) Cuando la relación L/r = 16 2/3:

$$t = \frac{0.885 PL}{SE + 0.8P} + C. A.$$

b) Cuando la relación L/r es menor de 16 2/3:

$$t = \frac{PLM}{2SE + P(M-0.2)} + C.A.$$

Donde:

t = Espesor de pared requerido, en pulgadas.

P = Presión interna, en libras/pulg².

Cuando no se conozca el dato de la presión de diseño, en-
ces a la de operación se le sumarán 30 libras/pulg² ó 10%
más, lo que sea mayor.

L = Radio interno ó externo de abombado de la tapa, en
en pulgadas.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible del material de la
tapa a la temperatura de diseño, en libras/pulg².

E = Eficiencia de la junta soldada, en %.

C.A. = Corrosión permisible, en pulgadas.

M = Factor determinado con la Tabla VI.6.1, cuando se use el
radio interior ó exterior.

TABLA VI.6.1

VALORES DEL FACTOR "M"										
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20
L/r	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00
M	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46
L/r	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0
M	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69
L/r	15.0	16.0	16 2/3							
M	1.72	1.75	1.77							

NOTAS:

- 1.- Para valores intermedios de L/r, interpolar los valores de la de la tabla.
- 2.- El máximo valor permitido de L, es:
 - a) Usando el radio interior, $L = D + 2t$.
 - b) Usando el radio exterior, $L = D - t$.

Cuando la relación L/r es mayor de 16 2/3 (tapa fuera del alcance del Código ASME), el valor de "M" puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$M = \frac{3 + L/r}{4}$$

II) TAPAS SEMIELIPTICAS.

Soportan presiones más altas comparadas con las toriésfericas, se usan cuando se requieren espesores altos, su forma describe una elipse de relación 2:1, tienen un elevado costo de fabricación.

Para calcular su espesor a presión interna, se usará las siguientes fórmulas del Código ASME:

1.- Utilizando dimensiones interiores de la tapa:

$$t = \frac{P D}{2SE - 0.2P} + C.A.$$

2.- Utilizando dimensiones exteriores de la tapa:

$$t = \frac{P D}{2SE + 1.8P} + C.A.$$

DONDE:

t = Espesor de pared requerido, en pulgadas.

P = Presión interna, en libras/pulg².

Cuando no se conozca el dato de la presión de diseño, entonces a la de operación se le sumarán 30 libras/pulg² ó 10% más, lo que sea mayor.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a la temperatura de diseño, en libras/pulg².

E = Eficiencia de la junta soldada, en %.

C.A. = Corrosión permisible, en pulgadas.

VI.7 BRIDAS UNION.

Las bridas unión sirven para unir los cabezales con el cuerpo del cambiador por medio de pernos roscados llamados birlos, el tipo de brida a usar depende de la presión de diseño que tengamos en el equipo y de lo indicado en la Norma TEMA, de lo anterior tenemos que se usarán bridas tipo anillo para presiones menores 300 lb/pulg² y tipo integrales para presiones mayores, esto cuando el cambiador sea diseñado con la Norma TEMA Clase "B" ó "C"; en el caso de diseñar con TEMA clase "R" siempre se usarán las bridas tipo integrales.

Los tipos existentes se muestran en la Fig. VI.7.1 y sus características principales se describen a continuación:

a) BRIDAS TIPO CUELLO SOLDABLE.

Se distingue de las demás por su cono largo y por su cambio gradual de espesor en la región de la soldadura que las une al cuerpo ó canales, el cono largo suministra un esfuerzo importante a la brida desde el punto de vista resistencia, la ligera transición desde el espesor de la brida hasta el espesor de la pared donde se va a unir efectuada por el cono de la brida es extremadamente benéfico bajo los efectos de flexión repetida, que es causada por la expansión de la línea u otras fuerzas variables y produce una resistencia de duración equivalente a la unión por soldadura de dos envolventes.

El material de fabricación es acero al carbón forjado y cuando se requiere unirlos a envolventes de acero inoxidable ó aleaciones no ferrosas, será necesario colocarle un recubrimiento del mismo material de la envolvente.

Por lo tanto este tipo de bridas se prefiere para todas las condiciones severas de trabajo, para altas presiones, para temperaturas elevadas ó menores de cero y son utilizadas en los cambiadores TEMA clase "R" cuando se tienen condiciones de diseño muy estrictas.

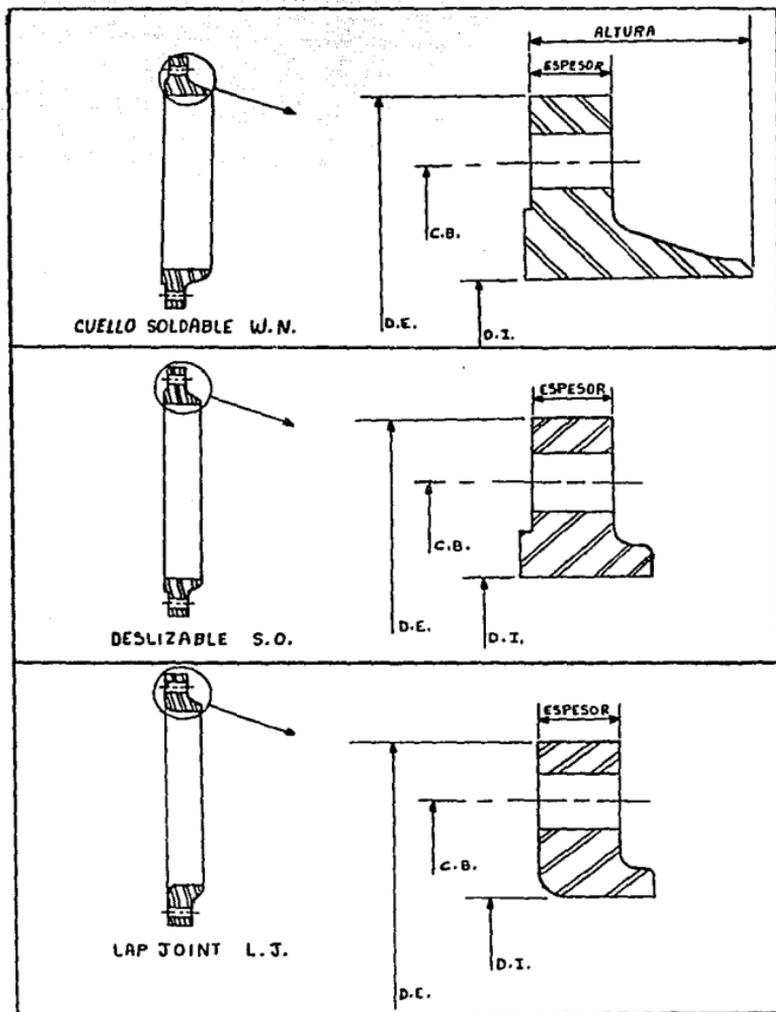
b) BRIDAS DESLIZABLES (SLIP-ON).

Estas bridas se prefieren en ocasiones sobre las bridas de cuello soldable por su costo más bajo, por la menor precisión requerida al cortar las envolventes a la medida, por la mayor facilidad de alineamiento en el ensamble y a que su costo de fabricación es menor.

Su resistencia calculada a presión interna es del orden de 2/3 comparada con las de cuello soldable y su vida en condiciones de fatiga es aproximadamente 1/3 también de las de cuello soldable.

FIGURA VI.7.1

TIPUS DE BRIDAS UNION PARA CAMBIADORES.



Son fabricadas en anillos forjados de acero al carbón y también se usan recubrimientos cuando se unen a envolventes de acero inoxidable ó aleaciones no ferrosas.

Estas bridas son usadas generalmente en los cambiadores de calor diseñados bajo el TEMA Clase "B" y "C", donde se utilizan presiones moderadas.

c) BRIDAS DE TRASLAPE O LOCAS (LAP-JOINT).

Al igual que las bridas tipo slip-on son fabricadas en anillos forjados de acero al carbón y generalmente se instalan en las envolventes que serán fabricadas de aceros inoxidables ó bien aleaciones especiales no ferrosas, la característica de estas bridas es que requieren de un anillo del mismo material de la envolvente donde va a ser unido, el cual evita el contacto directo de la brida con el fluido.

Son recomendadas en equipos que operan a bajas presiones ó por su bajo costo de fabricación y se usan en los cambiadores de calor TEMA Clase "B" y "C".

d) BRIDAS CIEGAS (BLIND).

Aunque este tipo de bridas no es precisamente para unir envolventes, sino para cerrar los extremos de los cabezales, son muy usadas en cambiadores de calor donde se requiere tener acceso a los tubos flux para limpieza y cuando el diseño del equipo corresponde a cambiadores de calor con "tapa plana".

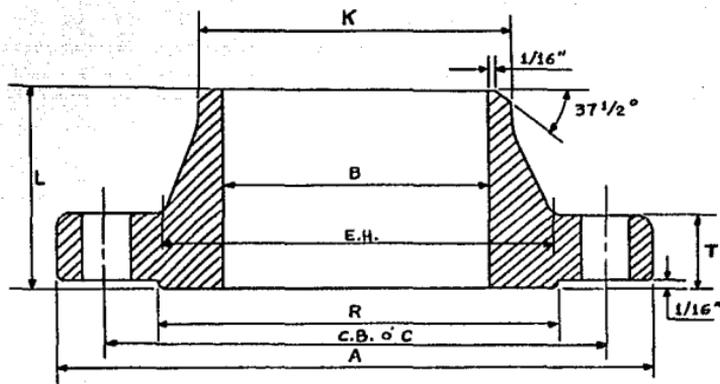
En este capítulo se mencionará la secuencia de diseño de las bridas tipo integrales, que son las que involucran una mayor cantidad de cargas y brazos de palanca que actúan en éstas.

En la Figura VI.7.2 se ilustran las dimensiones de una brida tipo integral.

Literales usadas en este capítulo para diseño:

- t = Espesor de la brida requerido por presión interna, en pulgadas.
- A = Diámetro exterior, en pulgadas.
- B = Diámetro interior, en pulgadas.
- C = Diámetro medio del círculo de barrenos (C.B.), en pulgadas.
- G = Diámetro medio del empaque, en pulgadas.

FIGURA VI.7.2 DIMENSIONES DE UNA BRIDA UNION TIPO INTEGRAL.



DONDE:

- A = DIAMETRO EXTERIOR.
- B = DIAMETRO INTERIOR.
- C ó C.B. = DIAMETRO DEL CIRCULO DE BARRENOS.
- E.H. = DIAMETRO DE LA BASE DEL HUB.
- K = DIAMETRO DEL PUNTO DE SOLDADURA DEL HUB.
- L = ALTURA DEL HUB.
- R = DIAMETRO DEL REALCE DE LA CARA.
- T = ESPESOR.

- R** = Distancia radial desde el diámetro medio del barrenado del perno al diámetro exterior de la brida, en pulgadas.
- R** = Distancia radial desde el inicio del hub hasta el diámetro medio del barrenado del perno, en pulgadas.
- go** = Espesor del carrete ó canal, en pulgadas.
- gi** = Altura del hub, en pulgadas.
- h** = Longitud del hub, en pulgadas.
- Am** = Área requerida de pernos, en pulg².
- Ab** = Área total de los pernos, en pulg².
- Ap** = Área transversal en la raíz de los pernos, en pulg².
- Er** = Espaciamiento real de pernos, en pulgadas.
- hd** = Distancia radial desde el círculo de barrenos hasta el diámetro donde actúa HD (diámetro exterior de la envolvente), en pulgadas.
- hg** = Distancia radial desde el centro del empaque al círculo de barrenos, en pulgadas.
- hI** = Distancia radial desde el círculo de barrenos hasta el diámetro donde actúa HT (diámetro exterior de la envolvente), en pulgadas.
- H** = Fuerza total hidrostática actuando sobre el área comprendida por el diámetro medio del empaque "G", en libras.
- HG** = Carga del empaque, en libras.
- HD** = Fuerza hidrostática sobre el área interna de la brida, en libras.
- HT** = Diferencia entre la fuerza total hidrostática y la fuerza hidrostática sobre el área interna de la brida, en libras.
- Mo** = Momento total que actúa sobre la brida para las condiciones de operación, en pulgadas-libras.
- MD** = Componente del momento debido a HD, pulgadas-libras.
- MG** = Componente del momento debido a HG, pulgadas-libras.
- MT** = Componente del momento debido a HT, en pulgadas-libras.
- P** = Presión de diseño, en libras/pulg².

Sa = Esfuerzo máximo permisible del material de los pernos a temperatura atmosférica.

Sfa= Esfuerzo máximo permisible del material de la brida a temperatura atmosférica.

Sb = Esfuerzo máximo permisible del material de los pernos a temperatura de diseño.

Sfo= Esfuerzo máximo permisible del material de la brida a temperatura de diseño.

W = Carga de pernos para diseño de la brida, en libras.

Ww1= Carga de pernos requerida, en libras.

MATERIAL.

El material de las bridas unión es por lo general acero forjado, cuya especificación con el Código ASME corresponde a SA-105, aunque pueden existir otros materiales que se seleccionarán de acuerdo a las necesidades de cada equipo.

Los birlos y tuercas deberán ser de alta resistencia y se identifican con la especificaciones SA-193 Gr. B7 Y SA-194 Gr. 2H, respectivamente.

CORROSION.

También se toma en cuenta la tolerancia por corrosión que dependerá del fluido que estará en contacto con la brida, temperatura de operación y material seleccionado, por lo que consideraremos 1/16" (1.60 mm) para bridas bajo diseño TEMA "B" y "C", y 1/8" (3.20 mm) para TEMA "R".

La tolerancia por corrosión sólo se aplicará por el diámetro interior de la brida y todos los cálculos estarán basados en las dimensiones de condiciones corroidas.

EMPAQUES.

Siempre que se utilicen empaques, se deberá tomar en cuenta lo siguiente:

a) Deberán ser de una sola pieza.

- b) El ancho mínimo en la periferia de los empaques será de 3/8" (9.52 mm), para corazas de 23" (584 mm) de diámetro nominal y menores y de 1/2" (12.7 mm) para diámetros de coraza mayores, (TEMA RCB-6.3).
- c) El ancho de los empaques en las venas para las placas de pasos de los cabezales no será menor de 1/4" (6.35 mm) para diámetros de 23" (584 mm) y menores y de 3/8" (9.52 mm) para diámetros mayores, (TEMA RCB-6.4).
- d) Después de haber considerado el ancho mínimo del empaque (punto b y c), se deberá verificar si este es el adecuado para las condiciones reales de operación.

VI.7.1 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE LAS BRIDAS INTEGRALES.

Para llevar a cabo el diseño, será necesario utilizar conjuntamente el formato de la brida integral que aparece en la Fig. VI.7.1.1 y seguir los siguientes pasos:

Además de usar la Fig. VI.7.1.1, también se tiene la Fig. VI.7.1.2 donde se indican en forma ilustrativa las cargas y brazos de palanca que actúan en ella.

VI.7.2 REGISTRAR LOS DATOS CONOCIDOS.

Anotar en la hoja de cálculo los datos conocidos de diseño, como son presión y temperatura de diseño, materiales de la brida y pernos, los valores de los esfuerzos del material de la brida y pernos a temperatura de diseño y atmosférica.

VI.7.3 SELECCION DEL EMPAQUE.

Seleccionar el material y tipo de empaque, tipo de cara de la brida, factor "m", esfuerzo "Y", y el valor "bo" en función del ancho total "N", de acuerdo a las Tablas VI.7.3.1 y VI.7.3.2.

Donde:

- N = Ancho del empaque requerido en su periferia, en pulgadas
- Y = Esfuerzo de asentamiento del empaque, en libras/pulg².
- b = Ancho efectivo de asentamiento del empaque, en pulgadas.
- bo = Ancho de asentamiento básico del empaque, en pulgadas.

FIGURA VI.7.1.1

CONDICIONES DE DISEÑO:		CÁLCULO DEL ENFAQUE Y BARRAS			
PRESIÓN DE DISEÑO, P		FSI	DETALLE DEL ENFAQUE	CORA DE LA BARRA	DE LAS FIGURAS No. VI.7.1 y VI.7.2
TEMPERATURA DE DISEÑO, T		FSI			M =
TIP. MATERIAL DE LA BARRA					D =
CATEG. DE FERRIS					T =
CONDICIÓN FERRISILE		FULL			D =
ESPEZOR FERRISILE	TEMP. DISEÑO S ₀	FSI	$hD = 20W \sqrt{P}$	$h = \text{EL MÁS DE } h_0/250 \text{ O } h_0/50$	
DE FERRIS	TEMP. ATMOSF. S _a	FSI	$h = \sqrt{P/PFA}$	$h_0 = h_0 + h_0$	
			$h_0 = C_1 S_{10} + A_0 S_0$		
ESPEZOR FERRISILE	TEMP. DISEÑO S ₀	FSI	VERIFICAR ANCHO DEL ENFAQUE (SEGUN CORA FERRISILE) = $h_0 S_{10} PFA$		
DE BARRA	TEMP. ATMOSF. S _a	FSI			
CARGA	C A R G A	X	BRACO DE PALANCA	M O M E N T O	
OPERACION	$h_0 + W_0^2 PFA$		$h_0 + R + 0.5 P_0$	$h_0 + h_0 P_0$	
	$h_0 + h_0 = h$		$h_0 + 0.5 C - G$	$h_0 + h_0 G$	
	$h_0 + h - h_0$		$h_0 + 0.5 R + h_0$	$h_0 + h_0 R$	
ASENTAMIENTO DEL ENFAQUE	$h_0 + W$		$h_0 + 0.5 C - G$	$h_0 + h_0 G$	
				h_{max}	
R max. = el mayor de h_0 o $h_0 (S_{10}/S_a)$				h_{max}	
Si el asentamiento de pernos excede C_{max} , aplicar el factor de corrección.			F.C. = $\sqrt{\frac{\text{Asentamiento pernos}}{C_{max}}}$	$h = \frac{B}{h_{max} (F.C.)}$	
		CONSTANTES DE FORMA			
		$A = h/g_0$	$h_0 = \sqrt{B/g_0}$		
		DE LA FIGURA No. VI.7.16-1	$Z =$	h/h_0	$E =$
			$U =$	DE LA FIG. No. VI.7.13-1	$I =$
		h/g_0	$h = E - Z$		
		$d = U \text{ HO } g_0^2$			
		$L = \text{LARG. ENFAQUE}$			
		$h = h_0 + t$			
		$h = h_0 + t + t$			
		$h = h_0 + t$			
$h = h_0 + t$					
$h = h_0 + t$					
ESPEZOR FERRISILE	ESPEZOR CALCULADO:				
S ₀	Espesor estructural en el DUB. $2h = PFA S_0^2$				
S ₁₀	Espesor lateral en la OJETA. $2h = C \sqrt{PFA}$				
S ₁₀	Espesor transversal en la BARRA. $2h = (W/PFA) \sqrt{P} - S$				
S ₁₀	Usar el mayor de $C_1 S_{10} + S_0$ O $0.5 S_{10} + S_0$.				

FIGURA VI.7.1.2 CARGAS Y BRAZOS DE PALANCA QUE ACTUAN EN LAS BRIDAS UNION TIPO INTEGRAL.

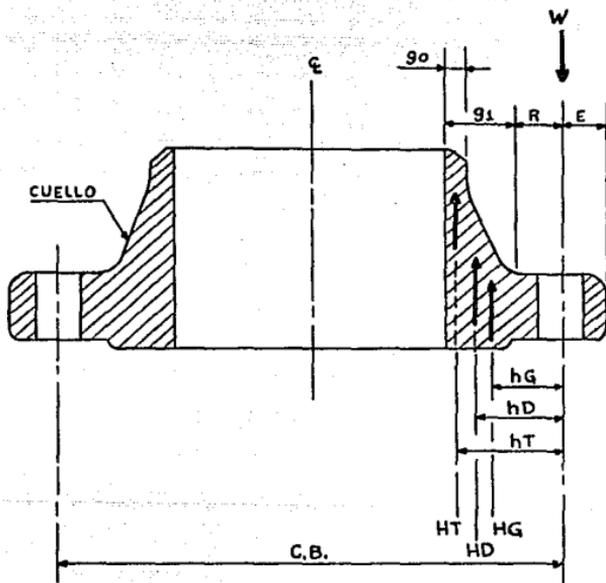
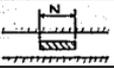
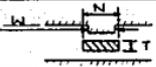
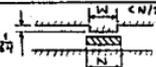
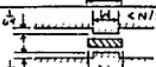
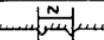
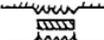
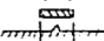


Tabla 21.2.3.1 VALORES DE m_c Y TIPOS DE EMPAQUES.

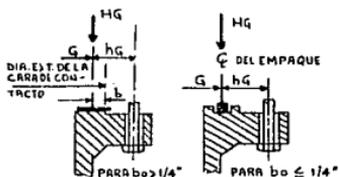
MATERIALES DE EMPAQUES	FACTOR DEL EMPAQUE α	ESFUERZO DE ASIENTAMIENTO γ	TIPO DE EMPAQUE	LIMITACIONES DE CARGA	USAR COLUMNA
HULE SIN TELIDO O ALTO PORCENTAJE DE FIBRA DE ASBESTO	DUREZA MENOR DE 75 DUREZA DE 75 O MAYOR	0.50 1.00	0 200	 1a, 1b, 4, 6 SOLAMENTE	II
ASBESTO CON AGILTAMIENTO APROPIADO PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8" DE ESPESOR 1/16" DE ESPESOR 1/32" DE ESPESOR	2.00 2.75 3.50	1600 3700 6500	 1a, 1b, 4, 6 SOLAMENTE	II
HULE CON FIBRA DE ALGODON INSERTADA		1.25	400	 NINGUNA	II
HULE CON FIBRA DE ASBESTO INSERTADA, CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 CAPAS 2 CAPAS 1 CAPA	2.25 2.50 2.75	2200 2900 3700	   NINGUNA	II
FIBRA VEGETAL		1.75	1100	 1a, 1b, 4, 6	II
ESPIRAL METALICO RELLENO DE ASBESTO	ACERO AL CARBON ACERO INOXIDABLE	2.50 3.00	2900 4500	 1a SOLAMENTE	II
ACERO DENTADO	ASBESTO FORRADO	2.75	3700	 1a SOLAMENTE	II
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO RELLENO DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2900 3700 4500 5500 6500	  1a SOLAMENTE	II
METAL CORRUGADO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7600	 1a SOLAMENTE	II
METAL PLANO RELLENO DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5500 6500 7600 8000 9000 9000	    1a, 2 ^a SOLAMENTE	II
HIERRO ACANALADO O ACERO SUAVE CON O SIN METAL ENCAJANTADO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.25 3.50 3.75 4.00 4.25	5500 6500 7600 8800 10100	  1a, 1b, 2, 3 SOLAMENTE	II
METAL SOLIDO PLANO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	8800 13000 18000 21800 26000	 NINGUNA	I
JUNTA TIPO ANILLO	HIERRO O ACERO SUAVE NIOBEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	5.50 6.00 6.50	18000 21800 26000	 8 SOLAMENTE	I

UNA SUPERFICIE CON DISEÑO EN UN EMPAQUE, DEBE ESTAR EN CONTACTO CON LA SUPERFICIE LISA DE LA CARGA DE ASIENTAMIENTO Y NUNCA CON OTRA FIBRA.

TABLA VI. 7. 3. 2 ANCHO EFECTIVO "N" DEL EMPAQUE.

TIPO DE CARA	ANCHO DE ASIENTAMIENTO BASICO "bn"	
	COLUMNA I	COLUMNA II
1a. 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b. 	$\frac{W+T}{2} \left(\frac{W+N}{4} \text{ MAX.} \right)$	$\frac{W+T}{2} \left(\frac{W+N}{4} \text{ MAX.} \right)$
2. 	$\frac{W+N}{4}$	$\frac{W+3N}{8}$
3. 	$\frac{W}{2} \left(\frac{N}{4} \text{ MIN.} \right)$	$\frac{W+N}{4} \left(\frac{3N}{8} \text{ MIN.} \right)$
4. 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5. 		
6. 		
7. 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
8. 	$\frac{D}{4}$	-----

Localización de la carga de reacción del empaque.



Ancho efectivo de asentamiento del empaque "bo"

$b \leq bo$	Cuando $bo \leq 1/4"$
$b \leq \frac{\sqrt{D^2 - b^2}}{2}$	Cuando $bo > 1/4"$

$$b = b_0 \quad \text{cuando} \quad b_0 \leq 1/4''$$

$$b = \frac{\sqrt{b_0}}{2} \quad \text{cuando} \quad b_0 > 1/4''$$

m = Factor de empaque.

VI.7.4 CALCULO DE FUERZAS.

a) $Wm2$ = Fuerza requerida para asentar el empaque, en libras.

$$Wm2 = b \pi G Y$$

b) Hp = Carga de presión total sobre el empaque, requerida para mantener una junta sellada en condiciones de operación, en libras.

$$Hp = 2 \pi b G m P$$

c) H = Fuerza hidrostática total que releva el empaque de la presión producida por la carga de pernos, en condiciones de operación, en libras.

$$H = 0.785 G P^2$$

d) $Wm1$ = Carga de los pernos requerida para condiciones de operación, en libras.

$$Wm1 = Hp + H$$

VI.7.5 CALCULO DEL AREA REQUERIDA DE PERNOS.

En primer lugar se determinará el área transversal de pernos mínima requerida, considerando la carga de pernos requerida por asentamiento del empaque " $Wm2$ " y la carga requerida en condiciones de operación " $Wm1$ ", se elige la mayor de ellas y se divide entre el esfuerzo máximo permisible del material de los pernos a la temperatura atmosférica ó de diseño:

Usar el mayor valor de:

$$A_m = \frac{Wm1}{Sb}$$

ó

$$A_m = \frac{Wm2}{Sa}$$

VI.7.6 ESTABLECIMIENTO DEL NUMERO DE PERNOS.

De acuerdo al área transversal en la raíz "Ap", de cada perno seleccionado (ver Tabla VI.7.6.1), se determina el número mínimo de pernos requerido, con la siguiente expresión:

$$N_{pm} = \frac{A_m}{A_p}$$

El resultado de la ecuación anterior se deberá aproximar al valor entero superior más próximo a un múltiplo de 4 (TEMA RCB 11.24), y de esta forma obtendremos el número real de pernos "Np".

Teniendo el número de pernos requerido, se procede a determinar el área total resultante de todos los pernos "Ab":

Ab = (No. de pernos) (área en la raíz de cada perno),
en pulgadas cuadradas.

Del resultado de la ecuación anterior, tenemos que si Ab es mayor que Am, el número seleccionado de pernos esta correcto.

Habiendo calculado el número real de pernos, podemos determinar el espaciamiento real de éstos:

$$E_r = \frac{\pi C}{N_p}$$

Donde:

E_r = Espaciamiento real de pernos, en pulgadas.

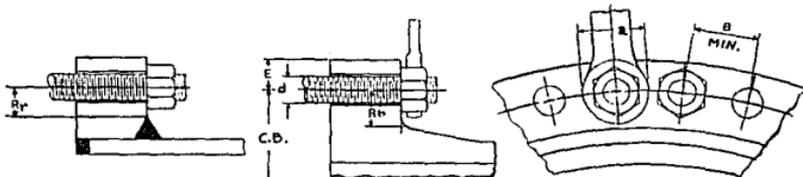
C = Diámetro del círculo de barrenos, en pulgadas.

N_p = Número de pernos.

TABLA VI.7.6.1 DIMENSIONES DE PERNOS PARA BRIDAS UNION.

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS.

TIPO DE PERNOS	H / D S	ÁREA DE RAÍL	DIMEN. ENTRE PLACAS	DILATERAS ENTRE ESQUINAS	ESPACIO MINIMO B MIN.	DISTANCIA RADIAL R _d	DISTANCIA RADIAL R _r	DISTAN. AL BORDE DE LA LLAVE E	DIAPETRO PERNOS	DIAPETRO PERNOS
dB	NÚMERO HILOS	IN. ²	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.
1/2	13	0.126	3/4	0.969	1 1/2	1 1/2	3/4	1/2	1 1/2	1 1/2
3/4	11	0.202	1 1/4	1.175	1 1/2	1 1/2	3/4	1/2	1 1/2	1 1/2
3/4	10	0.302	1 1/4	1.383	1 1/2	1 1/2	1 1/4	1 1/4	2 1/4	1 1/2
7/8	9	0.419	1 1/2	1.589	2 1/4	1 1/2	1 1/4	1 1/4	2 1/2	1 1/2
1	8	0.551	1 1/2	1.795	2 1/2	1 1/2	1 1/4	1 1/4	2 1/2	1 1/2
1 1/8	6	0.728	1 1/2	2.062	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	1 1/2
1 1/8	8	0.929	2	2.209	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3 1/2	1 1/2
1 1/8	8	1.155	2 1/4	2.415	3 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3 1/2	1 1/2
1 1/8	8	1.405	2 1/2	2.622	3 1/2	2	1 1/2	1 1/2	3 1/2	1 1/2
1 1/8	8	1.680	2 1/2	2.828	3 1/2	2 1/2		1 1/2	4	1 1/2
1 1/8	8	1.980	2 1/2	3.035	3 1/2	2 1/2		1 1/2	4 1/2	1 1/2
1 1/8	8	2.304	2 1/2	3.242	4	2 1/2		1 1/2	4 1/2	1 1/2
2	8	2.657	3 1/2	3.449	4 1/2	2 1/2		2	4 1/2	2
2 1/4	8	3.423	3 1/2	3.852	4 1/2	2 1/2		2 1/2	5 1/2	2 1/2
2 1/4	8	4.142	3 1/2	4.275	5 1/2	3 1/2		2 1/2	5 1/2	2 1/2
2 1/4	8	5.259	4 1/2	4.688	5 1/2	3 1/2		2 1/2	6 1/2	2 1/2
3	8	6.324	4 1/2	5.102	6 1/2	3 1/2		2 1/2	7	3
3 1/2	8	7.487	5	5.515	6 1/2	3 1/2		3	7 1/2	3 1/2
3 1/2	8	8.749	5 1/2	5.928	7 1/2	4 1/2		3 1/2	8	3 1/2
3 1/2	8	10.108	5 1/2	6.341	7 1/2	4 1/2		3 1/2	8 1/2	3 1/2
4	8	11.566	6 1/2	6.755	8 1/2	4 1/2		3 1/2	9	4



En la Tabla VI.7.6.1 indica el espaciamento mínimo (E min) permitido para diferentes diámetros de pernos, el cuál deberá ser comparado con el espaciamento real que resulte de aplicar la fórmula anterior, si se cumple que Er es mayor ó igual que E min, el cálculo es correcto y no existirá ningún problema para su instalación, en caso contrario será necesario seleccionar un diámetro de pernos mayor al considerado y calcular el número mínimo de pernos, repitiendo el procedimiento hasta cumplir con la desigualdad indicada.

VI.7.7 CALCULO DE LA CARGA DE PERNOS PARA DISEÑO DE LA BRIDA "W".

$$W = \frac{(A_m + A_b) S_a}{2} \quad \text{en libras.}$$

W = Carga de pernos para diseño de la brida, en libras.

VI.7.8 COMPROBAR QUE EL ANCHO DEL EMPAQUE "N" ES EL ANCHO MÍNIMO REQUERIDO "N MIN".

Esta comprobación se realizará con la siguiente fórmula:

$$N \text{ min} = \frac{A_b S_a}{2y \pi G}$$

Si después de aplicar esta fórmula, obtenemos que $N > N \text{ min}$, el ancho del empaque es satisfactorio, en caso contrario se deberá seleccionar al principio otro ancho de empaque y efectuar todos los cálculos descritos anteriormente, hasta obtener un ancho real mayor al mínimo requerido.

VI.7.9 CALCULO DE MOMENTOS.

Los momentos que se requiere calcular en las bridas para condiciones de operación de la misma brida y para asentamiento del empaque, son el resultado de multiplicar las cargas por sus brazos de momento. El brazo de momento se determina por la

posición relativa del círculo de barrenos con respecto a la posición en que actúa la carga, se deberá despreciar cualquier reducción posible en el brazo de momento debido al acoplamiento entre brida y espejo, ó bien a causa de cambios internos de la línea de acción de los pernos.

VI.7.10 CONDICIONES DE OPERACION.

Para condiciones de operación, las cargas y fuerza que actúan sobre la brida se podrán calcular con las siguientes fórmulas:

C A R G A	x	BRAZO DE PALANCA	=	M O M E N T O
$HD = 0.785 B^2 P$		$hD = R + 0.5 g_1$		$MD = HD hD$
$HG = W_1 - H$		$hG = 0.5 (C - G)$		$MG = HG hG$
$HT = H - HD$		$hG = 0.5(R+g_1+hG)$		$MT = HT hT$

El momento total "Mo" es la suma de tres momentos Md, Mg y Mt, ó sea:

$$Mo = MD + MG + MT$$

Donde:

Mo = Momento total que actúa sobre la brida para las condiciones de operación, en pulgadas-libras.

Md = Componente del momento debido a Hd, pulgadas-libras.

Mg = Componente del momento debido a Hg, pulgadas-libras.

Mt = Componente del momento debido a Ht, en pulgadas-libras.

H = Fuerza total hidrostática actuando sobre el área comprendida por el diámetro medio del empaque "G", en libras.

HD = Fuerza hidrostática sobre el área interna de la brida, en libras.

HT = Diferencia entre la fuerza total hidrostática y la fuerza hidrostática sobre el área interna de la brida, en libras.

HG = Carga del empaque (diferencia entre la carga de pernos para diseño de la brida "W" y la fuerza total hidrostática), en libras.

Ww1= Carga de pernos requerida, en libras.

VI.7.11 CONDICIONES DE ASENTAMIENTO.

Para condiciones de asentamiento, la carga que actúa sobre la brida se podrá calcular con la siguiente fórmula:

$$\begin{array}{l} \text{C A R G A} \quad \times \quad \text{BRAZO DE PALANCA} \quad = \quad \text{M O M E N T O} \\ \\ \text{HG} = \text{W} \quad \quad \quad \text{hg} = 0.5(\text{C} - \text{G}) \quad \quad \quad \text{Ma} = \text{HG hg} \end{array}$$

VI.7.12 ESTABLECIMIENTO DEL DIÁMETRO DEL CÍRCULO DE BARRENOS Y EL DIÁMETRO MAYOR DEL CUELLO DE LA BRIDA, TAMAÑO DEL BARRENO PARA PERNOS Y DIÁMETRO EXTERIOR DE LA BRIDA.

El diámetro del círculo de barrenos depende del empaque y las dimensiones de la cara de la brida, se deberá mantener la distancia radial "R" indicada en la Tabla VI.7.6.1 entre el círculo de barrenos y el diámetro mayor del cuello.

Se sugiere obtener primeramente el diámetro mínimo del círculo de barrenos, mediante el cálculo del espesor g_1 que es el espesor de la base del cuello, de acuerdo al siguiente rango de valores recomendado:

$$2 \text{ go} \leq g_1 \leq 2.5 \text{ go}$$

Después de tener el valor tentativo de g_1 , el diámetro mínimo del círculo de barrenos será:

$$C = B + 2g_1 + 2R$$

En caso de que esta dimensión de "C" resultara pequeña para el acomodamiento de pernos, será necesario consultar la Tabla VI.7.6.1, en cuyo caso el apertado establecerá el diámetro mínimo del círculo de barrenos.

El diámetro de barreno "D.B." debe incluir una tolerancia que de libertad al cruce de los pernos a través de la perforación, esta tolerancia puede ser de 1/16" diametral para pernos menores ó iguales a 1" de diámetro y de 1/8" para pernos mayores.

El diámetro exterior de la brida "A" se determina como sigue: al diámetro del círculo de barrenos "C" se le deberá sumar dos veces el valor de "E" que está en función del diámetro del perno.

VI.7.13 DESARROLLO DE LAS PROPORCIONES DEL CUELLO DE LA BRIDA.

Tenemos que la inclinación máxima permitida por el Código ASME para cuellos de bridas que disminuyen su espesor gradualmente es 1:3, debido a que es conocido el dato "go", ya que es igual al espesor de la envolvente donde colocaremos la brida y el valor de "g1" ya fue establecido anteriormente (ver inciso VI.7.12), entonces la longitud del cuello "h" debe ser tal que proporcione una inclinación de 1:3 entre estas dos dimensiones.

Una vez establecidas estas dimensiones debemos verificar si se cumplen los requerimientos con respecto al factor de corrección de esfuerzos "f".

El factor "f" es función de las proporciones del cuello e involucra las relaciones g1/go y h/ho, donde:

$$ho = \sqrt{B go}$$

y su valor indica la relación del esfuerzo en el extremo pequeño del cuello con el esfuerzo en el extremo grande, su valor se obtiene de la Fig. VI.7.13.1 y nunca deberá exceder de 1.25, a fin de evitar una gran diferencia entre los esfuerzos contenidos en esta relación.

Cuando tenemos que el valor de "f" es igual ó menor que 1, esto significa que el esfuerzo máximo en el cuello ocurre en el extremo grande y cuando resulta un valor menor que 1, deberá emplearse el valor de 1 como mínimo.

Si las proporciones del cuello establecidas tentativamente dan como resultado un valor de "f" mayor de 1.25, deberá ajustarse la longitud del cuello "h" y el espesor "g1" ó ambos, con el fin de obtener un valor de "f" igual ó menor de 1.25.

VI.7.14 CALCULO DEL VALOR DEL MOMENTO "M".

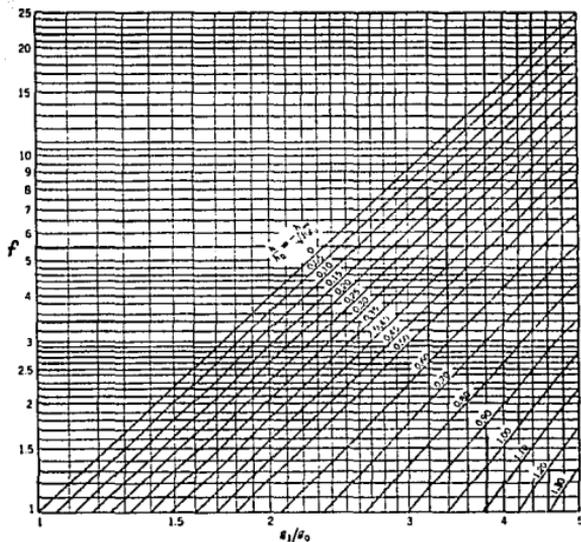
El valor del momento "M" total se calculará de la siguiente forma:

M max será el valor mayor de:

$$Mo \text{ ó } Ma \times \frac{Sfo}{Sfa}$$

FIGURA VI.7.13.1

FACTOR DE CORRECCION DE ESFUERZOS EN EL CUELLO, "f".



$L = 1.0$ MINIMO.

$L = 1.0$ PARA CUELLOS DE ESPESOR UNIFORME

($r_1 / r_0 = 1$)

Por lo tanto:

$$M = \frac{M \text{ max}}{B}$$

En esta parte es necesario revisar el espaciamiento de los pernos para verificar que no exceda del valor $(2a + t)$, ya que en caso contrario se deberá aplicar un factor de corrección "FC".

Por lo tanto:

$$F.C. = \frac{\text{Espac. pernos}}{2d + t}$$

Donde:

d = diámetro del perno, en pulgadas.

t = Espesor de la brida, en pulgadas (propuesto).

y tendremos:

$$M = \frac{(M \text{ max}) (F.C.)}{B}$$

VI.7.15 CONSTANTES DE FORMA.

Las constantes de forma, son datos que nos servirán para encontrar factores que serán usados más adelante en el cálculo de los esfuerzos longitudinal, tangencial y radial que actúan en la brida.

VI.7.16 CONSTANTES DE FORMA K, T, Z, Y, U.

El valor de $K = A/B$ y las constantes T, Z, Y, U pueden ser tomadas de la Fig. VI.7.16.1.

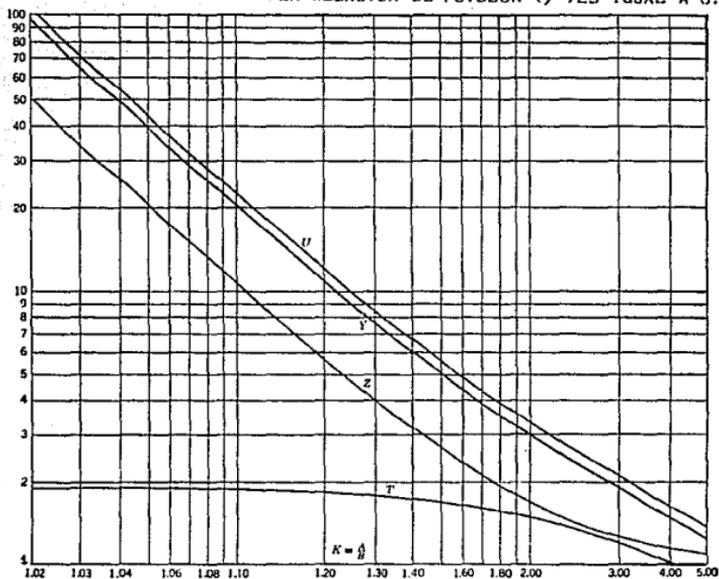
VI.7.17 CONSTANTES DE FORMA F, V.

Estas constantes pueden ser tomadas de la Fig. VI.7.17.1.

VI.7.18 CONSTANTE DE FORMA f.

Esta constante puede ser tomada de la Fig. VI.7.13.1.

FIGURA VI.7.16.1 VALORES DE "T", "U", "Y", "Z", CUANDO LA RELACION DE POISSON (μ) ES IGUAL A 0.3



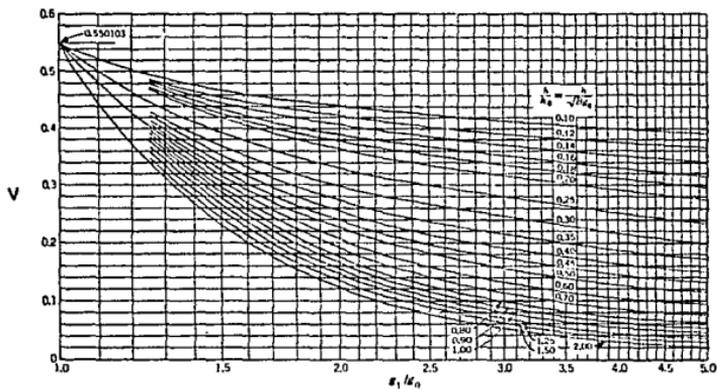
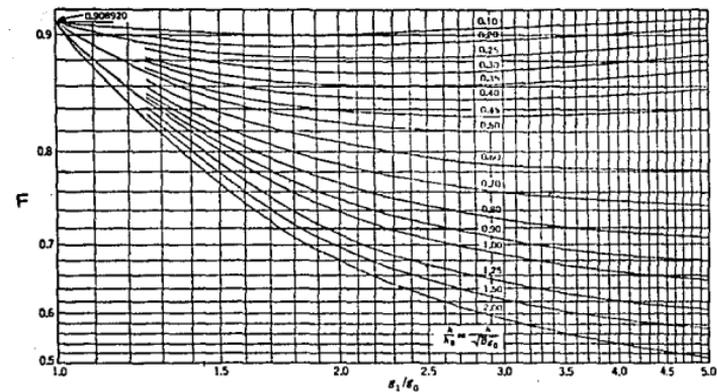
$$T = \frac{K^2(1 + 8.55246 \log_{10} K) - 1}{(1.04720 + 1.9448 K^2)(K - 1)}$$

$$U = \frac{K^2(1 + 8.55246 \log_{10} K) - 1}{1.36136 (K^2 - 1)(K - 1)}$$

$$Y = \frac{1}{K + 1} \left(0.66845 + 5.71690 \frac{K^2 \log_{10} K}{K^2 - 1} \right)$$

$$Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$$

FIGURA VI.7.17.1 VALORES DE "F" Y "V".



VI.7.18 FACTORES e, d.

Después de haber obtenido las constantes de forma, a continuación procederemos a determinar los siguientes factores:

$$e = \frac{F}{ho} \quad \text{y} \quad d = \frac{U}{V} ho go^2$$

VI.7.19 DETERMINACION DE LOS FACTORES:

Estos factores serán calculados en base a un espesor supuesto "t" que se le asigna a la brida y a las constantes y factores antes determinados.

Los factores $\alpha, \varrho, \gamma, \delta, \lambda$ se calcularán con las siguientes fórmulas:

$$\alpha = te + 1$$

$$\varrho = 4/3 te + 1$$

$$\gamma = \alpha/T$$

$$\delta = t^3/d$$

$$\lambda = \gamma + \delta$$

VI.7.20 CALCULO DE ESFUERZOS LONGITUDINAL, RADIAL Y TANGENCIAL.

Después de haber realizado todo el procedimiento anterior para calcular esfuerzos, constantes y factores, a continuación procederemos a determinar los esfuerzos longitudinal, radial y tangencial que actúan sobre la brida para condiciones de operación y asentamiento del empaque, esto es con el fin de compararlos con los esfuerzos máximos permisibles de diseño, que es lo que nos indicará si las dimensiones y espesor propuesto son los correctos ya que en caso de tener esfuerzos calculados mayores ó muy pequeños a los permisibles, será necesario recalcular con otro valor supuesto de "t" hasta que los esfuerzos calculados resulten menores a los permisibles, pero próximos entre sí.

Esfuerzo

Máximo

permisible:

Esfuerzos calculados:

$$1.5 Sfo \quad \text{Esfuerzo longitudinal en el cuello, } SH = fM/\lambda g^2$$

$$Sfo \quad \text{Esfuerzo Radial en la brida, } SR = \varrho H/\lambda t^2$$

Sfo Esfuerzo tangencial en la brida, $ST = (MY/t) - (Z SR)$

Sfo Usar el mayor de: $0.5 (SH + SR)$ ó $0.5 (SH + ST)$

PRACTICAS RECOMENDABLES:

- a) Ya que no se conoce ningún método para determinar que espesor supuesto "t" se debe usar, a continuación se sugiere una forma sencilla de aproximación para los diseñadores con poca experiencia:

$$t = 0.72 \frac{MY}{Sfo}$$

De acuerdo al resultado de esta expresión, tendremos la base para ajustar el valor supuesto del espesor de la brida y con experiencia sólo será necesario de 2 ó 3 suposiciones.

- b) Cuando el valor del esfuerzo "SH" sea muy grande y ocasione un incremento no razonable del espesor de la brida, el diseñador deberá reforzar las proporciones del cuello, normalmente esto se logra alargando el cuello y aumentando el espesor "g1".

VI.7.21 RESUMEN DEL PROCEDIMIENTO PARA DISEÑO DE BRIDAS INTEGRALES.

A continuación se presentará en una forma resumida los pasos a seguir en el diseño de las bridas integrales, de acuerdo al procedimiento descrito anteriormente.

- 1.- Tener a la mano la hoja de cálculo de la brida.
- 2.- Anotar en la hoja de cálculo todos los datos relacionados a las condiciones de diseño.
- 3.- Seleccionar el material del empaque y el tipo de cara, establecer la cara y dimensiones del empaque, registrando los valores de N, Y, b, m.
- 4.- Calcular las fuerzas $Wm2$, HP, H, $WM1$.
- 5.- Calcular el número y diámetro de los pernos, así como verificar el ancho del empaque.
- 6.- Fijar las proporciones del cuello de la brida (g0, g1, h) y el círculo de barrenos "C", determinar el valor de "f" y ajustar, en caso de ser necesario los valores de "g1" y "h".

- 7.- Elaborar un dibujo de la sección de la brida con las dimensiones, fuerzas y brazos de momento indicados, excepto "t".
- 8.- Determinar los brazos de momento y calcular los momentos para las condiciones de operación y asentamiento de empaque.
- 9.- Calcular el valor del esfuerzo "M", para ambos casos de "Mo" en condiciones de operación y "Ma" para condiciones de asentamiento del empaque, verificar el espaciamiento de los pernos y si es necesario aplicar el factor de corrección "FC" y ajustar el esfuerzo "M".
- 10.- Calcular las constantes de forma de acuerdo a los datos que se tienen establecidos.
- 11.- Proponer un valor para el espesor "t" de la brida y proceder a calcular los esfuerzos longitudinal, radial y tangencial.
- 12.- Si los esfuerzos calculados son mayores ó muy pequeños a los permisibles, recalcular con un valor ajustado de "t", hasta obtener valores de los esfuerzos calculados menores a los permisibles, pero próximos entre sí.

VI.8 SELECCION DE LAS MAMPARAS O DEFLECTORES TRANSVERSALES.

Las mamparas son placas planas barrenadas, con un corte en uno de sus extremos, su función es de soportar los tubos y dirigir el fluido que circula por el cuerpo en un sentido previamente seleccionado por el ingeniero de diseño térmico.

Una mala distribución de las mamparas puede ocasionar vibraciones en los tubos y hacerlos fallar, también se deberá tomar en cuenta las holguras indicadas en la Norma TEMA entre éstas y en la envolvente del cambiador, ya que holguras mayores provocará pérdida del flujo a través de ellas.

El área de ventana, es el área del segmento ó sección libre de la mampara menos el área transversal de los tubos comprendidos en ella y es indicada en porcentaje de corte del diámetro interior de la coraza. Este porcentaje de corte se indica en la Hoja de Datos, aunque por dificultad geométrica será necesario localizar el corte sobre la línea de centros de la fila ó columna de tubos más próxima al por ciento especificado ó bien sobre los puntos centrales de los espacios libres comprendidos entre ellas, esto es con la finalidad de evitar secciones agudas y problemas de ensamble ocasionado por la tangencia ó proximidad a ella de la línea de corte de la mampara con las perforaciones del mismo.

Aunque el porcentaje de corte se determina por el diseño térmico, a continuación se proporcionará una fórmula como referencia que puede ser usada para encontrar la altura de corte:

$$H = \frac{D}{2} - \% \text{ de } D$$

Donde:

H = altura del corte, en pulgadas.

D = Diámetro interior de la coraza, en pulgadas.

Entre el diámetro exterior de las mamparas y el diámetro interior de la envolvente deberá existir un claro que no será menor a lo indicado en la tabla VI.8.1. del TEMA.

TABLA VI.8.1.

CLAROS MINIMOS ENTRE LAS MAMPARAS Y LA ENVOLVENTE.
PARA CAMBIADORES DISEÑADOS BAJO TEMA CLASE "C", "B" Y "R".

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

Diámetro interior del cuerpo	Dimensión correspondiente al diámetro interior del cuerpo menos el diámetro exterior de las mamparas.
6 - 17	1/8
18 - 39	3/16
40 - 54	1/4
55 - 60	5/16
61 - 69	5/16
70 - 84	3/8
85 - 100	7/16

El espesor de las mamparas se selecciona de la Norma TEMA y está en función de su espaciamiento y del diámetro interior de la envolvente, según lo muestran las Tablas VI.8.2 y VI.8.3.

TABLA VI.8.2.

ESPEORES MINIMOS DE MAMPARAS DE ACUERDO A TEMA CLASE "R"

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

DIAMETRO INTERIOR DE LA ENVOLVENTE	ESPESOR DE LA MAMPARA				
	Usar la longitud mayor: del espejo a la primer mampara ó la distancia entre dos mamparas.				
	24 y menor	más de 24 hasta 36 inclus.	más de 36 hasta 48 inclus.	más de 48 hasta 60 inclus.	arriba de 60
6 - 14	1/8	3/16	1/4	3/8	3/8
15 - 28	3/16	1/4	3/8	3/8	1/2

29 - 38	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
39 - 60	1/4	3/8	1/2	5/8	5/8
61 - 100	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4

TABLA VI.8.3.

ESPEORES MINIMOS DE MAMPARAS DE ACUERDO A TEMA CLASE "C" Y "B"

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

DIAMETRO INTERIOR DE LA ENVOLVENTE	ESPEOR DE LA MAMPARA					
	Usar la longitud mayor: del espejo a la primer mampara ó distancia entre dos mamparas.					
	12 y menor	más de 12 hasta 24 inclus.	más de 24 hasta 36 inclus.	más de 36 hasta 48 inclus.	más de 48 hasta 60 inclus.	arriba de 60
6 - 14	1/16	1/8	3/16	1/4	3/8	3/8
15 - 28	1/8	3/16	1/4	3/8	3/8	1/2
29 - 38	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
39 - 60	1/4	1/4	3/8	1/2	5/8	5/8
61 - 100	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4

Las últimas dos tablas nos indican el espesor de las mamparas basado en el espaciamento que existirá entre ellas, pero también se deberá tomar en cuenta que hay una separación máxima permitida de acuerdo al TEMA, lo cual está en función del diámetro, material y temperatura a la que operarán los tubos de transferencia.

La máxima longitud de tubos sin soportar, para diferentes materiales se indica en la tabla VI.8.4.

TABLA VI.8.4.

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

MATERIAL DE LOS TUBOS Y LIMITE DE TEMPERATURA (GRADOS F).		
DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS	Acero al carbón (750). Aceros de alta aleación (750). Aceros de baja aleación (850). Niquel-cobre (600). Niquel (850). Acero al cromo-niquel (1000).	Aluminio y sus aleaciones, cobre y sus aleaciones, titanio. Las temperaturas son las permitidas por el Código ASME.
1/4	26	22
3/8	35	30
1/2	44	38
5/8	52	45
3/4	60	52
7/8	69	60
1	74	64
1-1/4	88	76
1-1/2	100	87
2	125	110

Nota: Estas longitudes no consideran los problemas que pudieran existir por vibración, lo cual tendria que ser estudiado en forma separada.

VI.9 PLACAS DE PASOS.

Son placas ó mamparas que están colocadas dentro de los cabezales y sirven para dirigir el flujo a través de los tubos, colocándolas en la posición debida logramos una buena transferencia de calor.

Estas placas están soldadas en los cabezales y su arreglo varía de acuerdo al número de pasos requerido en el equipo, la práctica en la construcción limita el número de pasos por los tubos de 8 a 10 como máximo, por lo que es más recomendable usar una segunda unidad colocada en serie con menos pasos, que usar un cambiador con gran número de ellos.

La figura VI.9.1 muestra los arreglos típico de estas placas para obtener el número de pasos requeridos.

El espesor de las placas de pasos no deberá ser menor al indicado en la Tabla VI.9.1.

TABLA VI.9.1.

ESPEJOR DE LA PLACA DE PASOS.

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS).

DIAMETRO NOMINAL DEL CAMBIADOR	ACERO AL CARBON	MATERIAL ALEADO
Menor de 24	3/8	1/4
De 24 a 60	1/2	3/8
De 61 a 100	5/8	1/2

FIGURA VI.9.1 ARREGLOS TÍPICOS DE LAS PLACAS DE PASOS.
(VISTA DEL CARRETE POSTERIOR)

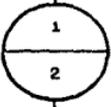
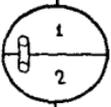
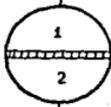
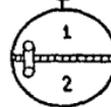
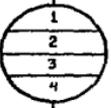
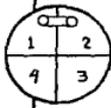
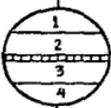
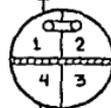
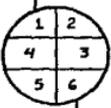
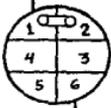
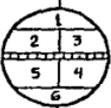
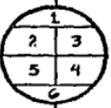
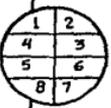
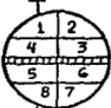
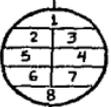
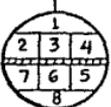
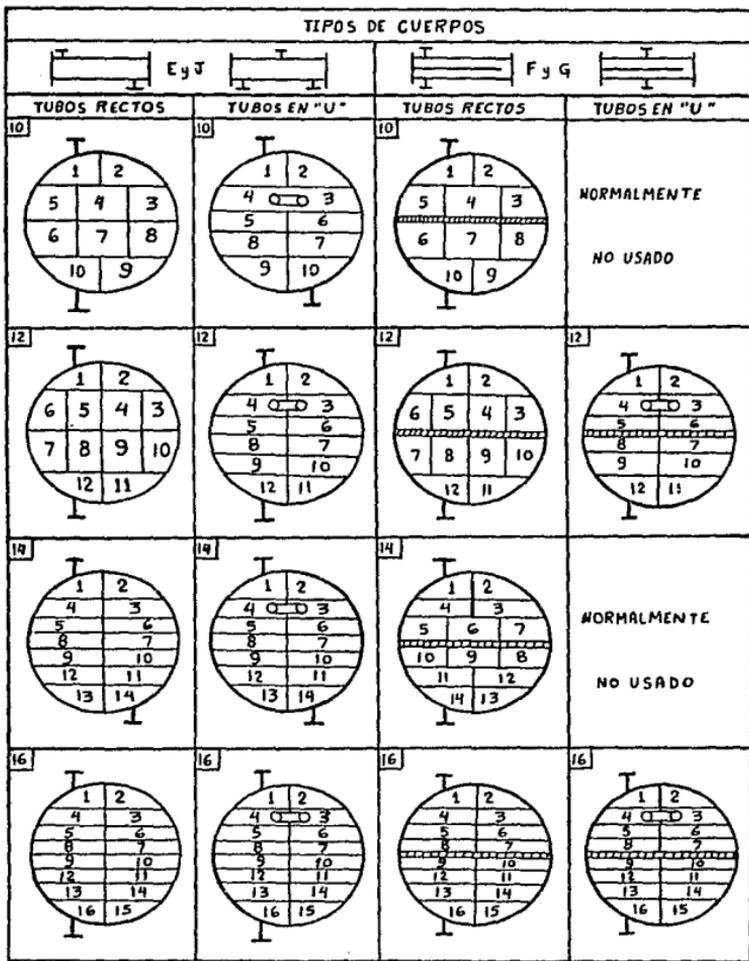
TIPOS DE CUERPOS			
E y J		F y G	
TUBOS RECTOS	TUBOS EN "U"	TUBOS RECTOS	TUBOS EN "U"
2 	2 	2 	2 
4 	4 	4 	4 
6 	6 	6 	NORMALMENTE NO USADO
6 	NORMALMENTE NO USADO	NORMALMENTE NO USADO	NORMALMENTE NO USADO
8 	8 	8 	8 
8 	NORMALMENTE NO USADO	8 	NORMALMENTE NO USADO

FIGURA VI.9.1 ARREGLOS TÍPICOS DE LAS PLACAS DE PASOS.
(VISTA DEL CARRETE POSTERIOR).



VI.10 TIRANTES O VARILLAS TENSORAS.

Esta varillas son fabricadas de barra redonda y su función junto con los tubos espaciadores es lograr una armazón rígida entre las mamparas con uno de los espejos y entre las mismas mamparas, haciendo posible el manejo del haz de tubos como un sólo elemento.

Su número requerido y tamaño están en función del diámetro de la coraza y son distribuidas en toda la periferia de las mamparas, teniendo cuidado en localizarlas también próximas al corte de éstas para evitar problemas de vibración.

Las Tablas VI.10.1 y VI.10.2 muestran el tamaño y cantidad mínima requerida de tirantes, de acuerdo a la Norma TEMA para diferentes diámetros de cambiadores de calor.

TABLA VI.10.1.

DIAMETRO Y CANTIDAD DE TIRANTES DE ACUERDO A TEMA CLASE "R"

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

DIAMETRO NOMINAL DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL TIRANTE	CANTIDAD MINIMA DE TIRANTES
6 - 15	3/8	4
16 - 27	3/8	6
28 - 33	1/2	6
34 - 48	1/2	8
49 - 60	1/2	10
61 - 100	5/8	12

TABLA VI.10.2.

DIAMETRO Y CANTIDAD DE TIRANTES DE ACUERDO A TEMA CLASE "C" Y "D"

(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

DIAMETRO NOMINAL DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL TIRANTE	CANTIDAD MINIMA DE TIRANTES
6 - 15	1/4	4
16 - 27	3/8	6
28 - 33	1/2	6
34 - 48	1/2	8
49 - 60	1/2	10
61 - 100	5/8	12

VI.11 TUBOS ESPACIADORES.

Los tubos espaciadores son secciones de tubo que se colocan entre los espacios de las zamparas y en su interior se introducen los tirantes descritos anteriormente, que en conjunto sirven para dar rigidez al haz de tubos.

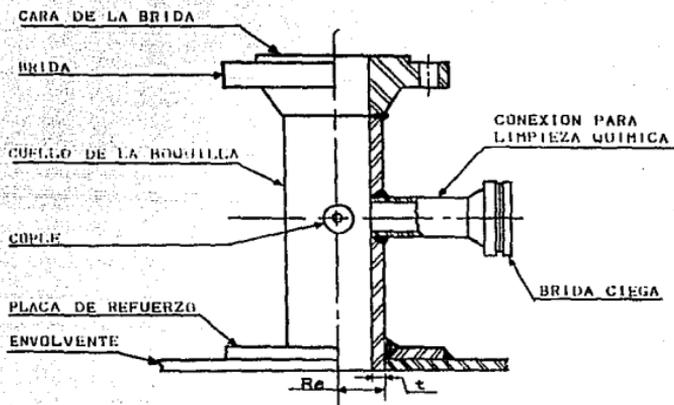
El diámetro y cantidad requerido de acuerdo a la Norma TEMA corresponde al número de tirantes y está indicada en las Tablas VI.10.1 y VI.10.2.

VI.12 BOQUILLAS.

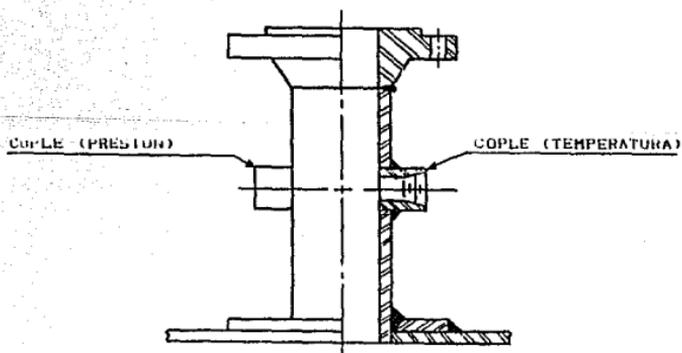
En todo cambiador de calor se presenta la circulación de dos fluidos diferentes dentro de ellos, para lo cual es necesario conectarle al equipo tuberías de alimentación y descarga, para estas conexiones se utilizan las boquillas.

Las boquillas están formadas por un tubo, bridado en uno de sus extremos y soldado al cambiador el otro (ver Fig. VI.12.1).

FIGURA VI.12.1 BUQUILLAS PARA CAMBIADORES.



BUQUILLA CON CONEXION PARA LIMPIEZA QUIMICA.



BUQUILLA CON CONEXIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICION.

Al diseñar las boquillas se deberá tomar en cuenta los siguientes conceptos:

- 1) Deberán ser bridadas, del tipo cuello soldable, deslizable, lap-joint (traslape) ó ciegas, lo cual depende directamente de los datos de diseño, tipo y cara requerido.

Las dimensiones podrán ser tomadas de los catálogos de fabricantes, como el Taylor Forge, que se ha dedicado al diseño de bridas bajo la Norma ASA B16.5, para diámetros hasta de 24". En la Fig. VI.12.2 se encuentran los tipos de bridas estándar para boquillas.

Las Tablas VI.12.1 y VI.12.2 muestran las dimensiones de las bridas estándar para 150 y 300 lb/pulg².

- 2) Las boquillas podrán ser de los siguientes tipos:

- a) Forja bridada integralmente (cuello largo soldable).

- b) El cuello puede ser de tubo sin costura ó placa rolada y soldada longitudinalmente, con una unión soldada a una brida forjada de cuello soldable, las soldaduras aplicadas deberán ser de penetración completa.

- c) Las boquillas de materiales aleados pueden tener cuellos de tubo aleado y bridas tipo lap-joint ó deslizables forjadas en acero al carbón, con labios en la cara de asiento de la misma aleación del cuello.

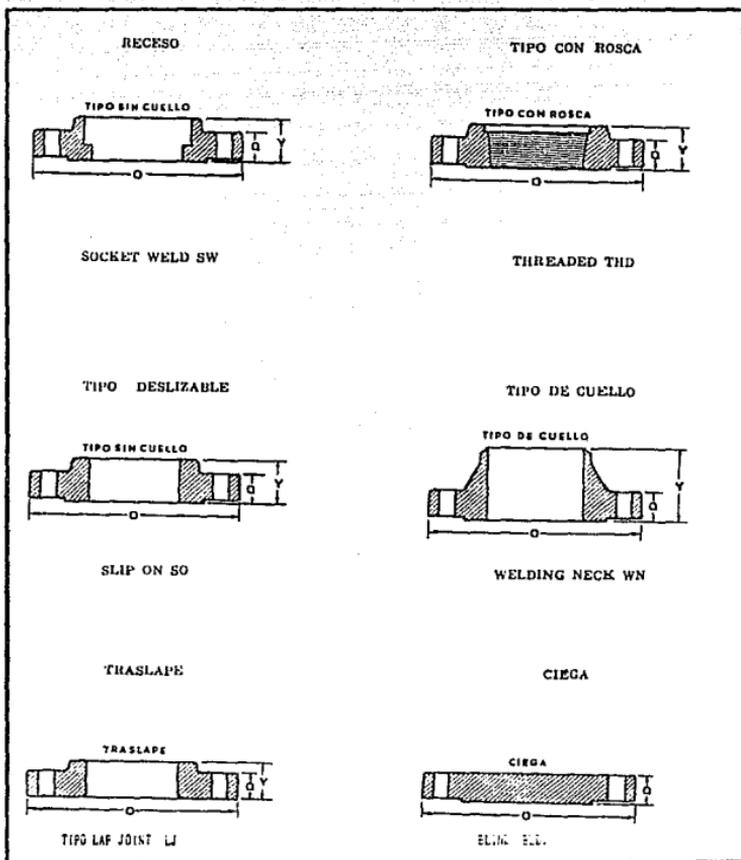
- 3) El espesor del cuello dependerá de la presión interna de diseño, aunque ciertas firmas de ingeniería de diseño establecen como mínimo cédula 80 para boquillas de 8" de diámetro y menores y 1/2" de espesor para boquillas de 10" de diámetro y mayores.

- 4) Todos los puntos altos y bajos del lado coraza y tubos no ventilados y/o drenados de alguna manera, deberán estar provistos con conexiones (coples) de 3/4" de diámetro para 3000 ó 6000 lb/pulg², para ventilación y drenaje.

- 5) Cada boquilla bridada de 4" de diámetro y mayores deberán tener un cople de 3/4" de diámetro 3000 lb/pulg² para medir presión y un cople de 1" de diámetro 6000 lb/pulg² para la medición de la temperatura.

Las boquillas menores de 3" de diámetro y menores, sólo serán provistas de un cople de 3/4" de diámetro 3000 lb/pulg² para medir la presión.

FIGURA VI.12.2 TIPOS DE BHIDAS PARA BOQUILLAS.



TABLAS VI.12.1 Y VI.12.2 DIMENSIONES DE BRIDAS ESTANDAR PARA BOQUILLAS DE 150 Y 300 L.

BRIDAS ESTANDAR CON CARA REALZADA O CARA PLANA



ESPECIFICACIONES

Dimensiones ANSI B 16.5

Material ASTM A105 Grado 1 (3)

150 PSI		REALCE DE LA CARA 15 mm (5/8")										105 Kg/cm ²							
Diámetro nominal	Diámetro exterior (D)	Espesor Q (11) (4)	Altura total "H" (1) (4)										No. de sacros	Diám. del Centro	Diám. de los sacros				
			Con cuello		Interrumpido (2)		Rosca		Rosca		Traspase								
Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm		
1/2	18.75	3/4	38.90	1/2	11.11	1 1/4	47.62	1/2	12.97	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3/4	19.05	3/4	38.42	1/2	11.70	2 1/4	52.54	1 1/2	14.93	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
1	25.40	3/4	38.42	1/2	14.29	2 1/4	55.56	1 1/2	17.46	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
1 1/2	31.75	3/4	38.42	1/2	15.87	2 1/4	57.15	1 1/2	19.05	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
2	38.10	5/8	42.00	1/2	17.46	2 1/4	61.91	1 1/2	22.22	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
2 1/2	44.45	5/8	42.00	1/2	19.05	2 1/4	63.50	1 1/2	25.40	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3	50.80	5/8	42.00	1/2	20.63	2 1/4	65.09	1 1/2	28.87	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3 1/2	57.15	5/8	42.00	1/2	22.22	2 1/4	66.68	1 1/2	31.75	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
4	63.50	5/8	42.00	1/2	23.81	2 1/4	68.27	1 1/2	34.69	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
4 1/2	69.85	5/8	42.00	1/2	25.40	2 1/4	69.86	1 1/2	37.60	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
5	76.20	5/8	42.00	1/2	26.99	2 1/4	71.45	1 1/2	40.51	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
6	82.55	5/8	42.00	1/2	28.58	2 1/4	73.04	1 1/2	43.42	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
6 1/2	88.90	5/8	42.00	1/2	30.17	2 1/4	74.63	1 1/2	46.33	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
7	95.25	5/8	42.00	1/2	31.76	2 1/4	76.22	1 1/2	49.24	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
8	101.60	5/8	42.00	1/2	33.35	2 1/4	77.81	1 1/2	52.15	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
8 1/2	107.95	5/8	42.00	1/2	34.94	2 1/4	79.40	1 1/2	55.06	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
9	114.30	5/8	42.00	1/2	36.53	2 1/4	80.99	1 1/2	57.97	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
10	120.65	5/8	42.00	1/2	38.12	2 1/4	82.58	1 1/2	60.88	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
12	139.70	5/8	42.00	1/2	42.27	2 1/4	89.72	1 1/2	68.27	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
14	158.75	5/8	42.00	1/2	46.36	2 1/4	96.56	1 1/2	75.66	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
16	177.80	5/8	42.00	1/2	50.45	2 1/4	103.85	1 1/2	83.05	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
18	196.85	5/8	42.00	1/2	54.54	2 1/4	111.14	1 1/2	90.44	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
20	215.90	5/8	42.00	1/2	58.63	2 1/4	118.43	1 1/2	97.83	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
24	265.40	5/8	42.00	1/2	68.72	2 1/4	138.52	1 1/2	117.92	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13

300 PSI		REALCE DE LA CARA 15 mm (5/8")										211 Kg/cm ²							
Diámetro nominal	Diámetro exterior (D)	Espesor Q (11) (4)	Altura total "H" (1) (4)										No. de sacros	Diám. del Centro	Diám. de los sacros				
			Con cuello		Interrumpido (2)		Rosca		Rosca		Traspase								
Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm		
1/2	12.70	3/4	35.25	1/2	14.29	2 1/4	52.39	1 1/2	22.22	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3/4	19.05	3/4	35.25	1/2	17.46	2 1/4	57.15	1 1/2	25.40	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
1	25.40	3/4	35.25	1/2	20.63	2 1/4	61.91	1 1/2	28.87	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
1 1/2	31.75	5/8	38.10	1/2	23.81	2 1/4	66.68	1 1/2	32.04	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
2	38.10	5/8	38.10	1/2	26.99	2 1/4	71.45	1 1/2	35.25	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
2 1/2	44.45	5/8	38.10	1/2	30.17	2 1/4	76.22	1 1/2	38.46	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3	50.80	5/8	38.10	1/2	33.35	2 1/4	80.99	1 1/2	41.67	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
3 1/2	57.15	5/8	38.10	1/2	36.53	2 1/4	85.52	1 1/2	44.88	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
4	63.50	5/8	38.10	1/2	39.70	2 1/4	90.05	1 1/2	48.09	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
4 1/2	69.85	5/8	38.10	1/2	42.88	2 1/4	94.60	1 1/2	51.30	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
5	76.20	5/8	38.10	1/2	46.06	2 1/4	99.11	1 1/2	54.51	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
6	82.55	5/8	38.10	1/2	49.24	2 1/4	103.62	1 1/2	57.72	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
6 1/2	88.90	5/8	38.10	1/2	52.42	2 1/4	108.13	1 1/2	60.93	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
7	95.25	5/8	38.10	1/2	55.61	2 1/4	112.64	1 1/2	64.14	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
8	101.60	5/8	38.10	1/2	58.80	2 1/4	117.15	1 1/2	67.35	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
8 1/2	107.95	5/8	38.10	1/2	62.00	2 1/4	121.66	1 1/2	70.56	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
9	114.30	5/8	38.10	1/2	65.19	2 1/4	126.17	1 1/2	73.77	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
10	120.65	5/8	38.10	1/2	68.38	2 1/4	130.68	1 1/2	76.98	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
12	139.70	5/8	38.10	1/2	76.57	2 1/4	145.87	1 1/2	85.17	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
14	158.75	5/8	38.10	1/2	84.76	2 1/4	161.06	1 1/2	93.36	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
16	177.80	5/8	38.10	1/2	92.95	2 1/4	176.25	1 1/2	101.55	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
18	196.85	5/8	38.10	1/2	101.14	2 1/4	191.44	1 1/2	109.74	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
20	215.90	5/8	38.10	1/2	109.33	2 1/4	206.63	1 1/2	117.93	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13
24	265.40	5/8	38.10	1/2	127.52	2 1/4	236.82	1 1/2	136.12	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13	1 1/2	38.13

NOTAS:

1. EN EL VALOR DE "H" EL VALOR DE LA CARA REALZADA NO ESTÁ INCLUIDO. 2. EN LAS BRIDAS CON TRASPASE, EL VALOR DEL DIÁMETRO INTERIOR "D₁" QUE SE SUMINISTRA ES PARA TENERLA EXTRA PEGADA; CADA UNIDAD DE EGRESO SE SUMINISTRA AL VALOR "D₁". SI PUEDEN SUMINISTRARSE A SOLICITUD, EN CALIDAD "A105 GRADO 1". 3. EL VALOR DE LA CARA REALZADA NO ESTÁ INCLUIDO EN EL VALOR DEL ESPESOR.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

VI.12.1 PLACAS DE REFUERZO PARA CUELLOS DE BOQUILLAS.

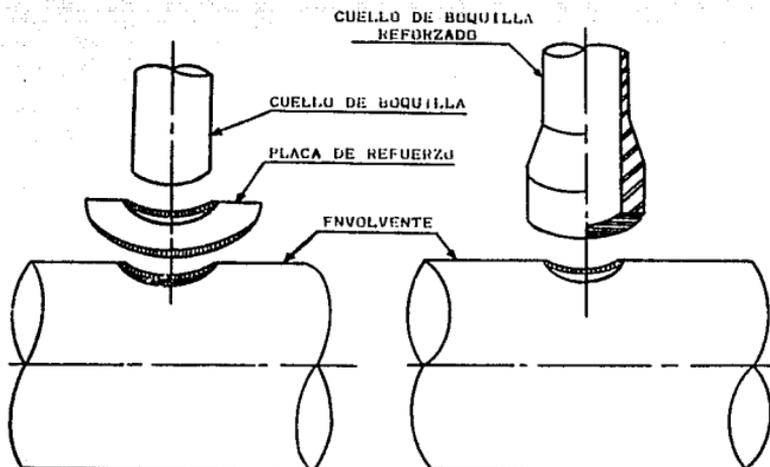
Las placas ó corbatas de refuerzo son utilizadas en boquillas de 3" de diámetro y mayores, tienen como función compensar el debilitamiento que se le ocasiona a las Áreas adyacentes al centro de la perforación donde se instalará el cuello de la boquilla (ver Fig. VI.12.1.1).

A continuación se describe un método simplificado para calcular los refuerzos de las boquillas:

Literales usadas en el cálculo de las placas de refuerzo:
(Todas las dimensiones son en pulgadas, excepto donde se indique lo contrario).

- d = Diámetro interno de la boquilla, en condiciones corroídas.
- t = Espesor nominal de la envolvente, menos la corrosión permisible.
- Tr = Espesor requerido en la coraza ó tapa a presión interna considerando una eficiencia en la soldadura de $E = 1.0$ cuando el cuello de la boquilla se fabrica de tubo sin costura y $E =$ eficiencia de la junta soldada cuando el cuello es placa rolada y soldada.
- Trn = Espesor requerido del cuello de la boquilla a presión interna, sin costura.
- Tn = Espesor nominal del cuello de la boquilla, menos la corrosión permisible.
- Te = Espesor ó elevación del elemento de refuerzo.
- DPR = Diámetro exterior de la placa de refuerzo.
- W1 = Dimensión de la soldadura.
- W2 = Dimensión de la soldadura.
- c = Corrosión permisible.
- h = Profundidad del cuello de la boquilla.
- S = Esfuerzo máximo permisible del material de construcción de la envolvente.
- Rn = Radio interior de la boquilla, en estado de corrosión.
- E = Eficiencia de la junta longitudinal de soldadura, en %.

FIGURA VI.12.1.1 INSTALACION DE LAS BOQUILLAS, CON PLACA DE REFUERZO O CUELLO REFORZADO.



VI.12.2 PASOS A SEGUIR PARA CALCULAR PLACAS DE REFUERZO.

PASO 1:

Para saber si una boquilla está reforzada adecuadamente, primero será necesario determinar si las áreas de refuerzo disponibles son suficientes para evitar el uso de refuerzo adicional.

En la Fig. VI.12.2.1 se encuentra un diagrama esquemático de la unión de una boquilla con la envolvente perforada, donde se muestran las áreas que se requieren para determinar si es necesario ó no el uso de la placa de refuerzo.

Tomando como base esta figura, tenemos que en la sección transversal, el área total del refuerzo requerido está indicado por la letra "A", la cual es igual al diámetro interno de la boquilla (más la corrosión permisible) multiplicado por el espesor requerido por presión interna en la envolvente, esto es:

$$A = d \times Tr$$

PASO 2:

Determinación de las áreas disponibles para refuerzo:

Las áreas disponibles para refuerzo son las siguientes (pulg²):

- a) A1 = Área por el espesor excedente de la pared del recipiente, ya que por lo general siempre se usa un espesor mayor al calculado por fórmulas.
- b) A2 = Área por el espesor excedente de la pared de la boquilla, ya que por lo general siempre se usa un espesor mayor al calculado por fórmulas.
- c) A3 = Área de la extensión de la boquilla hacia el interior.
- d) A4 = Área del metal de la soldadura.

El área de sección transversal requerida para el esfuerzo será el área requerida en el casco ó tapa para resistir la presión interna "A", de esta área se restan las áreas excedentes disponibles dentro del límite (A1 + A2 + A3 + A4). Si la suma de las áreas disponibles para refuerzo (A1 + A2 + A3 + A4) es igual ó mayor que el área que debe reponerse "A", la abertura no necesitará placa de refuerzo, de lo contrario se deberá complementar la diferencia con una placa de refuerzo (A5).

Algunos fabricantes de cambiadores de calor siguen la simple práctica de usar placas de refuerzo con una área de sección transversal igual al área de metal que se eliminó para la abertura, esto da origen a un exceso en el refuerzo, pero resulta más económico por prescindir de los laboriosos cálculos.

De lo anterior resumimos que:

- 1) Si: $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A$ La boquilla no requiere placa de refuerzo.
- 2) Si: $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 < A$ La boquilla si requiere placa de refuerzo.

Las áreas anteriores podrán ser determinadas con las siguientes fórmulas:

a) Usar el valor mayor de:

$$A_1 = (t - Tr)d \quad \text{ó} \quad (t - Tr)(T_n + t)^2$$

Nota: Si el valor del esfuerzo del material de la abertura es menor que el del material de la coraza ó tapa, el área "A1" deberá disminuirse (ver Paso 4).

b) Usar el valor menor de:

$$A_2 = (T_n - Tr_n)St \quad \text{ó} \quad (T_n - Tr_n)ST_n$$

c) $A_3 = (T_n - c)2h$

d) $A_4 =$ Area de la soldadura depositada.

PASO 3:

CONSIDERACIONES EN LOS LIMITES DE LAS PLACAS DE REFUERZO.

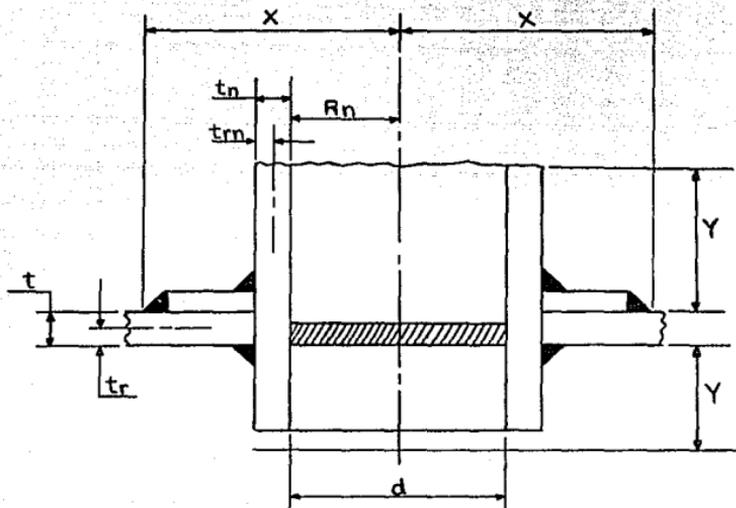
Las dimensiones del metal que se usará como placa de refuerzo deben estar dentro de ciertos límites.

De la Fig. VI.12.2.2 tenemos que:

1.- El límite medido paralelamente a la pared del recipiente es:

$$X = d \quad \text{ó} \quad R_n + T_n + t \quad \text{Usar el valor mayor.}$$

FIGURA VI.12.2.2 LÍMITES DE LAS PLACAS DE REFUERZO.



Donde:

- t = Espesor de la pared de la envolvente, menos la corrosión permisible, en pulgadas.
- t_r = Espesor de la envolvente calculado por las fórmulas del Código ASME, usando E=1 cuando el cuello de la boquilla es fabricado de tubo sin costura y E = eficiencia de la soldadura cuando el cuello es placa rotada y soldada.
- t_n = Espesor nominal del cuello de la boquilla, menos la corrosión permisible, en pulgadas.
- t_{rn} = Espesor requerido de la pared de la boquilla sin costura, en pulgadas.
- d = Diámetro interior del cuello, en condiciones corroídas, en pulgadas.
- R_n = Radio interior de la boquilla, en condiciones corroídas, en pulgadas.
- X = Límite medido paralelamente a la pared del recipiente.
- Y = Límite medido paralelamente a la pared de la boquilla.

2.- El límite medido paralelamente a la pared de la boquilla es:

$$Y = 2.5 t \text{ ó } 2.5 T_n \quad \text{Usar el valor menor.}$$

Cuando se usa placa de refuerzo, el límite Y debe medirse desde la superficie exterior de ésta.

PASO 4:

RESISTENCIA AL ESFUERZO.

Si la resistencia de los materiales en las áreas A1, A2, A3, A4 y A5 ó del material de la placa de refuerzo son menores que la del material de la coraza ó tapa, su área considerada como refuerzo, debe ser proporcionalmente disminuida, y el área requerida "A" aumentada en proporción inversa. La resistencia de la soldadura depositada deberá tomarse como equivalente a la del material más débil de la junta.

Por ejemplos tenemos que:

Ejemplo 1:

Valor del esfuerzo del material de la boquilla = 15000 lb/pulg²,

Valor del esfuerzo del material de la coraza ó tapa = 17500 lb/pulg².

Haciendo la relación: $15000/17500 = 0.857$

Lo que implica que al Área requerida "A" deberá agregarse lo siguiente:

$$+ 2 T_n \times Tr (1 - 0.857)$$

y el área A5 deberá reducirse en:

$$- 2 T_n \times (t - Tr) (1 - 0.857)$$

Ejemplo 2:

Si usamos un refuerzo del mismo material que el de la coraza ó tapa y el área requerida después de los cálculos nos resulta que para esta placa de refuerzo son 12 pulg2.

El valor del esfuerzo del material de la coraza ó tapa es igual a 17500 lb/pulg2 y el valor del esfuerzo del material de la boquilla es de 15000 lb/pulg2, la relación es de:

$$17500/15000 = 1.167$$

Por lo que en esta cantidad deberá incrementarse el área de la placa de refuerzo:

$$12 \text{ pulg}^2 \times 1.167 = 14.0 \text{ pulg}^2.$$

PASO 5:

Ejemplo del dimensionamiento de una placa de refuerzo.

Después de haber realizado el procedimiento anterior para determinar si es necesario el uso de placa de refuerzo, se llegó a los siguientes resultados:

Área de refuerzo requerida = 3.706 pulg2.

Área total disponible = 1.805 pulg2.
(Suma de A1+A2+A3+A4)

Ya que el área de refuerzo requerida es mayor a la disponible, será necesario aportar esta área faltante por cualquiera de los siguientes medios, usando un cuello de boquilla más grueso, una prolongación mayor de la boquilla hacia el interior de la coraza ó tapa ó bien colocando una placa de refuerzo, si optamos por esta última alternativa, el área requerida del refuerzo será:

$$3.706 - 1.805 = 1.901 \text{ pulg}^2.$$

Si usamos una placa en material SA-516-60 de 0.375" de espesor, para el refuerzo, el ancho de éste será:

$$1.901 \text{ pulg}^2 / 0.375 \text{ pulg.} = 5.069 \text{ pulg.}$$

Ancho del refuerzo = 5.069 pulg.

Por lo tanto el refuerzo será de:

Díámetro exterior del tubo = 8.625" (ya que la boquilla es de 8" de diámetro nominal).

$$\begin{aligned} + \text{Ancho del refuerzo} &= 5.069 \text{ pulg.} \\ &= \underline{\hspace{2cm}} \\ &13.694 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

VI.13 COPLES.

Los coples pueden ser definidos como secciones de tubo roscados en su interior con pared reforzada. Sus rangos más usuales de presión son de 3000 y 6000 lb/pulg², tienen como función principal dentro de los cambiadores de calor lo siguiente:

- Son usados para drenaje.
- Para conectar instrumentación (como termómetros y manómetros).
- Conexión para válvulas de seguridad.
- Etc.

En la Fig. VI.13.1 se muestran los tipos más comunes de coples.

VI.14 PLACAS DE CHOQUE.

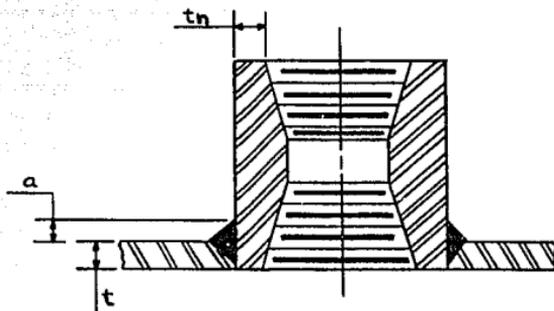
Estas placas se colocan en la descarga de las boquillas de entrada de la coraza, para evitar que la corriente del fluido tenga contacto directo sobre los tubos del haz y los dañe por la erosión que esto provoca.

CRITERIOS QUE DETERMINAN EL USO DE LA PLACA DE CHOQUE.

Quando se presente cualquiera de los tres casos siguientes, se instalará la placa de choque:

- a) $\langle v^2 \rangle > 1500$ Lb/pie-seg cuadrados, para fluidos no corrosivos, no abrasivos y de una sola fase.
- b) $\langle v^2 \rangle > 500$ Lb/pie-seg cuadrados, para fluidos de dos fases, incluyendo líquidos en punto de ebullición.
- c) Para gases y vapores, incluyendo todos los vapores saturados y mezclas de vapores.

FIGURA VI.13.1 COPLES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR.



DONDE:

a = t , t_n o bien 0.375° , lo que sea menor, en pulgadas.

t = espesor de la pared de la envoltante, menos la corrosión permisible, en pulgadas.

t_n = espesor nominal de la pared del cople, menos la corrosión permisible.

Nota: La dimensión de la soldadura definida aquí es requisito mínimo.

En caso de tener valores de QV^2 mayores de 4000 Lb/pie-seg², se deberá aumentar el tamaño de la boquilla, a fin de reducir la velocidad de entrada y consecuentemente la cantidad de fluido.

Es recomendable evitar cuando sea posible el uso de placas de choque, seleccionando un diámetro adecuado de boquilla que proporcione un producto QV^2 dentro de los límites antes mencionados.

Donde:

Q = Densidad del fluido entrante a la coraza, Lb/pie cúbico

V = Velocidad del fluido a la entrada de la coraza, pies/seg

DIMENSIONAMIENTO Y LOCALIZACION DE LA PLACA DE CHOQUE.

La placa de choque deberá tener un diámetro mayor que el diámetro de la boquilla, para lograr una completa protección de los tubos flux cuando el equipo entre en operación. Tampoco es recomendable usar una placa de choque demasiado grande, por que disminuiría área en el interior de la coraza.

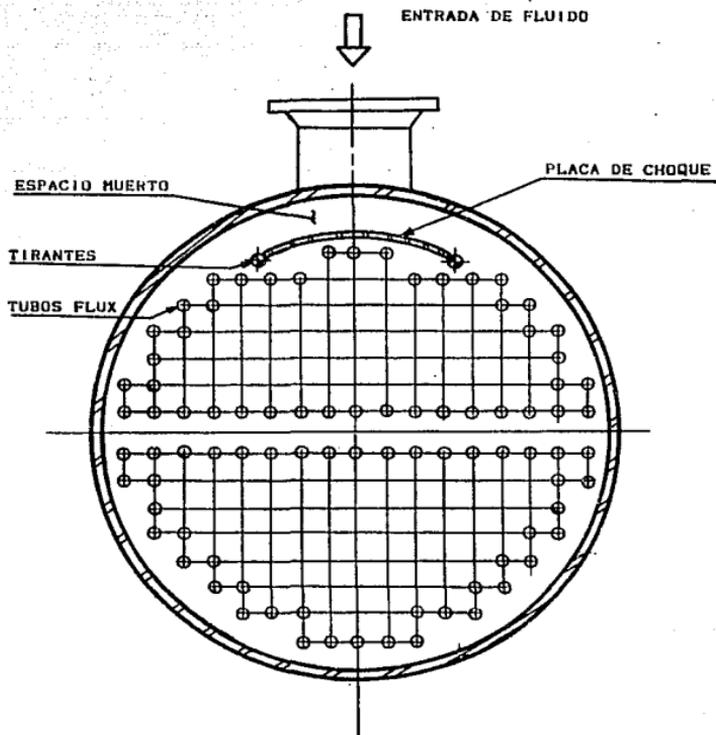
De acuerdo a lo expresado anteriormente, se ha considerado que la placa de choque puede tener por lado una dimensión de 1.25 veces el diámetro interior de la boquilla, y es recomendable que sea cuadrada para facilitar su colocación.

Es preferible fabricar estas placas con la misma curvatura de la coraza para que sea menos brusco el cambio de dirección en el flujo y evitar pérdidas excesivas de energía.

Existen casos donde la boquilla de entrada es demasiado grande en comparación con el diámetro de la coraza y es necesario colocar placa de choque, en estos casos no es recomendable la utilización de estas placas, ya que ocuparían demasiado espacio que complicaría la distribución de los tubos flux, para resolver este problema se recurre al uso de domos ó cinturones de distribución.

La Fig. VI.14.1 muestra la colocación típica de una placa de choque.

FIGURA VI.14.1 COLOCACION TIPICA DE UNA PLACA DE CHOQUE.



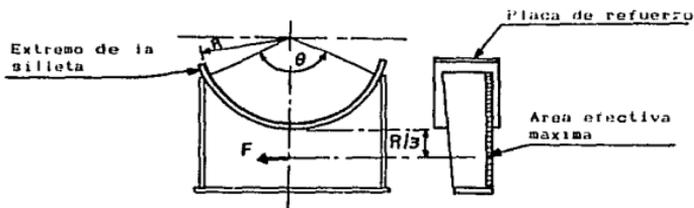
VI.15 SILLETAS O CARTABONES SOPORTE.

Los soportes para los cambiadores de calor pueden ser siletas ó cartabones, lo cual depende de la posición como van a ser colocado el equipo, al diseñar los soportes se deberá tomar en cuenta el tamaño, peso, espesor de la envolvente, vibraciones, fenómenos naturales como sismos, carga por viento, etc.

Los cambiadores verticales son soportados por dos ó cuatro cartabones, lo cual depende del diámetro y peso del equipo, para seleccionar los espesores de estos cartabones, así como de la placa base, bastará consultar las tablas ó estándares existentes de firmas de ingeniería, donde se han considerado todos los factores que intervienen en el correcto y eficiente diseño.

La Tabla VI.15.1 muestra los espesores y las dimensiones de cartabones soporte para diferentes diámetros de cambiadores.

Para el caso de cambiadores horizontales también existen tablas con espesores y dimensiones de siletas, pero a continuación se describirá un método rápido para calcular el espesor de la placa vertical soporte, considerada como el alma de la silleta.



En su sección más baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal " F ", la sección transversal eficaz de la silleta que resiste esta carga es igual a la tercera parte del radio del recipiente " R ":

Por lo tanto : $F = K_1 \times Q$ en libras

Donde:

Q = Carga sobre una silleta, en libras.

K_1 = Constante (de tablas).

TABLA VI. 15.1 ESPEORES Y DIMENSIONES DE SILLETAS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR VERTICALES.

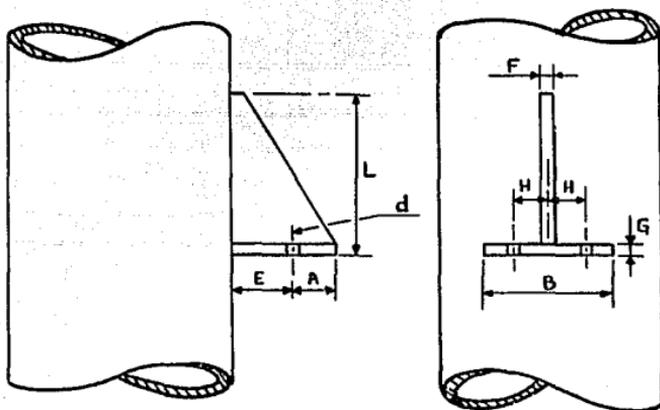


TABLA DE DIMENSIONES

DIMENSIONES EN PULGADAS

DIA. NOM.	A	B	DIAM. d	E	F	G	H	L	SOPORTES REQ.	
B	1-1/2	6-1/2	5/8							
14	1-1/2	6-1/2	5/8	5-1/2	EQUIPOS SIN AISLAMIENTO.	1/2	1/2	2-1/2	10	2
16	1-1/2	6-1/2	5/8			1/2	1/2	2-1/2	10	2
20	1-1/2	6-1/2	5/8	7	EQUIPOS CON AISLAMIENTO.	5/8	5/8	2-1/2	10	4
24	1-1/2	6-1/2	5/8			5/8	5/8	2-1/2	10	4
30	1-1/2	6-1/2	5/8			3/4	3/4	2-1/2	10	4
36	1-1/2	6-1/2	5/8			3/4	3/4	2-1/2	10	4
42	1-1/2	6-1/2	5/8		1	1	2-1/2	10	4	

El Área efectiva de la placa del alma es:

$$\text{Área efectiva} = (R/3) t \quad \text{en pulg}^2.$$

Donde:

R = Radio interior del cambiador, en pulg.

t = Espesor del alma de la silleta, en pulg.

Esfuerzo que actúa en la silleta = F / A efectiva en lb/pulg².

El esfuerzo medio no debe ser mayor de dos tercios del esfuerzo a la tensión permitido del material.

$$S \text{ permitido} = (2/3)S \quad \text{en lb/pulg}^2.$$

Donde:

S permitido = Esfuerzo que se permite en el material de la silleta, en lb/pulg².

S = Esfuerzo máximo permitido a la tensión del material de la silleta, en lb/pulg².

Conclusión: Se compara el esfuerzo que actúa en la silleta con el S permitido, y si éste último es mayor, el espesor del alma de la silleta está bien seleccionado.

VALORES DE LA CONSTANTE K1.

Angulo de contacto.	120	130	140	150	160	170	180
K1	.204	.222	.241	.259	.279	.298	.318

Ejemplo:

Díámetro del cambiador = 30"
Peso = 60,000 lb.
Q = 30,000 lb.
Material de la silleta : A-285-C.
Esfuerzo del material A-285-C : 13,800 lb/pulg².

Esesor de la placa del alma, $t = 0.50''$
Angulo de contacto = 120
 $K_1 = 0.240$ (de la tabla anterior).
Relación $R/3 = 15''/3 = 5$ pulg.

Cálculo de la fuerza F :

$$F = K_1 \times Q$$

$$F = 0.240 \times 30000 \text{ lb} = 7200 \text{ lb.}$$

Para soportar esta fuerza, el Área efectiva de la placa del alma debe ser:

$$\text{Área efectiva} = R/3 \times t$$

$$\text{Área efectiva} = 5 \text{ pulg.} \times 0.50 \text{ pulg.} = 2.5 \text{ pulg}^2.$$

$$\text{Área efectiva} = 7200 \text{ lb} / 2.5 \text{ pulg}^2 = 2880 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$\text{Área efectiva} = 2880 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$\text{Esfuerzo permitido} = 2/3 \times 13,800 \text{ lb/pulg}^2 = 9200 \text{ lb/pulg}^2.$$

Comparando los esfuerzos tenemos que:

$$9200 \text{ lb/pulg}^2 > 2880 \text{ lb/pulg}^2.$$

Concluimos que el espesor de la placa del alma es satisfactorio para la fuerza forizontal "F".

Notas:

- 1.- Las placas base y de desgaste deben tener suficiente espesor para resistir la flexión longitudinal sobre el alma.
- 2.- La placa del alma deberá reforzarse con nervaduras contra el pandeo.

En la Tabla VI.15.2 se muestran los espesores y las dimensiones de silletas soporte para diferentes diámetros de cambiadores.

Tanto en las tablas de tamaños de cartabones como de silletas, los espesores ahí indicados cuentan con factores de seguridad que implica un buen margen de sobrediseño.

TABLA VI.15.2 ESPESORES Y DIMENSIONES DE SILLETAS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR HORIZONTALES.

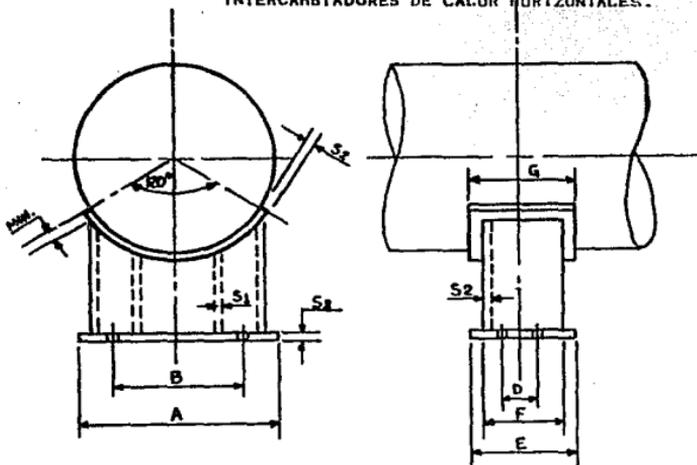


TABLA DE DIMENSIONES

DIMENSIONES EN PULGADAS

DIA. NOM.	REFZOS VERT.	S1	S2	A	B	F	E	D	G
6	1	3/8	3/8	7-7/8	4	4	7	3	7-7/8
10	1	3/8	3/8	9-7/8	6	4	7	7	7-7/8
12	1	3/8	3/8	11-7/8	7-7/8	4	7	3	7-7/8
16	1	3/8	1/2	14-3/8	10-1/2	4-3/8	7-1/2	3-1/4	8-1/4
19	2	3/8	1/2	18-1/8	14-1/4	4-3/8	7-1/2	3-1/4	8-1/4
21	2	3/8	1/2	19-7/8	16	4-3/8	7-1/2	3-1/4	8-1/4
23	2	3/8	1/2	22	17-3/4	4-3/8	7-1/2	3-1/4	8-1/4
25	2	1/2	5/8	23-1/2	19-1/2	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
27	2	1/2	5/8	25-3/8	21-1/2	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
29	2	1/2	5/8	27	23-1/2	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
31	2	1/2	5/8	29	25	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
33	3	1/2	5/8	30-3/4	26-3/4	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
35	3	1/2	5/8	32-1/2	28-1/2	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
37	3	1/2	5/8	34-1/4	31-3/8	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
39	3	1/2	5/8	36	32	4-3/4	7-7/8	3-3/8	8-3/4
43	3	5/8	3/4	38-3/4	34-7/8	5-1/8	8-1/4	3-1/2	8-3/4
47	3	5/8	3/4	43-3/8	39-3/8	5-1/8	8-1/4	3-1/2	9
53	3	5/8	3/4	49-1/4	45-3/4	5-1/8	8-1/4	3-1/2	9
57	3	5/8	3/4	55-1/8	51-1/4	5-1/8	8-1/4	3-1/2	9

CAPITULO VII.

VII ELABORACION DE LOS DIBUJOS DE CONSTRUCCION.

Después de haber realizado el diseño mecánico del intercambiador de calor, ya estamos en posibilidades de elaborar los dibujos de fabricación, por que ya conocemos todas las dimensiones del equipo, como son el diámetro de la coraza, los espesores de sus elementos constitutivos, número y tamaño de tubos flux, cantidad y diámetro de las boquillas y coples, etc.

En estos dibujos encontramos por una parte los datos generales del equipo, por otro lado el arreglo general y los detalles de cada una de las componentes que requieren de más explicación para su entendimiento.

A) En la parte de datos generales del equipo se encuentra lo siguiente:

- 1.- Un cuadro ó tabla de boquillas, donde se indica la cantidad y diámetro; tipo, rango y material de la brida; cédula y material del cuello y la función de cada boquilla en el cambiador.
- 2.- Los siguientes datos de diseño del cambiador, tanto para el lado de la coraza, como para el lado de los tubos:
 - Presión de diseño y de prueba hidrostática.
 - Temperatura de diseño.
 - Presión de operación.
 - Temperatura de operación.
 - Calidad Radiográfica de las uniones soldadas.
 - Eficiencia de las uniones soldadas.
 - Número de pasos en los cabezales.
 - Requerimiento de relevado de esfuerzos.
 - Tolerancia para la corrosión.
- 3.- Especificaciones de los materiales, de acuerdo al Código ASME ó ASTM, para:
 - Envoltente, junta de expansión, bridas en cuerpo, silletas ó cartabones soporte, soporte para placa de datos, soportes para aislamiento.
 - Carretes, tapas, bridas para carretes, placa de pasos.

- Espejos, tubos flux, mamparas (deflectores transversales), tirantes, tubos espaciadores, placa de choque.
- Bridas forjadas, bridas fabricadas de placa, cuellos para las boquillas, refuerzos para boquillas, coples, tornillería interior y exterior, orejas de izaje, empaques, etc.

4.- Notas Generales:

Existe un cuadro de notas generales para el equipo, con la siguiente información:

- Diseño y fabricación basado en el Código ASME, Secc. VIII Div. 1, Edición 1990 y Norma Tema Clase "B", Edición 1988 más addendas.
 - Los barrenos de las bridas quedarán simétricamente distribuidos con respecto a los ejes normales del equipo, sin coincidir con ellos.
 - Ninguna boquilla deberá caer en cordones de soldadura.
 - Las boquillas de protegerán con tapas de madera antes de embarcar el equipo.
 - Tipo de pintura para el equipo.
 - Peso de embarque del equipo.
 - Para completar las notas generales se deberán incluir todos los comentarios que se consideren importantes para la correcta fabricación y pruebas, identificación del equipo, etc.
- B) Respecto a la parte de los detalles para fabricación, en los dibujos encontramos el dibujo de las siguientes partes:
- La elevación del arreglo general del equipo.
 - Vista lateral del equipo.
 - Detalle de los espejos.
 - Detalle de las silletas.
 - Detalle de las bridas unión.
 - Detalle de las boquillas y coples.
 - Detalles de los tirantes y tubos espaciadores.

- Detalle del haz de tubos.
- Detalle de las mamparas.
- Detalle de la unión espejo-tubos flux.
- Detalle de la junta de expansión.
- Detalle del paso de los tubos flux.
- Detalle de las orejas de izaje.
- Detalles de la soldadura para las uniones longitudinales y circunferenciales.
- Detalles de los empaques.
- Todos los detalles de las partes adicionales que requiera el equipo.

VIII CONCLUSIONES.

En nuestro mundo tan problemático por la falta de dinero cada vez mayor, sobre todo en aquellas naciones en vías de desarrollo, inclusive en las desarrolladas, es de gran importancia el correcto aprovechamiento de sus recursos económicos, por lo que debe ser obligación de todos los diseñadores y fabricantes de equipos de proceso en general, incluyendo los intercambiadores de calor, realizar el diseño adecuado y la correcta selección de los materiales que serán utilizados en la fabricación de estos equipos.

La importancia de conocer los procedimientos de diseño y materiales existentes, dá como resultado equipos eficientes, económicos y confiables, por lo que la presente obra tiene como finalidad poner en manos de los diseñadores, las herramientas necesarias que servirán como guía para lograr el objetivo que todos debemos buscar, como es el abatimiento de los costos de fabricación, de uno de los equipos más usados en la creciente industria de todos los países.

El gran avance de la tecnología puede traer consigo cambios ó modificaciones en las fórmulas ó procedimientos de cálculo utilizados en este trabajo, por lo que se hace indispensable actualizar en su momento los Códigos y Normas referidos a los intercambiadores, así como incrementar el uso de nuevos y mejores materiales de construcción. Aunque no siempre una actualización implica grandes cambios en las partes de diseño, si es importante tomar en cuenta esto, ya que la nueva tecnología siempre estará encaminada a mejorar la eficiencia, seguridad, durabilidad, costos de fabricación y a eliminar los costosos paros de mantenimiento, con la consecuente pérdida de producción.

IX BIBLIOGRAFIA.

- 1.- TEMA - TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION.
25 North Broadway
Tarrytown, N.Y. 10591.
Séptima Edición 1988.
- 2.- ASME - AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.
345 East 47 th. Street
New York 1007.
Edición 1986 y Addendas.
- 3.- Lloyd E. Brownell/Edwing H. Young.
"PROCESS EQUIPMENT DESIGN."
Editado por John Wiley and Sone, Inc.
- 4.- Eugene F. Megyesy
"MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION."
Editado por Noriega Editores
- 5.- ASTM - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS.
1916 Race Street
Philadelphia, PA. 19103.
- 6.- ANSI - AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE.
1430 Broadway
New York, N.Y. 10018.
- 7.- AWS - AMERICAN WELDING SOCIETY.
P.O. Box 351040
Miami Fl. 33135.
- 8.- Robert H. Perry
"CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK."
5a. Edición Mc. Graw Hill.
- 9.- TAYLOR FORGE STANDARS/TAYLOR FORGE AND WORKS.
Boletin 1980.
- 10.- MODERN FLANGE DESIGN. TAYLOR FORGE AND PIPE WORKS.
Boletin 502, 5a. Edición 1968.