

# Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



---

DISEÑO MECANICO DE UN CAMBIADOR DE CALOR  
DE TUBOS Y ENVOLVENTE DEL TIPO DE CABEZAL  
FLOTANTE.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A:

MANUEL GRILLET JUAREZ



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**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 esta 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.

## INDICE

	Pág.
Introducción	1
1. Generalidades	4
1.1 Códigos empleados	
1.2 Clasificación de los cambiadores de calor	
1.3 Nomenclatura de los cambiadores de calor	
1.4 Materiales de construcción	
1.4.1 Formas de suministro	
1.4.2 Factores que intervienen en la selección de materiales	
2. Diseño mecánico de los elementos constitutivos	21
2.1 Características de proceso de los flúidos a manejar	
2.2 Condiciones de diseño	
2.3 Selección de materiales	
2.4 Plantilla de barrenado	
2.4.1 Mampara de Choque	
2.4.2 Dimensionamiento y localización de la mampara de choque	
2.5 Cálculo del espesor de pared de las secciones cilíndricas	
2.5.1 Cálculo del espesor de pared de la envolvente	
2.5.2 Cálculo del espesor de pared del cabezal de distribución	
2.5.3 Cálculo del espesor de la sección-recta de la envolvente o tapa toriesférica	
2.6 Cálculo del espesor y dimensiones de la-tapa toriesférica	

	Pág.
2.7 Diseño de las bridas integrales del cambiador de calor	
2.8 Cálculo del espesor de la tapa plana	
2.9 Cálculo del espesor del espejo	
3. Construcción y operación	75
a) Detalles de construcción	
1 Plantilla de barrenado	
2 Boquillas	
3 Juntas tubo-espejo	
3.1 Junta rolada	
3.2 Junta rolada y reforzada con ranuras	
3.3 Junta rolada y reforzada con soldadura	
b) Detalles de operación	
1 Instalación de deflectores	
2 Normas generales	
4. Estudio económico	87
4.1 Costo de los materiales	
Conclusiones	95
Bibliografía	97

## INTRODUCCION

El antecedente principal de ésta tesis, es el reporte de las prácticas del Servicio Social, el cual realicé en el Complejo Petroquímico La Cangrejera, empresa perteneciente a Petróleos Mexicanos, donde permanecí laborando un período de nueve meses, los tres primeros, en un curso teórico-práctico, impartido por el Instituto Mexicano del Petroleo, y los otros restantes, trabajando para el Departamento de Mantenimiento de Plantas en la planta Tratadora y Fraccionadora de Hidrocarburos.

El Instituto Mexicano del Petroleo es una empresa descentralizada la cual tiene como función estudios sobre la aplicación de las técnicas de exploración, explotación, refinación y petroquímica.

El Complejo Petroquímico La Cangrejera se localiza a una distancia de diez kilómetros al oriente de la ciudad de Coatzacoalcos-Villahermosa, y a una distancia de cinco kilómetros del Complejo Petroquímico y Puerto de Pajaritos, que se encuentra operando normalmente, La Cangrejera, ocupa una área de docientos setenta hectáreas y comprende veinte plantas de proceso, integradas totalmente en las instalaciones necesarias de Servicios Auxiliares, tales como patios de

tanques de almacenamiento, facilidades para generar vapor, --  
energía eléctrica, suministro de agua, talleres para mante --  
nimiento de la maquinaria y equipos, almacenes y los edifi --  
cios necesarios para las funciones Administrativas, ver Fig.-  
1

El objetivo de esta tesis, es la de comunicar al --  
profesional que se desarrollará en el área de Diseño Mecánico  
de este tipo de recipientes a presión, un breve conocimiento-  
de los mismos y el cual lo divido en cuatro capítulos.

Primer capítulo. Es una definición y descripción --  
del cambiador de calor de tubos y envolvente, de sus partes -  
principales, normas y códigos que se emplean en el diseño y -  
factores en la selección de materiales.

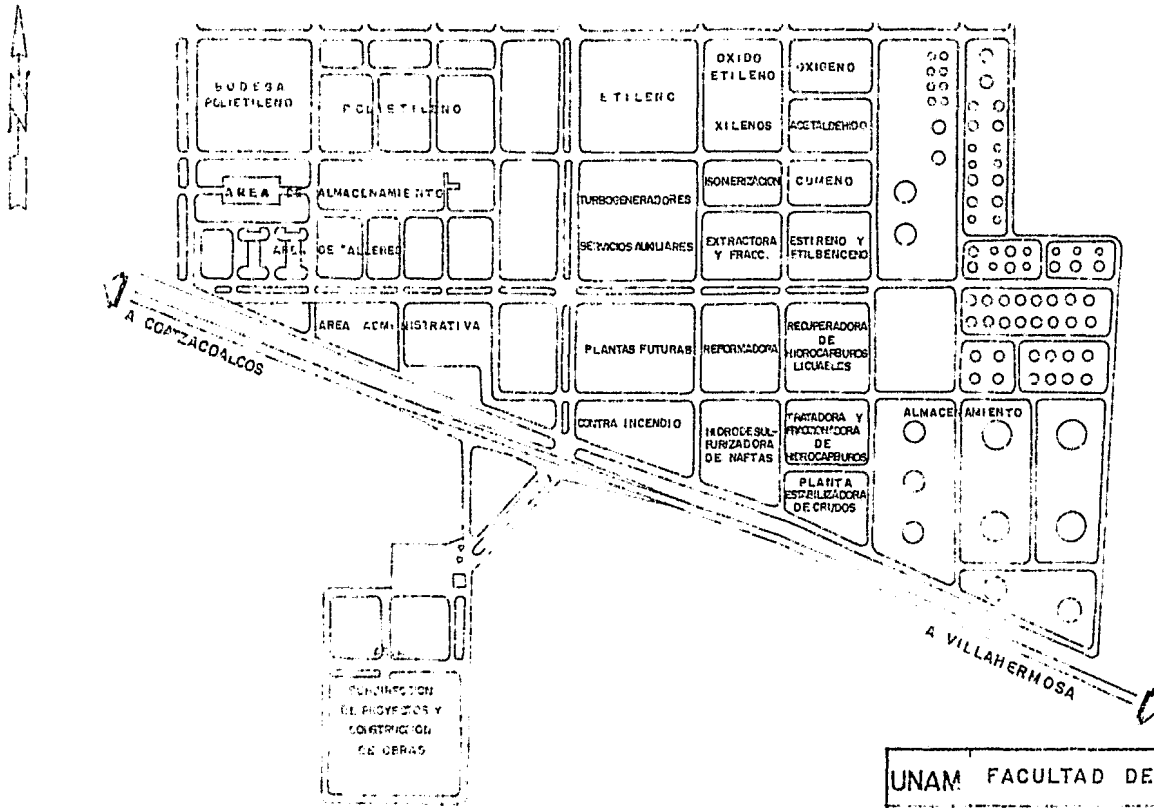
Segundo capítulo. La secuesta en el diseño mecánico  
de los principales elementos del cambiador de calor, para es-  
te caso es un enfriador, el cual emplea una mezcla de hidro--  
carburos por el lado de el cuerpo ó envolventes, y agua de --  
enfriamiento por el lado de los tubos.

Tercer capítulo. Muestra los detalles de construc -  
ción y operación que se considera para un óptimo funcionamien  
to del equipo.

Cuarto capítulo. Muestra un estudio económico compa-  
rativo, entre los costos ofrecidos por fabricantes nacionales-  
extranjeros.

# COMPLEJO PETROQUIMICO "LA CANGREJERA"

LOCALIZACION GENERAL



UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 1

LOCALIZACION GENERAL

1983 MANUEL GHARLET J. T. PROFESIONAL

## 1) GENERALIDADES

En las plantas industriales, químicas y petroquímicas, en donde la realización de un proceso requiere variar las temperaturas de los fluidos que se manejan, son de gran aplicación los cambiadores de calor. Estos equipos hacen posible lograr procesos más económicos mediante el aprovechamiento de calor disponible en los fluidos de proceso ó de los serpentines de la planta.

Los cambiadores de calor se denominan de acuerdo con la función que desempeñan en un proceso, una denominación utilizada por el Instituto Mexicano del Petróleo es la siguiente:

1) CALENTADORES: Cuando se utilizan para calentar fluidos de proceso, generalmente utilizando vapor de agua.

2) ENFRIADORES: Su función es enfriar fluidos de proceso, el agua es el principal medio enfriante.

3) CONDENSADORES: Son enfriadores, cuyo propósito es eliminar valor latente, y no calor sensible.

4) HERVIDORES: Su propósito es suministrar el calor necesario, como calor latente, a un fluido en un proceso de destilación.

5) EVAPORADORES: Son utilizados para concentrar--



soluciones por medio de evaporación de agua.

La demanda industrial en ocasiones requiere de grandes áreas de transmisión de calor, que se pueden lograr mediante las distintas construcciones de los cambiadores de calor entre las que se cuentan las de tubos y envolventes.

#### 1.1) CODIGOS EMPLEADOS.

La normalización del diseño mecánico, construcción, inspección y prueba de cambiadores de calor de tubos y envolventes, esta basada principalmente en las normas TEMA EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, ASOCIACION DE FABRICANTES DE CAMBIADORES DE CALOR TUBULARES) en sus diferentes clases y el código ASME (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECANICOS) utilizando la sección VIII, división I, así como también se incluyen las normas y especificaciones de Ingeniería.

El TEMA se encuentra dividido en las CLASES "R" "B" y "C". Todos los equipos de transferencia de calor diseñados bajo la norma clase "R" son aptos para satisfacer los requerimientos de refinación de petróleos y de operaciones petroquímica de alta presión.

Los diseñados en clase "C", estan diseñados para-

satisfacer las condiciones generales de procesos que aplican presiones y temperaturas moderadas y fluidos relativamente no corrosivos. Los cambiadores de calor clase "B" están diseñados para el uso de materiales de construcción a base de aleaciones y para manejo de fluidos a alta temperatura ó especialmente corrosivos.

La clase "R" especifica mayores tolerancias de corrosión que la clase "C", y en general tiene requerimientos de construcción más rígidos, y se encuentra dividido en las siguientes secciones.

1) NOMENCLATURA: Define las partes principales de un cambiador de calor, de una manera estandarizada, en base a la envolvente y a los cabezales.

2) TOLERANCIA DE FABRICACION: Establece tolerancias de fabricación, las cuales van desde 0.3 Cm., hasta 1.58 Cm., ver figura 1.1

3) INSTALACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO: Se considera que el lugar donde se va montar el cambiador de calor, reuna los requisitos para un buen funcionamiento, evitando fallas como pueden ser, una nivelación incorrecta, y espacio necesario para darle mantenimiento.

4) ESPECIFICACIONES DE DISEÑO: Se muestra las formulas para el cálculo de los espesores de las partes del cambiador, así como también las recomendaciones que se consideran pertinentes para el buen funcionamiento.

5) ESPECIFICACIONES DE MATERIALES: La sección hace una referencia del material que se debe utilizar en el equipo, de acuerdo a las dimensiones y forma del mismo.

El código ASME sección VIII división I, se dan las reglas de diseño, fabricación, inspección y prueba que deben cumplir los componentes sujetos de este tipo de aparatos para garantizar una construcción segura durante la operación. Esta sección se divide en tres subsecciones, A, B y C, que son las siguientes:

1) SUBSECCION A: Muestra los requisitos generales necesarios para realizar la forma de suministro de los materiales de construcción y además menciona las fórmulas de diseño usadas en el cálculo del equipo.

2) SUBSECCION B: Indica los requisitos que se aplican para un buen mantenimiento, inspección y pruebas del equipo.

3) Subsección C. En esta sección se dictan los requisitos para las diferentes clases de materiales utilizados en la construcción del equipo, como son los esfuerzos permisibles y tratamientos térmicos.

Condiciones mínimas de diseño, criterios para dimensionar los elementos de los cambiadores de calor considerando los como recipientes sujetos a presión los esfuerzos de diseño permisible para los materiales a las temperaturas de diseño, -

tratamientos térmicos, requisitos de las uniones soldadas e -  
inspección aplicables a materiales.

Al diseño cambiadores de calor, también son útiles -  
las secciones II y IX del Código ASME, las cuales tratan de -  
materiales y soldadura respectivamente, la Asociación Ameri -  
cana para pruebas de materiales (ASTM) ha publicado manuales -  
en los cuales se puede encontrar una amplia gama de materia -  
les para de ellos elegir el más adecuado a las condiciones --  
de operación y diseño del equipo. Finalmente, la Asociación --  
Americana de Soldadura Ha publicado información referente a -  
procedimiento y materiales para soldadura, basadas en prue --  
bas y experiencias que han acumulado a lo largo de muchos ---  
años.

El presente trabajo se realiza utilizando el TEMA -  
Clase "R" y el código ASME VIII, división I, que en lo suce--  
sivo denominará TEMA y código, respectivamente.

## 1.2.- CLASIFICACION DE LOS CAMBIADORES DE CALOR.

En estos equipos se distinguen tres tipos, aten ---  
diendo a la construcción de el haz de tubos: de cabezal flo -  
tante, espejos fijos y tubos en "U".

En los cambiadores de calor de cabezal flotante, --  
el haz de tubos se encuentra libre y únicamente está bridado-

del espejo fijo a la envolvente y al cabezal de distribución, el haz de tubos se extrae de la envolvente para la limpieza -- exterior de los tubos, tanto los tubos como la envolvente se -- dilatan libremente por efecto de la temperatura, ver fig. 1.1.

A

En los cambiadores de calor de espejos fijos están -- integrados a la envolvente, por lo que el haz de tubos no po -- drá desmontarse para limpiar los tubos exteriormente por me -- dios mecánicos, además de no poderse permitir grandes diferen -- cias de dilatación térmica de los tubos y a menos que se usen -- juntas de expansión, ver fig. 1.1.A

En los cambiadores de calor de tubos en U, estos -- forman una U en la parte media de esa longitud, la limpieza -- interior de los tubos por medios mecánicos no es fácil por -- ello se recurre al uso de agentes químicos. Por el exterior -- los tubos se limpian mecánicamente y no se tienen problemas -- con dilataciones térmicas, ya que se tiene libertad de movi -- miento tanto de los tubos como de la envolvente, ver fig. 1.1

A

### 1.3.- NOMENCLATURA DE LOS CAMBIADORES DE CALOR.

La nomenclatura utilizada por TEMA, adopta tres --- literales que representan: la primera, el tipo de cabezal de -- distribución o entrada, la segunda, el tipo de envolvente y --

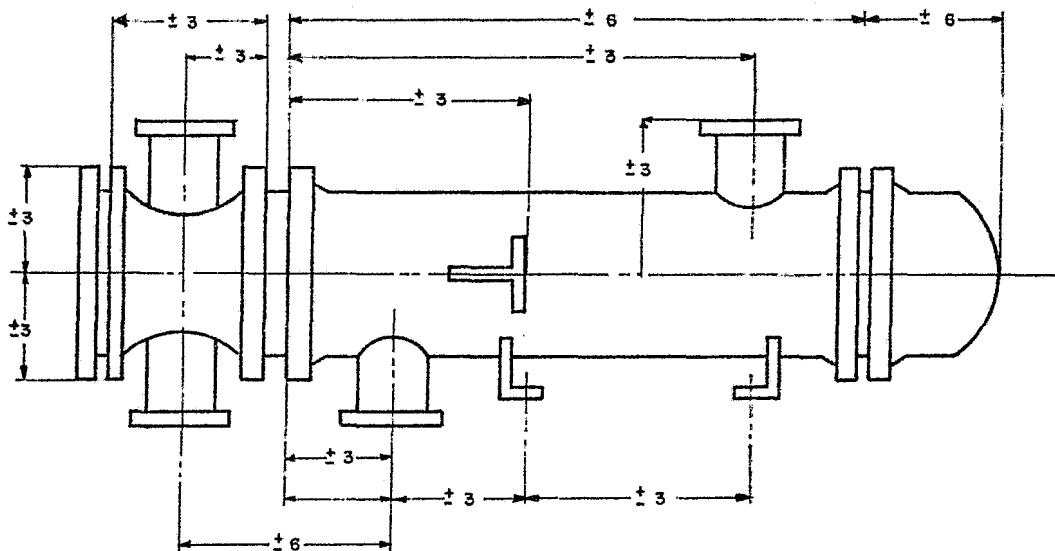
la tercera el tipo de cabezal de retorno, como se ilustra en la figura 1. 2 así por ejemplo, un cambiador de calor -- de tipo "A E S", la A indica el cabezal de distribución; la E, el tipo de envolvente y la S, el cabezal de retorno. --- (Ver figura 1. 1. A)

El tamaño de un cambiador de calor, se indica por dos números: el primero es el diámetro interior de la envolvente y el segundo la longitud total de los tubos de transmisión, las unidades están dadas en pulgadas o centímetros.

La nomenclatura de las partes que constituyen un cambiador de calor se ilustra en la figura 1.2 de las cuales se definen las más importantes:

**ENVOLVENTE:** Es un cuerpo cilíndrico construido de una sola pieza, puede ser un tubo sin costura o una placa rolada, en su interior se aloja el haz de tubos y por ella circcula el fluido que irá por el exterior de los tubos.

**HAZ DE TUBOS:** Es el elemento formado por los tubos de transmisión que se sitúa en el interior de la envolvente y orientando paralelamente a ella. Consta también de mampara o deflectores, cuya función, además de soportar los tubos, es crear turbulencia y dirigir el fluido que circulará por el exterior de los tubos. Estas mamparas se fijan por varilla que van colocadas en la periferia del haz unidas por un-

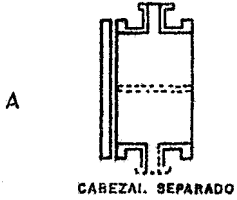


TOLERANCIAS ESTANDARD PARA LAS DIMENSIONES EXTERIAS DE UN CAMBIADOR DE CALOR TIPO AES

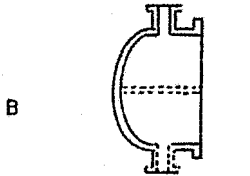
NOTA: PARA MAYOR INFORMACION CONSULTAR LAS NORMAS TEMA R SECCION 2 PARRAFO F-1

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 1.1		
TOLERANCIAS ESTANDARD PARA UN CAMBIADOR DE CALOR TIPO AES		
1983	MANUEL GRILLET	J.T. PROFESIONAL

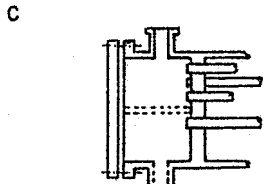
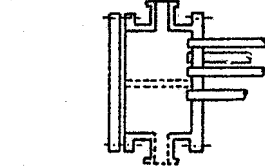
TIPO DE CABEZAL ANTERIOR



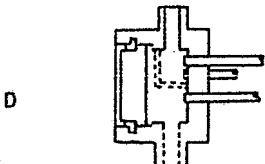
CABEZAL SEPARADO



CABEZAL SIN CUBIERTA

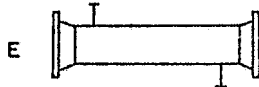


CABEZAL Y CUBIERTA INTEGRALES

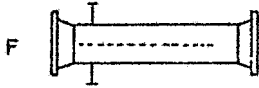


ESPECIAL PARA ALTA PRESION

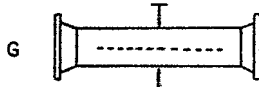
TIPO DE CUBIERTA



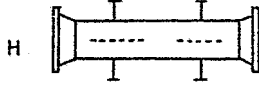
UN PASO EN LA CUBIERTA



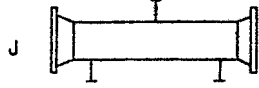
DOS PASOS EN LA CUBIERTA CON DEFLECTOR LONGITUDINAL



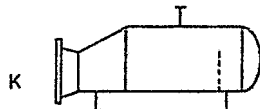
FLUJO BIPARTIDO



FLUJO DOBLEMENTE BIPARTIDO



FLUJO DIVIDIDO

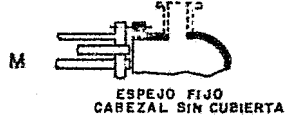


TIPO REHERVIDOR

TIPO DE CABEZAL POSTERIOR



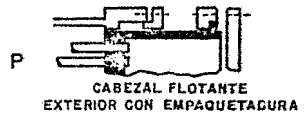
ESPEJO FIJO CABEZAL SEPARADO



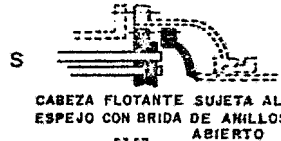
ESPEJO FIJO CABEZAL SIN CUBIERTA



ESPEJO FIJO CABEZAL Y CUBIERTA INTEGRALES



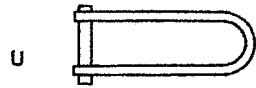
CABEZAL FLOTANTE EXTERIOR CON EMPAQUETADURA



CABEZAL FLOTANTE SUJETA AL ESPEJO CON BRIDA DE ANILLOS ABIERTO



CABEZAL FLOTANTE TIPO PULL THRU



TUBOS EN "U"

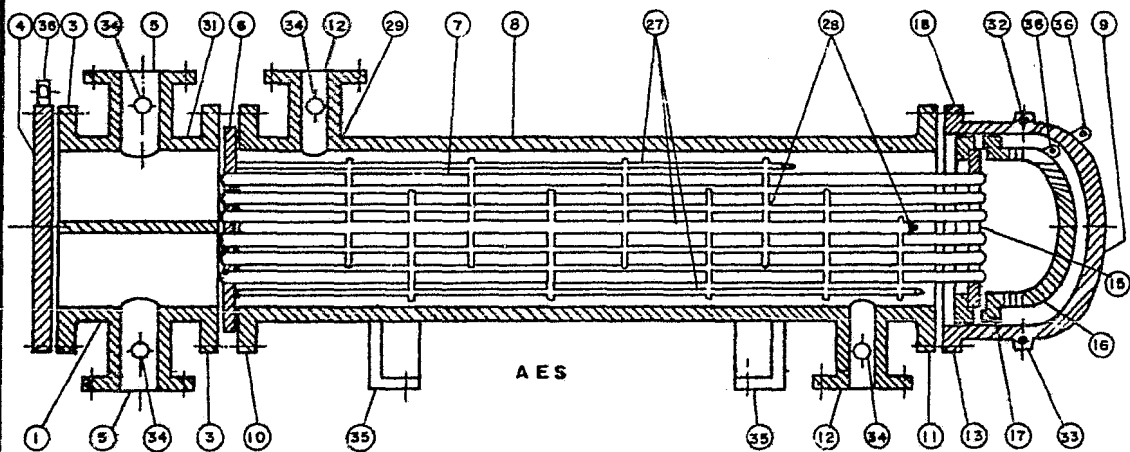


ESPEJO CON EMPAQUETADURA

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 1.1-A NOMENCLATURA DE LOS CAMBIADORES DE CALOR		
1983	MANUEL GRILLET J.	7; PROFESIONAL



- |  |   |
|--|---|
| 1 CANAL DE DISTRIBUCION-CABEZAL ESTACIONARIO.        | 21 TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE-EXTERNA.             |
| 2 CANAL DE DISTRIBUCION-BONETE.                      | 22 FALDON DEL CABEZAL FLOTANTE.                   |
| 3 BRIDA DEL CABEZAL ESTACIONARIO CANAL O BONETE.     | 23 CAJA DE EMPAQUETADURA.                         |
| 4 TAPA DEL CANAL.                                    | 24 EMPAQUE.                                       |
| 5 BOQUILLA DEL CABEZAL ESTACIONARIO.                 | 25 CONTRA BRIDA DE LA CAJA.                       |
| 6 ESPEJO ESTACIONARIO.                               | 26 ANILLO OPRESOR.                                |
| 7 TUBOS DE TRANSMISION.                              | 27 VARRILLAS TENSORAS Y ESPACIADORES.             |
| 8 ENVOLVENTE-CARCAZA.                                | 28 DEFLECTORES TRANSVERSALES O PLACAS DE SOPORTE. |
| 9 TAPA DE LA ENVOLVENTE.                             | 29 MAMPARA DE CHOQUE.                             |
| 10 BOQUILLA DE LA ENVOLVENTE AL ESPEJO ESTACIONARIO. | 30 MAMPARA LONGITUDINAL.                          |
| 11 BRIDA DE LA ENVOLVENTE A SU TAPA.                 | 31 PLACA DE PARTICION-DIVISORIA.                  |
| 12 BOQUILLA DE LA ENVOLVENTE.                        | 32 CONEXION PARA VENTILACION.                     |
| 13 BRIDA DE LA TAPA DE LA ENVOLVENTE.                | 33 CONEXION PARA DRENAJE.                         |
| 14 JUNTA DE EXPANSION.                               | 34 CONEXION PARA INSTRUMENTOS.                    |
| 15 ESPEJO FLOTANTE.                                  | 35 SILLETA DE SOPORTE.                            |
| 16 TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE.                        | 36 OREJA DE LEV'TAMIENTO.                         |
| 17 BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE.                       | 37 MENGULA DE SOPORTE.                            |
| 18 CONTRABRIDA DIVIDIDA DEL CABEZAL FLOTANTE.        | 38 VERTEDERO.                                     |
| 19 ANILLO DIVIDIDO.                                  | 39 CONEXION PARA CONTROL DE NIVEL.                |
| 20 BRIDA DESLIZABLE DE APOYO.                        |   |



UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 1.2

ELEMENTOS MECANICOS

1983 MANUEL GRILLET J T. PROFESIONAL

extremo al espejo fijo y por el otro a una placa llamada de amarre, cubriendo las varillas se insertan tramos de tubo, denominados separadores, entre mampara adyacentes para darles una posición fija.

**ESPEJOS:** El haz de tubos remata sus extremos en placa perforadas llamadas espejos, que sirven por una parte como elementos divisores entre el flujo del lado de la envolvente y el flujo del lado de los tubos y por el otro elemento de sujeción, de los tubos; estos atraviesan el espejo ó mediante una soldadura perimetral entre tubo y espejo.

**TUBO DE TRANSMISION:** Son tubos de longitudes normalizados por TEMA, cuyo diámetro exterior y su espesor varía según el calibrador Birmingham, que en la practica se conoce como BWG del tubo.

**CABEZAL DE DISTRIBUCION:** Elemento similar a la -- .envolvente cuya función es recibir el fluido que va a circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera de el.

**CABEZAL FLOTANTE:** Está formado por una tapa que se fija al espejo flotante por medio de pernos y un anillo dividido y tiene como función retornar el fluido que va por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución--

también se le conoce como cabezal de retorno.

#### 1.4 MATERIALES DE CONSTRUCCION

##### 1.4.1. FORMAS DE SUMINISTRO

Los materiales se fabrican en formas comerciales-- que se denominan formas de suministro.

En los cambiadores de calor se emplea algunas de dichas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse. A continuación se presentan las formas de suministro y su utilidad en los cambiadores -- de calor.

PLACA: Se emplea en la fabricación de mampara, silletas, tapas formados y planas, placas divisorias, tiras de sello, mampara de choque, espejos y secciones cilíndricas -- (envolventes y canales), cuando el equipo es mayor de 24 -- Pulg. (610 mm) de diámetro interior.

FORJA: Se emplea en la fabricación de bridas, coples y en algunos casos cuando los espejos y tapas planas -- cuentan con espesores mayores de 6 Pulg. (152 mm.) por la -- dificultad que presenta controlar los defectos en el laminado para estos espesores.

TUBOS: Existen en el mercado tubos de cédula desde 1/8 de Pulg. (3.2 mm.) hasta 42 Pulg. (1067mm.) de diámetro-

nominal, que no corresponde al diámetro interno ó extremo real a excepción de aquellos mayores de 12 Pulg. (305 mm.) en los cuales el diámetro exterior es igual al diámetro nominal.

Esta clase de tubos son fabricados con costura y--- sin ella, esto es soldados o extruídos, de los cuales se prefieren los segundos en los diseños de cuellos de boquillas,-- secciones cilíndricas como envolventes y canales cuando no -- excedan de 24 Pulg. (610 mm.) de diámetro nominal. (Ver tabla 1.4.1)

Los tubos calibre, también son llamados tubos de -- transmisión, se fabrican en diámetro nominales desde 1/8 : --- Pulg. (6.35 mm.) hasta 2 1/2 Pulg. (63.5 mm.) que correspon-- den al diámetro exterior y cada uno de ellos se fabrican con diferentes espesores normalizados, a los cuales se les conoce como calibre de tubo.

Al igual que los anteriores se construyen con ó sin costura, de los cuales se prefieren los últimos para la construcción de los haces de tubo. (Ver tabla 1.4.2).

**BARRA:** Se utiliza para la fabricación de varillas - tensoras esparragos y tornillos.

#### 1.4.2 FACTORES QUE INTERVIENE EN LA SELECCION DE MATERIALES.

La selección de materiales que habrán de utilizarse para la fabricación de las partes constitutivas de los cambia

dores de calor, se realiza mediante el análisis de cada uno de los factores que pueden intervenir en la seguridad, durabilidad y funcionamiento del equipo.

Los factores que tienen mayor influencia son: La corrosión la presión y temperatura, aunque se deben tomar en cuenta otros aspectos, tales como: Soldabilidad, facilidad de maquinado, costo de los materiales seleccionados y disponibilidad de los mismos en el mercado.

Se puede decir que la temperatura de diseño es uno de los más importantes factores que influyen en la selección de materiales pues aquí se consideran las propiedades físicas del material, tales como esfuerzos, límites de fatiga, ductilidad, dureza, flexibilidad, punto de fluencia, etc., para proporcionar un buen rendimiento en el Servicio de la Unidad y un alto grado de confiabilidad.

Las consideraciones que se toman en cuenta para seleccionar los materiales, se describen a continuación:

**TUBOS** : En la selección del material de los tubos se considera el ataque corrosivo de los fluidos que están en contacto con los tubos, ya que uno circula por el interior y otro por el exterior, por lo que la selección se efectúa atendiendo al fluido con características más críticas.

**DIMENSIONES EN TUBOS SOLDADOS Y SIN COSTURA**

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	ESPESOR NOMINAL DE PARED PARA														X X FUERTE				
		CED. 8S*	CED. 10S*	CED. 10	CED. 20	CED. 30	ESTAN-DAR †	CED. 40	CED. 60	EXTRA FUERTE ‡	CED. 80	CED. 100	CED. 120	CED. 140	CED. 160					
1/8	0.405		0.045																	
1/4	0.540		0.055						0.055	0.055		0.055	0.055							
3/8	0.575		0.055						0.051	0.051		0.125	0.125							
1/2	0.640	0.065	0.065						0.105	0.105		0.147	0.147						0.187	0.294
3/4	1.060	0.065	0.065						0.113	0.113		0.154	0.154						0.218	0.308
1	1.315	0.065	0.105						0.133	0.133		0.175	0.175						0.250	0.358
1-1/4	1.660	0.065	0.105						0.140	0.140		0.191	0.191						0.250	0.352
1-1/2	1.900	0.065	0.105						0.145	0.145		0.200	0.200						0.281	0.400
2	2.375	0.065	0.105						0.154	0.154		0.218	0.218						0.343	0.436
2-1/2	2.875	0.065	0.120						0.203	0.203		0.275	0.275						0.375	0.552
3	3.5	0.065	0.120						0.216	0.216		0.300	0.300						0.438	0.600
3-1/2	4.0	0.065	0.120						0.225	0.225		0.318	0.318							
4	4.5	0.065	0.120						0.237	0.237		0.337	0.337		0.438				0.531	0.674
5	5.563	0.105	0.134						0.255	0.255		0.375	0.375		0.500				0.525	0.750
6	6.625	0.105	0.134						0.260	0.260		0.432	0.432		0.562				0.718	0.864
8	8.625	0.105	0.148					0.280	0.277	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.594	0.719	0.812		0.906	0.875
10	10.75	0.134	0.165					0.280	0.307	0.365	0.365	0.500	0.500	0.594	0.719	0.844	1.000		1.125	1.000
12	12.75	0.158	0.180					0.250	0.330	0.375	0.406	0.562	0.600	0.688	0.844	1.000	1.125		1.312	1.000
14 O-D	14.0	0.158	0.188	0.250	0.312	0.375	0.375	0.438	0.594	0.500	0.750	0.938	1.094	1.250	1.408					
16 O-D	16.0	0.188	0.188	0.250	0.312	0.375	0.375	0.500	0.658	0.500	0.844	1.031	1.219	1.438	1.594					
18 O-D	18.0	0.165	0.188	0.250	0.312	0.438	0.375	0.662	0.750	0.500	0.938	1.136	1.375	1.562	1.781					
20 O-D	20.0	0.188	0.218	0.250	0.375	0.500	0.375	0.694	0.812	0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.969					
22 O-D	22.0	0.158	0.218	0.250	0.375	0.500	0.375	0.688	0.875	0.500	1.125	1.375	1.625	1.875	2.125					
24 O-D	24.0	0.218	0.250	0.250	0.375	0.562	0.375	0.688	0.888	0.500	1.218	1.531	1.812	2.062	2.344					
26 O-D	26.0			0.312	0.500		0.375				0.500									
28 O-D	28.0			0.312	0.500	0.625	0.375				0.500									
30 O-D	30.0	0.250	0.312	0.312	0.500	0.625	0.375				0.500									
32 O-D	32.0			0.312	0.500	0.625	0.375	0.688			0.500									
34 O-D	34.0			0.312	0.500	0.625	0.375	0.688			0.500									
36 O-D	36.0			0.312	0.500	0.625	0.375	0.750			0.500									
42 O-D	42.0						0.375				0.500									

TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN DADAS EN PULGADAS

LOS ESPESORES LISTADOS PARA LOS DIAMETROS RESPECTIVOS DE TUBOS, REPRESENTAN SUS DIMENSIONES DE PARED NOMINAL O PROMEDIO, PUDIENDO PRESENTAR UN ESPESOR HASTA EN UN 12.5% MENOR.

† LOS ESPESORES INDICADOS CON CIFRA GRUESA SON PERMITIDOS TAMBIEN EN ACERO INOXIDABLE, BAJO LA DESIGNACION CEDULA 40B.

‡ LAS CEDULAS 8S Y 10S SON PERMITIDOS PARA MATERIALES RESISTENTES A LA CORROSION, SIENDO LA CEDULA 10S PERMITIDA TAMBIEN PARA ACERO AL CARBONO.

‡ LOS ESPESORES INDICADOS CON CIFRA GRUESA SON PERMITIDOS TAMBIEN EN ACERO INOXIDABLE, BAJO LA DESIGNACION CEDULA 80B.

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA
TABLA No. 1.4.1	
DIMENSIONES EN TUBOS CEDULA	
1983	MANUEL GRILLET J. T. PROFESIONAL

## CARACTERISTICAS DE TUBOS CALIBRE

DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO Pulg.	CALIBRE B. W. G.	ESPESOR Pulg.	AREA INTERNA Pulg. <sup>2</sup>	SUPERFICIE EXTERNA POR PIE DE LONGITUD Pulg. <sup>2</sup>	SUPERFICIE INTERNA POR PIE DE LONGITUD Pulg. <sup>2</sup>	PESO POR PIE DE LONGITUD ACERO Lbs. *	DIAMETRO INTERNO DEL TUBO Pulg.	MOMENTO DE INERCIA Pulg. <sup>4</sup>	MODULO DE SECCION Pulg. <sup>3</sup>	RADIO DE GIRO Pulg.	CONSTANTE C **	D. E. D. I.	AREA TRANSVERSAL METALICA Pulg. <sup>2</sup>
1/4	22	-0.28	-0.295	-0.655	-0.508	0.66	1.94	0.0012	0.00098	0.792	46	1.289	0.195
1/4	24	-0.22	-0.333	-0.655	-0.509	0.54	2.06	0.0011	0.00083	0.810	52	1.214	0.159
1/4	26	-0.18	-0.360	-0.655	-0.560	0.45	2.14	0.0009	0.00071	0.824	56	1.168	0.131
3/8	18	-0.49	-0.603	-0.982	-0.725	1.71	2.77	0.0068	0.0036	1.164	94	1.354	0.502
3/8	20	-0.35	-0.731	-0.982	-0.798	1.27	3.05	0.0055	0.0029	1.213	114	1.233	0.374
3/8	22	-0.28	-0.799	-0.982	-0.803	1.04	3.19	0.0046	0.0025	1.227	125	1.176	0.305
3/8	24	-0.22	-0.960	-0.982	-0.867	0.83	3.31	0.0038	0.0020	1.248	134	1.133	0.244
1/2	16	0.65	-1.075	-1.309	-0.969	3.02	3.70	0.022	0.0086	1.556	168	1.331	0.883
1/2	18	-0.49	-1.269	-1.309	-1.052	2.36	4.02	0.018	0.0072	1.606	198	1.244	0.694
1/2	20	-0.35	-1.452	-1.309	-1.126	1.74	4.30	0.014	0.0056	1.649	227	1.163	0.511
1/2	22	-0.28	-1.548	-1.309	-1.162	1.41	4.44	0.012	0.0046	1.671	241	1.126	0.415
5/8	12	1.09	-1.301	-1.636	-1.066	6.02	4.07	0.051	0.018	1.864	203	1.536	1.177
5/8	13	-0.95	-1.486	-1.636	-1.138	5.37	4.35	0.057	0.018	1.903	232	1.437	1.158
5/8	14	-0.83	-1.655	-1.636	-1.202	4.79	4.59	0.053	0.0170	1.938	258	1.362	1.141
5/8	15	-0.72	-1.817	-1.636	-1.259	4.25	4.81	0.049	0.0156	1.971	283	1.299	1.125
5/8	16	-0.65	-1.924	-1.636	-1.296	3.88	4.95	0.045	0.0145	1.993	300	1.263	1.114
5/8	17	-0.58	-2.036	-1.636	-1.333	3.50	5.09	0.042	0.0134	2.016	317	1.228	1.103
5/8	18	-0.49	-2.181	-1.636	-1.380	3.03	5.27	0.037	0.0118	2.043	340	1.186	0.989
5/8	19	-0.42	-2.290	-1.636	-1.416	2.62	5.41	0.033	0.0105	2.068	358	1.155	0.777
5/8	20	-0.35	-2.419	-1.636	-1.453	2.21	5.55	0.028	0.0091	2.069	377	1.126	0.665
3/4	10	1.34	-1.825	-1.963	-1.262	8.84	4.82	0.129	0.0344	2.229	265	1.556	2.50
3/4	11	1.20	-2.043	-1.963	-1.385	8.09	5.10	0.122	0.0326	2.267	319	1.471	2.36
3/4	12	1.09	-2.223	-1.963	-1.393	7.48	5.32	0.116	0.0309	2.299	347	1.410	2.20
3/4	13	-0.95	-2.463	-1.963	-1.455	6.66	5.60	0.107	0.0285	2.340	364	1.339	1.96
3/4	14	-0.83	-2.679	-1.963	-1.529	5.92	5.84	0.098	0.0267	2.375	418	1.284	1.74
3/4	15	-0.72	-2.884	-1.963	-1.587	5.20	6.06	0.089	0.0238	2.423	450	1.238	1.53
3/4	16	-0.65	-3.019	-1.963	-1.623	4.76	6.20	0.083	0.0221	2.443	471	1.210	1.46
3/4	17	-0.58	-3.157	-1.963	-1.660	4.29	6.34	0.076	0.0205	2.456	492	1.183	1.36
3/4	18	-0.49	-3.339	-1.963	-1.707	3.87	6.52	0.067	0.0178	2.494	521	1.150	1.18
3/4	20	-0.35	-3.632	-1.963	-1.780	2.69	6.80	0.050	0.0134	2.532	567	1.103	0.79
7/8	10	1.34	-2.892	-2.291	-1.569	1.05	6.07	0.021	0.0055	2.662	451	1.441	3.12
7/8	11	1.20	-3.166	-2.291	-1.562	0.969	6.35	0.0208	0.00475	2.703	494	1.378	2.85
7/8	12	1.09	-3.390	-2.291	-1.720	0.891	6.57	0.0196	0.00449	2.736	529	1.332	2.62
7/8	13	-0.95	-3.685	-2.291	-1.793	0.792	6.83	0.0180	0.00411	2.779	575	1.277	2.33
7/8	14	-0.83	-3.948	-2.291	-1.856	0.704	7.09	0.0164	0.00374	2.815	616	1.234	2.07
7/8	16	-0.65	-4.359	-2.291	-1.950	0.561	7.45	0.0137	0.00312	2.875	680	1.174	1.55
7/8	18	-0.49	-4.742	-2.291	-2.034	0.432	7.77	0.0109	0.00249	2.925	740	1.126	1.27
7/8	20	-0.35	-5.090	-2.291	-2.107	0.313	8.05	0.0082	0.00187	2.977	794	1.087	0.92
1	8	1.65	-3.526	-2.618	-1.754	1.462	5.70	0.0352	0.0784	3.000	550	1.493	4.30
1	10	1.34	-4.208	-2.618	-1.816	1.237	7.32	0.0356	0.0700	3.098	706	1.366	3.64
1	11	1.20	-4.536	-2.618	-1.890	1.129	7.60	0.0357	0.0654	3.140	756	1.316	3.32
1	12	1.09	-4.803	-2.618	-2.047	1.037	7.82	0.0307	0.0615	3.174	749	1.279	3.05
1	13	-0.95	-5.153	-2.618	-2.121	0.918	8.10	0.0290	0.0599	3.217	804	1.235	2.76
1	14	-0.83	-5.463	-2.618	-2.183	0.813	8.34	0.0283	0.0507	3.255	852	1.189	2.33
1	15	-0.72	-5.755	-2.618	-2.241	0.714	8.55	0.0277	0.0455	3.291	838	1.157	2.10
1	16	-0.65	-6.048	-2.618	-2.278	0.649	8.70	0.0210	0.0416	3.314	827	1.119	1.91
1	18	-0.49	-6.390	-2.618	-2.361	0.496	9.02	0.0156	0.0332	3.356	997	1.009	1.46
1	20	-0.35	-6.793	-2.618	-2.485	0.360	9.30	0.0124	0.0247	3.414	1040	1.075	1.06
1-1/4	7	1.50	-3.221	-3.272	-2.380	2.057	4.90	0.0890	0.1425	3.833	970	1.404	6.05
1-1/4	8	1.65	-3.848	-3.272	-2.409	1.921	5.20	0.0847	0.1355	3.880	1077	1.359	5.55
1-1/4	10	1.34	-4.574	-3.272	-2.571	1.598	5.92	0.0741	0.1186	4.074	1182	1.227	4.70
1-1/4	11	1.20	-5.012	-3.272	-2.644	1.448	6.10	0.0698	0.1100	4.091	1250	1.205	4.26
1-1/4	12	1.09	-5.359	-3.272	-2.702	1.329	6.32	0.0642	0.1027	4.052	1305	1.211	3.91
1-1/4	13	-0.95	-5.825	-3.272	-2.775	1.173	6.50	0.0579	0.0926	4.097	1377	1.171	3.45
1-1/4	14	-0.83	-6.229	-3.272	-2.804	1.033	6.64	0.0521	0.833	4.136	1440	1.153	3.14
1-1/4	16	-0.65	-6.872	-3.272	-3.032	0.823	7.20	0.0426	0.0662	4.195	1577	1.116	2.82
1-1/4	18	-0.49	-7.042	-3.272	-3.016	0.723	7.52	0.0334	0.0534	4.250	1626	1.065	2.55
1-1/4	20	-0.35	-7.094	-3.272	-3.089	0.656	7.80	0.0247	0.0395	4.297	1707	1.059	2.34
1-1/2	10	1.34	-4.152	-3.927	-3.225	1.355	1.232	1.354	1.806	4.853	1860	1.218	5.75
1-1/2	12	1.09	-4.291	-3.927	-3.356	1.618	1.262	1.534	1.546	4.933	2014	1.204	4.76
1-1/2	14	0.83	-4.398	-3.927	-3.482	1.258	1.334	0.931	1.241	5.018	2181	1.124	3.70
1-1/2	16	0.65	-4.474	-3.927	-3.597	0.996	1.370	0.756	1.008	5.079	2299	1.095	2.93
2	11	1.20	-4.433	-5.236	-4.508	2.410	1.760	3.144	3.144	5.560	3795	1.136	7.29
2	13	0.95	-4.573	-5.236	-4.739	1.934	1.810	2.586	2.586	5.744	4014	1.105	5.69
2-1/2	9	1.48	-3.615	-8.540	-5.700	3.719	2.204	7.597	6.074	6.332	5851	1.134	10.94

ALCS PFSOS SE BARAN EN EL ACERO DE BAJO CARBONO CON UNA DENSIDAD DE 0.283 Lb./pulg.<sup>3</sup>. PARA OTROS MATERIALES MULT.PLICAR POR LOS SIGUIENTES FACTORES:

ALUMINIO	0.35	NIQUEL-CROMO-ACERO	1.07
A. 31.400SERIE ACEROS INOXIDABLES	0.29	COPRAC-ESTANO-ZINC	1.05
A. 1.1300SERIE ACEROS INOXIDABLES	0.32	NIQUEL Y COQUE-ACERO	0.95
ALUMINIO 80%COE	0.34	COPRE Y CUPRO-NIQUEL	1.04
ALUMINIO LATON	0.36		

\*VELOCIDAD DEL LIQUIDO QUE POR TUBO POR HORA  
 \*\*GR. ESP DEL LIQUIDO  
 (GR. ESP DEL AGUA A 60°F = 1.0)

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

TABLA No. 1-4.2

CARACTERISTICAS TUBO CALIBRE

EPEJOS: El material de construcción de los espejos también se selecciona para satisfacer el ataque corrosivo -- del fluido en servicio con más alta corrosividad, ya que un fluido ataca una de sus caras y el otro la opuesta, por lo -- general se fabrican de acero al carbón.

BRIDAS: Se fabrican de acero al carbono en la ma-- yoría de los casos, similar al de las partes a las cuales -- se sueldan y únicamente en casos muy especiales se fabrican de otro material.

ENVOLVENTE, TAPAS, CANAL Y BOQUILLAS: Se fabrican de acero al carbono por lo general, ya que es posible con -- trarrestar la corrosividad de los fluidos agregándoles mate-- rial suficiente en las caras que se exponen al mismo, y así evitan utilizar materiales más caros. La construcción de es-- tos elementos se lleva a cabo a partir de las diversas for -- mas de suministro como es el caso de las envolventes y cana-- les que algunas veces se obtienen de tubos cédula y otras de placa, las boquillas son de tubo cédula por lo general.

PLACAS DIVISORAS: Se fabrican de un material simi-- lar al de los canales y tapas a las cuales se va a soldar.



## 2. DISEÑO MECANICO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

### 2.1 CARACTERISTICAS DE PROCESO DE LOS FLUIDOS A MANEJAR

Para iniciar el diseño mecánico de un cambiador -- de calor es necesario contar con una lista de datos del mismo, que es una recopilación de información obtenida durante el estudio termodinámico del proceso que va a efectuarse y -- mediante el cual se determina el tipo de cambiador requeri-- do, con lo que es posible entonces conocer los elementos me-- cánicos que deben diseñarse. A continuación se muestran al-- gunos datos obtenidos de dicho estudio:

Diámetro interior de la envolvente = 81.0 Cm.

376 tubos de 2.54.Cm., de diámetro.

Longitud de los tubos = 847.7 Cm.

El arreglo de los tubos es cuadrado.

El tipo de flujo es lado a lado.

El % de corte de los deflectores es 27%

Otros datos necesarios para el diseño del equipo -- son los siguientes:

FLUIDO CIRCULADO	LADO ENVOLVENTE MEZCLA DE HIDROCAR- BUROS.	LADO TUBOS AGUA DE ENFRIAMIENTO
CANTIDAD TOTAL (KG/S)	18	130
CALOR ESPECIFICO (J/KG-°K)	$2.304 \times 10^3$	$4.19 \times 10^3$
DENSIDAD (KG/M <sup>3</sup> )	29.3	

## 2.2 CONDICIONES DE DISEÑO

El diseño mecánico de éste cambiador de calor de -- tubos y envolvente es del tipo de cabezal flotante, el cual - emplea una mezcla de hidrocarburos por el lado de la envolven- te y agua de enfriamiento por el lado de los tubos.

Las condiciones en base a las cuales diseñe este- equipo son

	LADO ENVOLVENTE	CABEZAL DE DISTRIBUCION
PRESION	$3.275 \times 10^6 \text{ N/M}^2$	$6.894 \times 10^5 \text{ N/M}^2$
TEMPERATURA	379°C	65°C

## 2.3 SELECCION DE MATERIALES

En la selección de materiales de construcción se -- toman en cuenta los aspectos mencionados en el punto 1.4

El fluido de proceso es una mezcla de hidrocarbu-- ros ligeros y el medio de enfriamiento es agua.

Esta mezcla tiene la siguiente composición:

BIOXIDO DE CARBONO	-----	0.055
METANO	-----	0.008
ETANO	-----	8.602
PROPANO	-----	21.165
ISO-BUTANO	-----	5.851
ISO-PENTANO	-----	10.799
BUTANO-NORMAL	-----	19.298
PENTANO-NORMAL	-----	10.535
HEXANO-PESADO	-----	23.703

Como los fluidos que van a circular son hidrocarburos y agua los cuales no son muy corrosivos, se seleccionan acero al carbono para la mayoría de las partes del cambiador, siendo una aleación para los tubos, por lo tanto los materiales empleados son los que se muestran en la tabla 2.1.

COMPONENTE	ESPECIFICACION DEL MATERIAL	ESFUERZO PERMISIBLE EN N/M <sup>2</sup>
ENVOLVENTE, CABEZAL DE DISTRIBUCION Y TAPA	SA-515	1.2066 x 10 <sup>8</sup>
TUBO DE TRANSMISION	SB-111-443	6.8949 x 10 <sup>7</sup>
ESPEJOS	SA-516-70	1.2066 x 10 <sup>8</sup>

PERNOS	SA-193-B7	1.7237 x 10 <sup>8</sup>
BOQUILLAS	SA-106-B	1.0342 x 10 <sup>8</sup>

TABLA 2.1

Pueden existir varias alternativas en la selección de los materiales, pero en éste caso se hace referencia a -- los materiales mas comerciales.

La nomenclatura utilizada en la tabla 2.1, es la - especificada por el código ASME, teniendo el siguiente sig - nificado (para SA-515-70) generalmente:

A = Acero al carbono

B = Aleación no ferrosa

515 = Propiedades del material como son fôrma fí - sica, métodos de fabricacion, propiedades mecánicas, étc.

70 = Grado del material

En la tabla 2.2 nos ilustra acerca de los materia- les recomendables que pueden ser usados según las temperatu- ras a las que vaya a estar operando el cambiador.

TEMPERATURA		MATERIAL	
°C	°F		
Mayor de 413	Mayor de 775	Cr	Mo
de 18 a 413	de 61 a 775	Acero al carbono	
de 40 a 15	de 40 a 60	Acero al carbono (ver nota 1)	

de 45 a 65	de 90 a 150	Acero al Níquel (2 1/2 % Ni)
de 100 a 195	de 150 a 320	Acero al Níquel (9% Ni) (ver nota 1)
de 195 a 252	de 320 a 425	Acero inoxidable (18% Cr 8% Ni)

Nota 1: Aplicar norma SA-20 para los requerimientos de prueba.

#### TABLA 2.2

En lo relacionado con las sustancias a manejar me auxilio con la Tabla 2.3, cabe mencionar que es a manera de ilustración ya que no es posible indicar todas las sustancias existentes sino las más generales.

Como referencia a la Tabla, considerar lo siguiente:

A = Bueno, R = Recomendable, P = Precaución (de -- pende de las condiciones) X = No recomendable.

SUBSTANCIA	ACERO AL CARBON	NIQUEL	INCONEL	MONEL	A. ITP304 ACERO	TP316 INOXIDABLE
ACETONA	A	A	A	A	A	A
ACETILENO	A	A		A	A	A
CERVEZA	P	A	A	A	A	A
BENZENO ,						
BENZAL	A	A	A	A	A	A
BENZINA,						
NAFTA	A	A	A	A	A	A
ACIDO BORI						
CO	X			P	A	A
CLORUROS EN						
GRAL.	X	R	R	R	X	X
BUTANO	A			A	A	A
ACIDO CITRI						
CO	X	R	A	A	A	A
MERCURIO	A	A		A	A	A
GAS NATURAL	A	A	A	A	A	A
ACEITES PE						
TROLEO	A	P	A	P	P	R
500° F CRU-						
DOS						
ACIDO FOSFO						

SUBSTANCIA	ACERO AL CARBON	NIQUEL	INCONEL	MONEL	A. ITP304 ACERO	TP316 INOXIDA- BLE
RICOS	P	P	P	P	P	R
AZUFRE	A	A	A	A	P	P
ACIDO SULFU						
RICO	X	P	P	R	P	A
ACIDO SULFU						
ROSO	X	P	P	P	P	A
WHISKEY Y						
VINOS	X	A	A	P	A	A
SUBSTANCIAS						
CON HIDROGE						
NO	A	A	A	A	A	A

TABLA 2.3

La tabla 2.2 y 2.3 estan amparadas por el ASME también.

Como los flúidos a manejar no son muy corrosivos -- (la corrosividad de los flúidos depende de la cantidad de impurezas contenidas como son sales de cloro, bióxido de carbono, azufre), el espesor adicional que se da para la corrosión es de 0.3 cm.

#### 2.4 PLANTILLA DE BARRENADO

La plantilla de barrenado es el dibujo que muestra la posición en que va situado cada uno de los tubos de transmisión con que contará el equipo y sirve de base para la perforación de los espejos que han de soportarlos al ensamblar el haz de tubos, y para lo cual se hacen las siguientes recomendaciones (lo cual se observa en la figura 2.1)

1.- Que la diferencia de tubos entre pasos no sea mayor de un 3% para lograr una velocidad uniforme del flúido por el interior de los tubos.

2.- La separación entre la placa de participación y el diámetro exterior del tubo no debe ser menor de 0.3 cm.

#### 2.4 PLANTILLA DE BARRENADO

La plantilla de barrenado es el dibujo que muestra la posición en que va situado cada uno de los tubos de --



transmisión con que contará el equipo y sirve de base para la perforación de los espejos que han de soportarlos al ensamblar el haz de tubos, y para lo cual se hacen las siguientes recomendaciones (lo cual se observa en la figura 2.1)

1.- Que la diferencia de tubos entre pasos no sea mayor de un 3% para lograr una velocidad uniforme del fluido por el interior de los tubos.

2.- La separación entre la placa de partición y el diámetro exterior del tubo no debe ser menor de 0.3 cm.

3.- El corte de los deflectores o mamparas debe caer sobre la línea de centros de una hilera de tubos, o bien sobre la parte media de dos hileras consecutivas para prevenir que los tubos se maltraten con este corte.

#### 2.4.1 MAMPARA DE CHOQUE

La mampara de choque, es una placa que se instala normal a la descarga de la boquilla alimentadora en la envolvente, a fin de evitar que la corriente de el fluido choque directamente sobre los tubos del haz, y los dañe por efectos erosivos. El dibujo de la mampara de choque se observa en la figura 2.1.

#### LITERALES UTILIZADAS PARA EL CALCULO DE LA MAMPARA

$\delta$  - Densidad del flujo entrante a la envolvente ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ ).

- $V$  - velocidad del fluido a la entrada de la envolvente (m/s)  
 $\dot{Q}$  - Flujo de masa que entra a la envolvente (Kg/s)  
 $Q$  - Gasto de entrada a la envolvente (m<sup>3</sup>/s)  
 $A$  - Area transversal interna de la boquilla alimentadora (m<sup>2</sup>)  
 $D$  - Diámetro interior de la boquilla alimentadora (m)

#### CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE LA MAMPARA DE CHOQUE

Cuando alguno de los tres casos siguientes se presenta, es necesario instalar placa de choque (TEMA R-4.61)

1)  $\rho v^2 > 2250 \text{ Kg/m-s}^2$  cuando se tienen fluidos, no corrosivos no abrasivos y de una sola fase.

2)  $\rho v^2 > 750 \text{ Kg/m-s}^2$  cuando se tiene fluido de dos fases.

3) para fases y vapores.

Para el caso específico de este diseño, se procede de la siguiente manera para saber si lleva o no placa de choque.

Datos de la boquilla

$D$  nominal = 25.4 cm. (diámetro nominal)

$D$  exterior = 27.3 cm. (diámetro exterior, tabla --  
1.4.1)

$D$  interior = 24.3 cm. (diámetro interior, tabla --  
1.4.1)

$e$  = 1.5 cm. (espesor, de tabla 1.4.1)

REALIZANDO OPERACIONES TENEMOS:

$$A_{\text{int. boquilla}} = A_{\text{int. b}}$$

$$A_{\text{int. b}} = \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} = 0.785 \times (24.3)^2 = 463.5 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{int. b}} = 4.635 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

Luego el gasto es:

$$Q = \frac{\dot{Q}}{\rho} \quad \text{pero} \quad \dot{Q} = 18 \text{ Kg/s}$$

Así que:

$$Q = \frac{18}{29.3} = 0.614 \text{ m}^3/\text{s}$$

Y la velocidad vale:

$$V = \frac{Q}{A_{\text{int. b}}} = \frac{0.614}{4.635 \times 10^{-2}} = 13.25 \text{ m/s}$$

$$V = 13.25 \text{ m/s}$$

Aplicando los criterios antes mencionados se tiene:

$$\rho V^2 = 29.3 \times (13.25)^2 = 5.143 \text{ Kg/m-s}^2$$

$$\rho V^2 = 5.143 \text{ Kg/m-s}^2$$

Por lo tanto si lleva mampara de choque.

#### 2.4.2 DIMENSIONAMIENTO Y LOCALIZACION DE LA MAMPARA DE CHOQUE

La mampara debe cubrir una área mayor a la comprendida por el diámetro interior de la boquilla, a fin de proteger los tubos del haz en dirección de la descarga de esta boquilla. Se considera tomar 1.25 veces el diámetro interior --

de la boquilla para obtener el diámetro de la mampara, así:

$Dmch = \text{Diámetro de la mampara de choque}$

$Dmch = 1.25 (Dint. b) = 1.25 \times 24.3 = 30.4 \text{ cm.}$

$Dmch = 30.4 \text{ cm.}$

La altura a que se debe instalar la mampara de choque respecto del diámetro interior de la envolvente, debe ser al menos  $1/4$  del diámetro interior de la boquilla, estas especificaciones son dadas en las normas TEMA R, por lo tanto:

$hmch = \text{altura de la mampara de choque}$

$hmch = Dint. b/4 = \frac{24.3}{4}$

$hmch = 6 \text{ cm.}$

Otras especificaciones que se obtienen de las normas TEMA R son las que se mencionan a continuación.

Conocida la distancia entre deflectores y el diámetro interior de la envolvente se consulta en las normas TEMA R-4.41 de tal manera que si

El diámetro interior de la envolvente es de 73.6 cm. a 96.5 cm., y el espaciamento entre deflectores cae en el rango de 30.5 cm a 45.7 cm el espesor de la mampara de choque debe ser:

$emch = \text{espesor de la mampara de choque} = 0.8 \text{ cm}$

También para conocer el espesor de la placa de participación (epp) se consultan las normas TEMA R-8.13, ahí se

especifica que para un diámetro de envolvente de 61 cm en --  
adelante el espesor de la placa de partición es:

$$e_{pp} = 1.27 \text{ cm.}$$

Luego para conocer el diámetro de los baffles se --  
consultan las normas TEMA R-4.3 y hace referencia que para --  
un diámetro de envolvente comprendido entre 61 cm a 99 cm --  
al diámetro de la envolvente en cuestión se le debe restar --  
0.45 cm de acuerdo con este caso se tiene lo siguiente:

$$\varnothing B \geq ID - 0.45 \text{ cm}$$

Donde

ID = Interdiameter = diámetro interior de la envoll  
vente

$$ID = 81 \text{ cm.}$$

por lo tanto:

$$\varnothing B = \text{diámetro del baffle o deflector.}$$

Si el diámetro interior de la envolvente es igual-  
a 81 cm sustituyendo valores se tiene:

$$\varnothing B \geq 81 \text{ cm} - 0.45 \text{ cm}$$

$$\varnothing B \geq 80.5 \text{ cm}$$

Posteriormente para conocer el por ciento de corte  
del deflector, se utiliza la siguiente expresión:

$$\% \text{ corte del deflector o baffle} = r / \varnothing B$$

Donde r = corte del deflector con respecto a uno --  
de sus extremos.

Sustituyendo estos valores se tiene lo siguiente:

$$r = \emptyset B \times \% \text{ corte}$$

$$r = 80.5 \text{ cm} \times 0.27$$

$$r = 21.73 \text{ cm.}$$

#### VARILLAS DE SOPORTE

Se utilizan para dar rigidez a los deflectores, -- según especificación del TEMA R-4.71 y dice que para un diámetro nominal de envolvente de 71 a 84 cm., debe incluirse un mínimo de seis varillas y cada una de las cuales deberá tener un diámetro de 1.27 cm., ver figura 2.1

#### TUBOS DE SEPARACION

Los tubos de separación son aquellos que en su interior llevan las varillas de soporte, las cuales sirven para dar mayor rigidez al haz de tubos y van colocados entre deflector y deflector.

#### FAJAS DE SELLO

Son elementos mecánicos alargados que se instalan longitudinalmente al haz de tubos, van soportados por los -- deflectores mediante ranuras efectuadas en ellas, su función consiste en obligar cruzar a través del haz a los fluídos -- que circulan por los espacios comprendidos entre los tubos-- exteriores del haz y la pared interna de la envolvente, dis-

minuyendo los flúidos inútiles, esto se puede observar en la figura 2.1.

Normalmente constan de un espesor de 9.52 mm., y - su ancho depende del espacio libre disponible (38 mm ó mayor), su longitud comprenderá la distancia existente entre el primero y el último deflector ó placa de amarre, con un exedente - en cada extremo de 12.7 mm., normalmente.

#### CIRCULO LIMITE DE LOS TUBOS

El círculo límite del tubo, es el círculo exterior- máximo imaginario que los tubos del haz forman en el interior de la envolvente, para calcularlo me auxilié de la figura -- 2.2.

Para ello se seleccionan los pernos adecuados con - forme a la tabla 2.4, en este caso son de 1.9 cm., por lo que en base a esto se tiene lo siguiente:

Pernos de 1.9 cm.

Espacio mínimo (Bmin) = 3.5 cm.

Distancia Radialmínima (R) = 2.85 cm.

Distancia al borde (E) = 2.0 cm.

Ahora conforme a la figura 2.2 se puede conocer el- círculo límite de tubos máximo (CLT máximo) realizando opera- ciones se tiene:

CLT máximo = 81-2 (0.31 + 1.27 + 0.15 + 0.31)

CLT máximo = 81-4

CLT máximo = 77 cm.

Con los datos obtenidos anteriormente, se procede a trazar la plantilla de barrenado, ver figura 2.1.

## 2.5 CALCULO DEL ESPESOR DE PARED DE LAS SECCIONES CILINDRICAS

Las secciones cilíndricas son:

- 1.- ENVOLVENTE
- 2.- CANAL DE DISTRIBUCION
- 3.- PARTE RECTA DE LA TAPA TORIESFERICA

Desde el punto de vista estructural, la envolvente se comporta como un cascarón cilíndrico de pared delgada.

El código ASME sección VIII-div. 1 en el parrafo - UG-27 especifica las fórmulas adecuadas para el diseño de -- este elemento.

La envolvente se encuentra sometida a una presión-externa que es la presión atmosférica y a una presión interna que es la del fluido que circula por su interior, pero -- para este diseño tomo únicamente la presión interna, ya que es mayor que la atmosférica, por lo que es más crítica.



POR PRESION INTERNA

En todo recipiente sometido a presión interna se --  
 presentan esfuerzos longitudinales y esfuerzos circunferen --  
 ciales ó tangenciales, ver figura 2.3 por lo que el espesor --  
 se debe calcular en función de el mayor de ellos.

En un análisis de la envolvente puede demostrarse --  
 que el espesor que se requiere para resistir los esfuerzos --  
 circunferenciales o tangenciales resulta ser lo doble que pa --  
 ra esfuerzos longitudinales.

El código ASME -VIII-I (sección-división<sup>1</sup>) en el --  
 párrafo UG 27 especifica las siguientes fórmulas:

$$T = \frac{PR}{SE - 0.6 P} \quad \text{Para esfuerzos circunferenciales.}$$

$$T = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{Para esfuerzos longitudinales.}$$

Donde: T = Espesor requerido para la presión.

P = Presión interna de diseño

R = Radio interior de la envolvente

S = Es el valor del esfuerzo máximo permi --  
 sible a la temperatura de diseño.

E = Es la eficiencia de la soldadura de las --  
 uniones su valor es 1.0 (100%) cuando --

se trata de tubos sin costura y de 0.85 cuando son placas soldadas ó con costura esto es según ASME-VIII-I en el párrafo UG-31.

### 2.5.1 CALCULO DEL ESPESOR DE PARED DE LA ENVOLVENTE

Los valores de diseño son los siguientes:

$$P = 3 = 3.275 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$R = 40.5 \text{ cm} + C = 40.5 \text{ cm} + 0.3 = 0.408 \text{ m.}$$

C = Espesor agregado por corrosión

$$S = 1.1073 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \text{ (ASME-VIII-I) párrafo UCS-23}$$

E = 0.85 (para soldaduras radiografiadas por puntos)

Sustituyendo valores en la ecuación para esfuerzos

circunferenciales se tiene:

$$T = \frac{PR}{SE-0.6P} = \frac{3.275 \times 10^6 \times 0.408}{1.1073 \times 10^8 \times 0.85 - 0.6 \times 3.275 \times 10^6}$$

$$T = 0.01449 \text{ m} = 1.449 \text{ cm.}$$

A este valor calculado se le debe agregar la tolerancia a la corrosión, por lo que:

$$T = 1.449 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm} = 1.749 \text{ cm.}$$

A este otro valor encontrado se le debe aproximar al valor comercial inmediato superior, así se tiene que el espesor requerido para resistir la presión en la envoltente es:

$$T = 1.9 \text{ cm.}$$

El espesor mínimo requerido por las normas TEMA -- R-3.13 para un diámetro nominal de envolvente de 76.2 cm., a 99 cm., y una aleación de acero al carbono es:

$$T = 1.1$$

### 2.5.2 CALCULO DEL ESPESOR DE PARED DEL CABEZAL DE DISTRIBUCION.

Para este elemento los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 6.894 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$R = 0.408 \text{ cm (radio de la envolvente)}$$

$$S = 1.2066 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \text{ (ASME VIII-I, UCS-23)}$$

$$E = 0.85 \text{ (para soldaduras radiografiadas por puntos)}$$

De acuerdo a la ecuación para esfuerzos tangenciales ó circunferenciales, el valor del espesor requerido por presión es:

$$T = \frac{PR}{SE-0.6P} = \frac{6.894 \times 10^5 \times 0.408}{1.2066 \times 10^8 \times 0.85 - 0.6 \times 6.894 \times 10^5}$$

$$T = 2.75 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.275 \text{ cm.}$$

A este espesor encontrado se le debe agregar la tolerancia a la corrosión y posteriormente aproximarse al valor comercial inmediato superior, por lo tanto se tiene:

$$T = 0.275 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm} = 0.575 \text{ cm.}$$

Finalmente este espesor queda con un valor de:

$T = 1.1 \text{ cm.}$  que es el requerido además por las normas TEMA R.

### 2.5.3 CALCULO DEL ESPESOR DE LA SECCION RECTA DE LA ENVOLVENTE O TAPA TORIESFERICA.

Para este caso se cuenta con los siguientes datos - de diseño:

$$P = 3.275 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$R = 44.5 \text{ cm.} + 0.3 = 44.8 \text{ cm} = 0.448 \text{ m.}$$

$$S = 1.1073 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \text{ (ASME VIII-I, párrafo UCS-23)}$$

$$E = 0.85$$

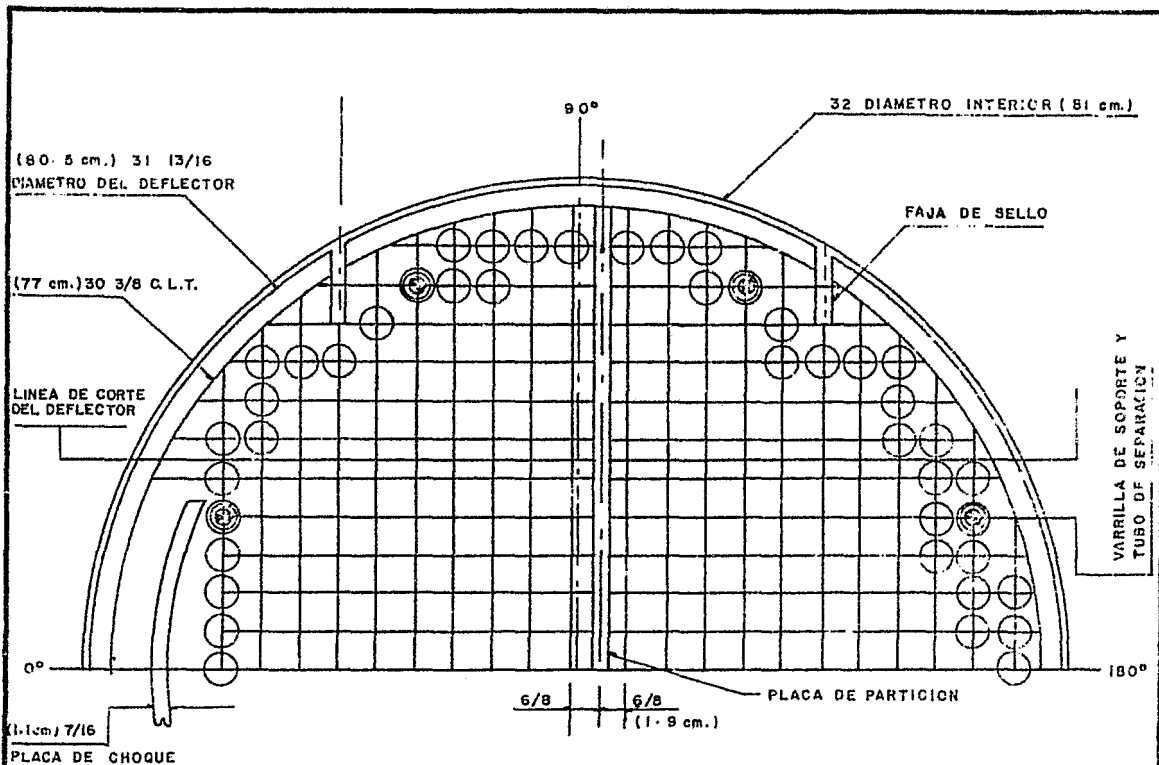
Sustituyendo valores en la ecuación correspondiente se encuentra el espesor requerido para presión, como se muestra a continuación.

$$T = \frac{PR}{SE-0.6P} = \frac{3.275 \times 10^6 \times 0.448}{1.1073 \times 10^8 \times 0.85 - 0.6 \times 3.275 \times 10^6}$$

$$T = 0.0159 \text{ m} = 1.59 \text{ cm.}$$

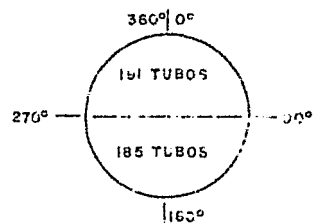
Siguiendo el procedimiento similar al del caso de la envolvente y el cabezal de distribución, el espesor final es:

$$T = 1.74 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm.}$$



ARREGLO DE LA PLANTILLA

NUMERO DE PASOS	2
ARREGLO CUADRADO	1 1/4
TUBO DE 3/4 ø CALIBRE 14	376
VARILLAS DE 1/2 ø	8
TIPO DE CAMBIADOR	AES
ESCALA	1:4



DISTRIBUCION GENERAL

NOTA: LA PLACA DE PARTICION SE DESFASO 6/8"  
PARA UN MEJOR ARREGLO DE LA PLANTILLA

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 2.1

ARREGLO DE LA PLANTILLA

1953 MANUEL GARCIA...

$$T = 2. \text{ cm}$$

El espesor mínimo requerido por las normas TEMA R-3.13 es:  $T = 1.1 \text{ cm}$ ; por lo tanto se puede decir que los espesores - calculados cumplen con el código ASME y las normas TEMA R.

## 2.6 CALCULO DE EL ESPESOR Y DIMENSIONES DE LA TAPA TORIESFERICA.

La tapa toriesferica está constituida por dos radios que determinan su geometría. Se encuentra instalada en el extremo del cabezal de retorno (ver plano de dimensionamiento general). Los radios antes mencionados presentan proporciones reglamentadas por el código ASME y se conocen como radio de rodilla y radio de corona.

La figura 2.4 muestra la tapa toriesférica, presentando a su vez todas las variables que son necesarias para el dimensionamiento de la misma.

Donde:

DE - diámetro exterior.

DI - diámetro interior.

r - radio interior de la rodilla.

L - radio interior de la corona.

F - longitud de la ceja recta

X - profundidad total de la tapa.

T - espesor.

Conociendo el valor de el diámetro interior se pueden calcular todas las variables existentes de acuerdo a las siguientes relaciones:

$$r = 0.1584 \text{ DI}$$

$$L = 0.8122 \text{ DI}$$

$$E = 0.5 \text{ DI}$$

$$A = E - r$$

$$B = L - r$$

$$C = (B^2 - A^2)^{1/2}$$

$$h = L - C$$

$$F = 3.8 \text{ cm longitud práctica}$$

$$X = F + h + T$$

De acuerdo a la figura 2.2 puede verse que el diámetro interior es:

$$\text{DI} = 89 \text{ cm.}$$

Por lo que sustituyendo este valor en las relaciones anteriores se tiene lo siguiente:

$$r = 0.1584 \times 89 = 14 \text{ cm.}$$

$$L = 0.8122 \times 89 = 72.3 \text{ cm.}$$

$$E = 0.5 \text{ DI} = 0.5 \times 89 = 44.5 \text{ cm.}$$

$$A = E - r = 44.5 - 14 = 30.5 \text{ cm.}$$

$$B = L - r = 72.3 - 14 = 58.3 \text{ cm.}$$

$$C = (B^2 - A^2)^{1/2} = (58.3^2 - 30.5^2)^{1/2} = 49.7 \text{ cm.}$$

$$h = L - C = 72.3 - 49.7 = 22.6 \text{ cm.}$$

$$X = F + h + T$$

El valor de X no se puede conocer con las dimensiones calculadas ya que es necesario conocer el espesor de la tapa T, el código ASME VIII-I especifica las ecuaciones ne -



cesarias para calcular el espesor las cuales son:

$$T = \frac{PLM}{2SE-0.2P} : M = 1/4 \times (3 + (L/r)^{1/2})$$

Donde:

T = Espesor requerido por presión sin incluir corrosión.

P = Presión de diseño.

E = Eficiencia de la junta soldada.

S = Esfuerzo permisible.

M = Factor que depende de la relación L/r.

Los valores de P, L, S y E son los siguientes:

$$P = 3.275 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ (presión lado envolvente)}$$

$$L = 72.3 \text{ cm} = 0.723 \text{ m.}$$

$$E = 0.85 \text{ (radiografiada por puntos)}$$

$$S = 1.1073 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Primero se encuentra el valor del "factor" "M", el cual es:

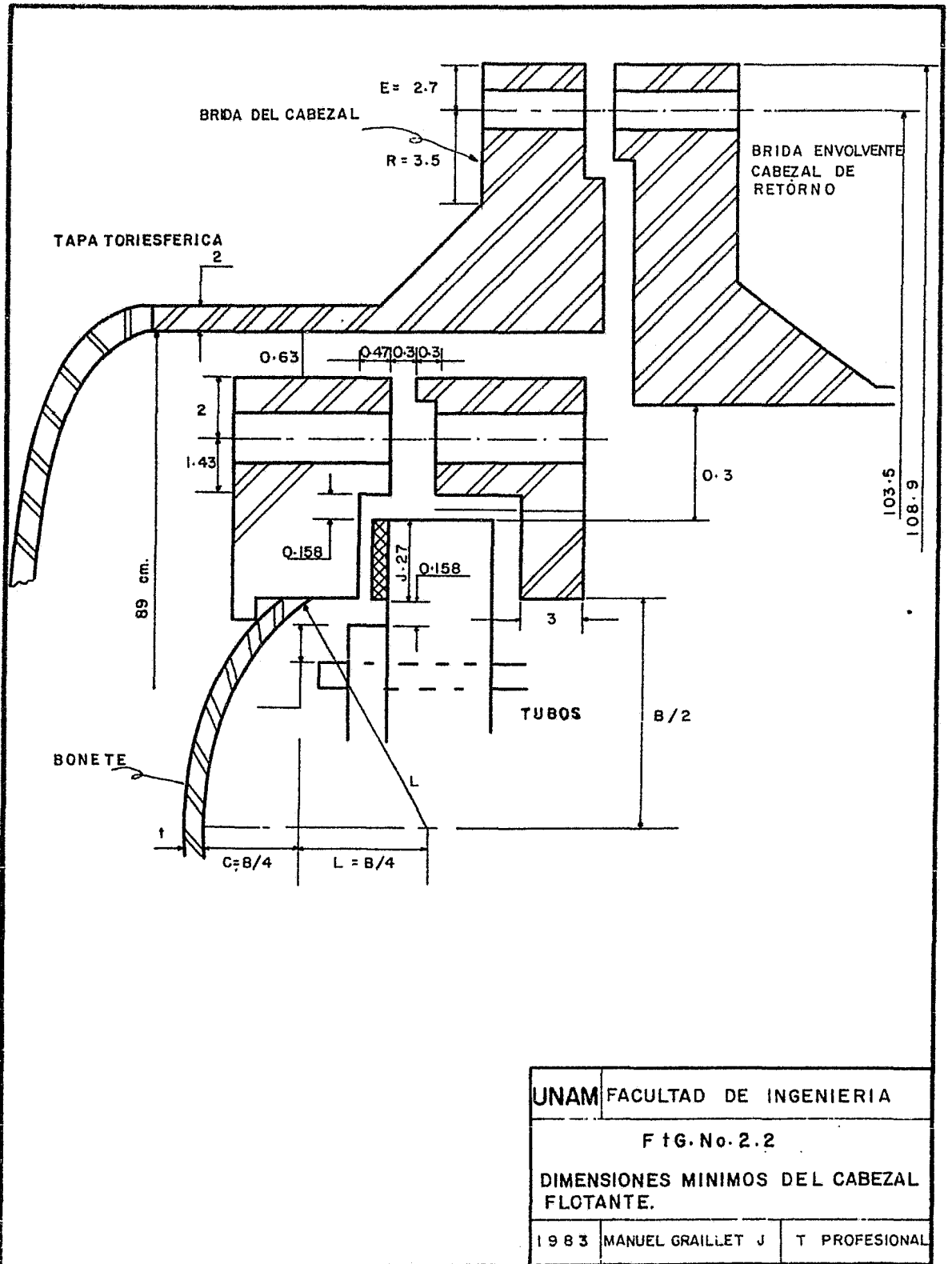
$$M = \frac{1}{4} \times (3 + (72.3/14)^{1/2})$$

$$M = 1.3181$$

Luego sustituyendo en la fórmula para el espesor se tiene:

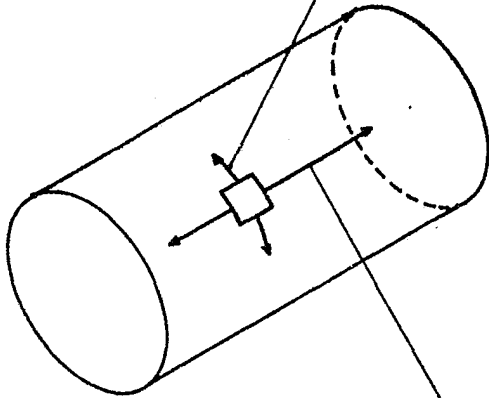
$$T = \frac{PLM}{2SE-0.2P}$$

$$T = \frac{3.275 \times 10^6 \times 0.723 \times 1.3181}{2 \times 1.1073 \times 10^8 \times 0.85 - 0.2 \times 3.275 \times 10^6}$$

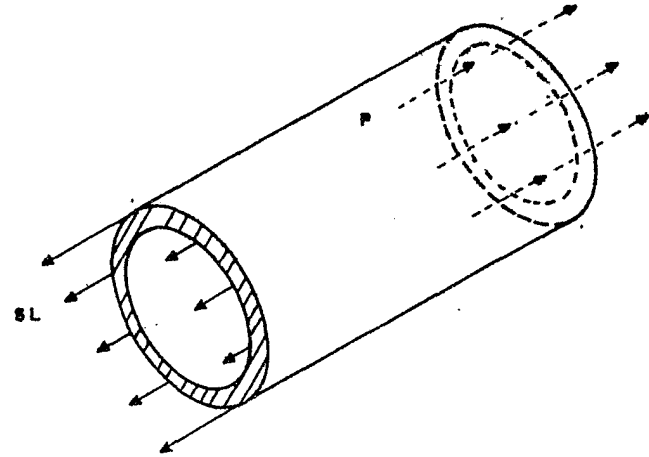


UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 2.2		
DIMENSIONES MINIMOS DEL CABEZAL FLOTANTE.		
1983	MANUEL GRILLET J	T PROFESIONAL

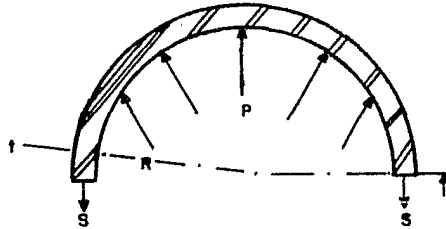
ESFUERZOS  
TANGENCIALES



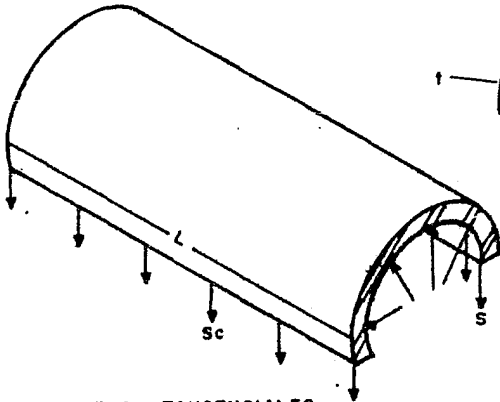
ESFUERZOS  
LONGITUDINALES



ESFUERZOS LONGITUDINALES



ESFUERZOS TANGENCIALES



ESFUERZOS TANGENCIALES

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 2.3

ESFUERZOS EN LOS RECIPIENTES  
A PRESION.

1983

MANUEL GRALLET J.

T. PROFESIONAL

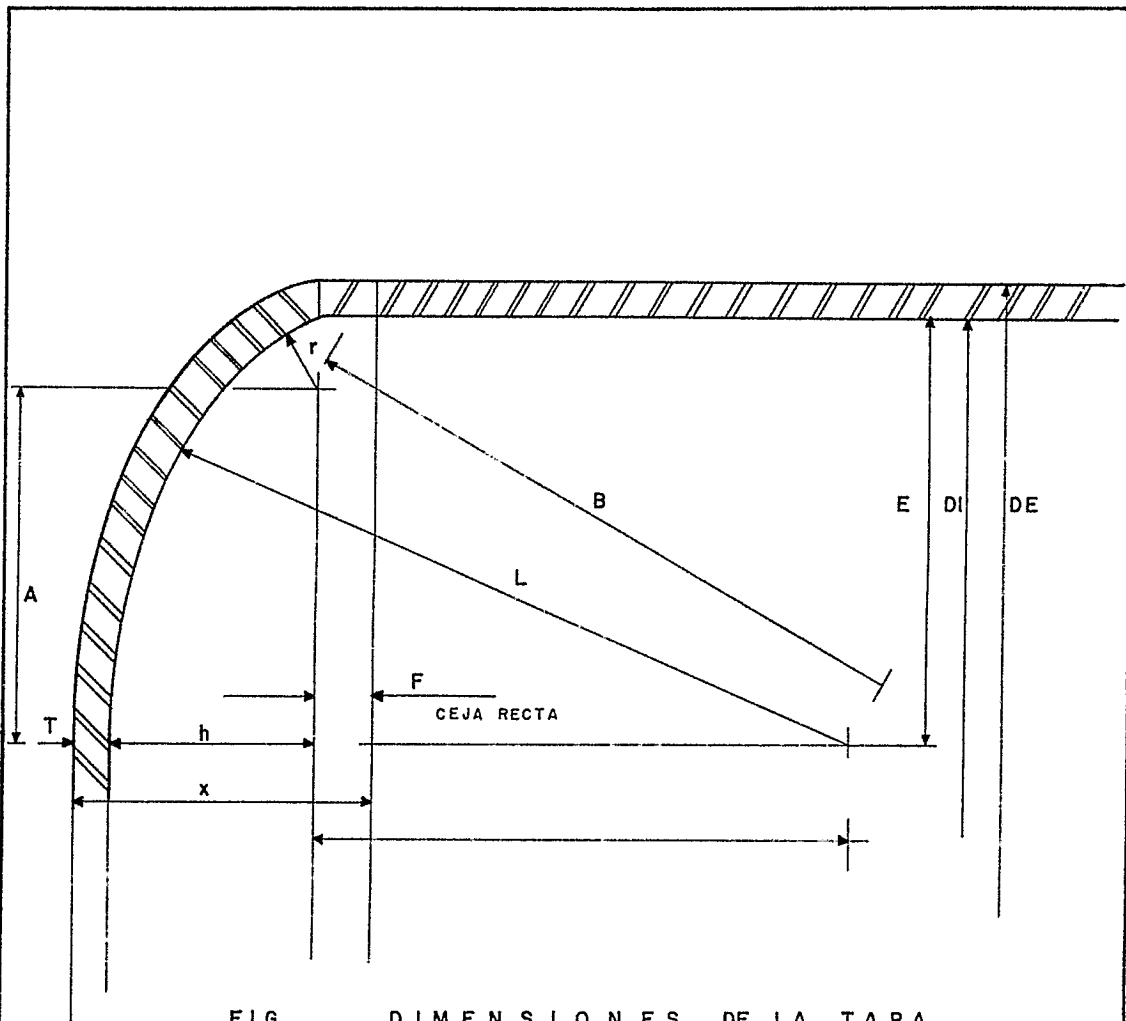


FIG. DIMENSIONES DE LA TAPA TORIESFERICA

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA
FIG. No. 2.4	
TAPA TORIESFERICA	
1983	MANUEL GRAILLET J. T. PROFESIONAL

$$T = 0.0166 \text{ m} = 1.66 \text{ cm.}$$

Agregandole la tolerancia a la corrosión que es de

0.3 cm este espesor aumenta a:

$$T = 1.66 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm}$$

$$T = 1.96 \text{ cm.}$$

## 2.7 DISEÑO DE LAS BRIDAS INTEGRALES DEL CAMBIADOR DE CALOR

Las bridas tipo integral son aquellas que se encuentran unidas a la pared del recipiente mediante soldadura, para que de esta forma se constituya todo el tipo como un solo elemento.

Estas bridas constituyen las uniones principales -- del cambiador de calor, o sea la unión de la envolvente con los canales y las tapas. La figura 2.5 ilustra este tipo de bridas, indicando las dimensiones, cargas y brazos de palanca actuantes en la misma.

Para el diseño de estas bridas se toman en consideración dos aspectos fundamentales sobre los cuales se basa el cálculo de las mismas y son:

1.- Condiciones para asentamientos del empaque ó --  
apernado.

2.- Condiciones de operación.

El cambiador de calor consta de 6 bridas (ver plano de dimensionamiento general del equipo) las cuales son:

1.- Brida del cabezal

2.- Brida envolvente-cabezal de retorno

3.- Brida espejo a cubierta

4.- Brida espejo a canal

5.- Brida canal a tapa

6.- Brida del cabezal flotante.

Donde:

Y - Esfuerzos de asentamiento del empaque,  $N/m^2$

M - Factor del empaque

Los valores de Y y m se obtienen de la tabla 2.5 para metal plano relleno de asbesto.

De las bridas antes mencionadas, la brida espejo -- a cubierta es la que tiene condiciones de operación más críticas, por lo que el diseño esta en este trabajo, ya que para el caso de las bridas restantes se realiza el mismo procedimiento y sus dimensiones las pongo en el plano de dimensionamiento del cambiador de calor anexado al final.

Las condiciones de diseño de la brida espejo a cubierta son los siguientes:

Esfuerzos permisibles de la brida ( $S_b$ )  $1.2056 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$

Esfuerzos permisibles de los pernos ( $S_p$ ) =  $1.7237 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$

Presión de diseño -----  $3.275 \times 10^6 N/m^2$

Temperatura de diseño -----  $379 \text{ }^\circ\text{C}$

Corrosión permisible -----  $0.3 \text{ cm.}$

Diámetro interior de la brida, B -  $81 \text{ cm.}$

La figura 2.6 muestra la unión de la brida espejo a cubierta.

En el diseño de la brida, el primer paso es determi

nar el ancho del empaque que se utiliza y según las normas --  
TEMA R 6.3 para un diámetro nominal de envolvente 58.4 cm y-  
mayor, el ancho del empaque debe ser 1.27 cm por lo que éste  
dato es la base para conocer otras variables tal y como se -  
muestra a continuación:

$$\text{Ancho del empaque (N) = 1.27 cm.}$$

De acuerdo a la figura 2.6 se tiene

$$\text{Diámetro interior del empaque: DI emp = B + 2 x 0.3}$$

$$\text{DI emp = 81 + 2 x 0.3}$$

$$\text{DI emp = 81.6 cm.}$$

$$\text{Diámetro exterior del empaque: DE emp = DI emp + 2N}$$

$$\text{DE emp = 81.6 + 2 x 1.27}$$

$$\text{DE emp = 84.14 cm.}$$

Luego a la tabla 2.6 caso la se tiene, que para un-  
empaque de cara plana, el ancho efectivo del empaque (b) es:

$$b = \frac{N}{2} = \frac{1.27}{2} = 0.635 \text{ cm.}$$

Así también:

$$\text{Diámetro medio del empaque G = DE emp - 2b}$$

$$G = 84.14 - 2 \times 0.635$$

$$G = 82.9 \text{ cm.}$$

Conociendo los datos anteriores se está en condi -  
ciones de proceder a calcular fuerzas y brazos de momento --



que actuan en la brida y es como sigue:

$$\text{Carga de asentamiento del empaque } Wm2 = \pi b G Y$$

$$Wm2 = 3.1416 \times 0.635 \times 10^{-2} \times 82.9 \times 10^{-2} \times 5.24 \times 10^7$$

$$Wm2 = 8.665 \times 10^5 \text{ N.}$$

Carga requerida para que fuge el empaque.

$$Hp = 2b \pi Gm P$$

$$Hp = 2 \times 0.635 \times 10^{-2} \times 3.1416 \times 82.9 \times 10^{-2} \times 3.75 \times 3.275 \\ \times 10^6$$

$$Hp = 4.062 \times 10^5 \text{ N}$$

Carga hidrostática actuante sobre el empaque

$$H = \frac{\pi G^2 P}{4}$$

$$H = \frac{3.1416 \times 0.829^2 \times 3.275 \times 10^6}{4} = 1.767 \times 10^6 \text{ N}$$

Luego la carga en condiciones de operación

$$Wm1 = Hp + H$$

$$Wm1 = 4.062 \times 10^5 + 1.767 \times 10^6 = 2.173 \times 10^6 \text{ N.}$$

El área mínima de pernos requerida ( $A_m$ ) debe ser la

mayor de:

$$A_m = \frac{Wm1}{S_p} \quad \text{ó} \quad A_m = \frac{Wm2}{S_p}$$

$$A_m = \frac{2.173 \times 10^6}{1.7237 \times 10^8} = 0.0126 \text{ m}^2$$

Posteriormente se seleccionan los pernos requeri --

dos, para este caso es de 2.54 cm de diámetro y de acuerdo --

a la tabla 2.4 se tiene lo siguiente:

Diámetro del perno  $d_p = 2.54$  cm.

Distancia radial mínima  $R = 3.5$  cm.

Distancia al borde  $E = 2.7$  cm.

Espacio mínimo  $B_{\min} = 5.7$  cm.

Area del perno  $A_p = 3.55 \text{ cm}^2 = 3.55 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Número de pernos requeridos  $N_p = \frac{A_m}{A_p}$

$$N_p = \frac{0.0126 \text{ m}^2}{3.55 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$N_p = 35.49$  pernos.

El número de perno debe ser multiplo de cuatro, ya que en el arreglo de los mismos en la brida se instalan en forma simétrica por cuadrantes, por lo que se aproxima a:

$$N_p = 36$$

Y el área real de pernos es:

$$A_{p4} = N_{p4} \times A_p = 36 \times 3.55 \times 10^{-4}$$

$$A_{p4} = 1.278 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

Para conocer el espaciamiento real entre pernos, es necesario conocer el diámetro del círculo de barrenos (C) y para ello el espesor mayor del cuello de la brida (g1), -- ver figura 2.5.

El espesor del cuello de la brida en su extremo --

más delgado "g<sub>0</sub>" es el mismo que el calculado para la envolvente y el valor del espesor "g<sub>1</sub>" se supone dentro del siguiente rango:

$$2g_0 \leq g_1 \leq 2.5 g_0; \text{ si } g_0 = 1.9 \text{ cm (espesor envolvente)}$$

$$\text{Luego considerando } g_1 = 2g_0 = 2 \times 1.9 = 3.8 \text{ cm.}$$

Ya conociendo estos valores se puede calcular el diámetro del círculo de los barrenos C y el diámetro exterior de la brida A, por lo que:

$$C = B + 2g_1 + 2R; B = 81 \text{ cm, } R = 3.5 \text{ cm.}$$

$$C = 81 + 2 \times 3.8 \times 2 \times 3.5$$

$$C = 95.6 \text{ cm.}$$

También:

$$A = C + 2E; E = 2.7 \text{ cm.}$$

$$A = 95.6 + 2 \times 2.7$$

$$A = 101 \text{ cm.}$$

Ahora el espaciamiento real entre pernos se expresa mediante la siguiente relación:

$$E \text{ real} = \frac{\pi C}{Np^4} = \frac{3.1416 \times 95.6}{36} = 8.34 \text{ cm.}$$

Según la tabla 2.4 el espaciamiento mínimo entre pernos es:  $B_{\min} = 5.7 \text{ cm.}$

Por lo que E real B min, luego el cálculo -- es correcto.

Posteriormente se calculan las fuerzas y brazos - de momento actuante en la brida, para luego conocer los momentos resultantes para las condiciones de operación y de - asentamiento del empaque o apernado.

$$\text{Carga de apernado } W = Ap^4 \times Sp$$

$$W = 1.278 \times 10^{-2} \times 1.7237 \times 10^8$$

$$W = 2.202 \times 10^6 \text{ N}$$

Condiciones de operación:

Para las condiciones de operación existe un momento resultante "Mo", que es la suma de los tres momentos MD, MT, y MG, los cuales se definen a continuación:

Mo - Momento total que actúa sobre la brida para las condiciones de operación.

MD - Componente del momento debido a HD, N-m

MT - Componente del momento debido a HT, N-m

MG - Componente del momento debido a HG, N-m

HD - Fuerza Hidrostática actuante sobre el área - interna de la brida.

HT - Diferencia entre la fuerza total hidrostática H y la fuerza hidrostática actuante sobre el área interna de la brida.

HG - Carga o reacción sobre el empaque

H - Fuerza hidrostática que actúe sobre el área -  
comprendida por el diámetro medio del empaque.

La carga o reacción sobre el empaque.

$$HG = W - H$$

$$HG = 2.202 \times 10^6 - 1.767 \times 10^6 = 4.35 \times 10^5 \text{ N.}$$

$$HT = H - HD = 1.767 \times 10^6 - 1.686 \times 10^6$$

$$HT = 8.1 \times 10^4 \text{ N.}$$

Los brazos de palanca respectivos (ver figura 2.5)

a estas cargas son:

$$hD = R + 0.5 \text{ g1}$$

$$hG = 0.5 \times (C - G)$$

$$hT = 0.5 \times (R + g1 + hG)$$

Donde:

$$R = 3.5 \text{ cm, g1} = 3.8 \text{ cm, C} = 95.6 \text{ cm.}$$

$$G = 82.9 \text{ cm.}$$

Sustituyendo valores:

$$hD = 3.5 + 0.5 \times 3.8 = 5.4 \text{ cm.}$$

$$hG = 0.5 \times (95.6 - 82.9) = 6.35 \text{ cm.}$$

$$hT = 0.5 \times (R + g1 + hG)$$

Donde:

$$R = 3.5 \text{ cm}, g_1 = 3.8 \text{ cm}, C = 95.6 \text{ cm}$$

$$G = 82.9 \text{ cm}$$

Sustituyendo valores:

$$h_D = 3.5 + 0.5 \times 3.8 = 5.4 \text{ cm.}$$

$$h_G = 0.5 \times (95.6 - 82.9) = 6.35 \text{ cm.}$$

$$h_T = 0.5 \times (3.5 + 3.8 + 6.35) = 6.825 \text{ cm.}$$

Los momentos producidos por estas cargas con sus respectivos brazos de palanca, son los siguientes:

$$M_D = H_D h_D = 1.686 \times 10^6 \times 5.4 \times 10^{-2} = 9.1 \times 10^4 \text{ N-m.}$$

$$M_G = H_G h_G = 4.350 \times 10^5 \times 6.35 \times 10^{-2} = 2.76 \times 10^4 \text{ N-m.}$$

$$M_T = H_T h_T = 8.1 \times 10^4 \times 6.825 \times 10^{-2} = 5.528 \times 10^3 \text{ N-m.}$$

El momento resultante, para las condiciones de operación es:

$$M_o = M_D + M_G + M_T$$

$$M_o = 9.1 \times 10^4 + 2.76 \times 10^4 + 5.528 \times 10^3$$

$$M_o = 124128 \text{ N-m.}$$

En condiciones para el asentamiento del empaque, -- únicamente se debe tomar en cuenta la carga de apernado "W" -- a la cual se opone solamente la carga de reacción del empa -- que:

$M_A =$  Condiciones para el asentamiento del empaque.

$$M_A = W \times h_G = 2.202 \times 10^6 \times 6.35 \times 10^{-2}$$

$$M_A = 139,827 \text{ N-m.}$$

Como  $M_A$  es mayor que  $M_o$ , el cálculo del espesor de --

la brida se debe realizar de acuerdo al mayor de ellos.

#### FACTORES DE FORMA DE LA BRIDA

En el cálculo de los esfuerzos que intervienen en la brida se involucran varias constantes de forma, que dependen de la relación  $K=A/B$  (diámetro exterior de la brida/diámetro interior de la brida), conociendo el valor de "K", posteriormente se consulta el código ASME VIII-I figura UA-51.5 y las constantes de forma de la brida tienen el siguiente valor:

$$K = \frac{A}{B} = \frac{101 \text{ cm}}{81 \text{ cm}} = 1.246$$

Donde:

$$T = 1.82$$

$$Z = 4.79$$

$$Y = 9.29$$

$$U = 10.20$$

Luego después es necesario conocer el valor de un factor "F" que es función de las proporciones del cuello de la brida e involucra las relaciones  $g_1/g_0$  y  $h/h_0$  (donde  $h_0 = B g_0 - 1/2$ ).

El factor "F" indica la relación del esfuerzo en el extremo pequeño del cuello de la brida con relación al esfuerzo en el extremo grande y el código ASME VIII, en la figura UA-51.6 lo muestra, no debe permitirse que exeda de 1.25 veces

a fin de evitar que se produzca una gran diferencia de esfuerzos.

Sustituyendo los valores ya conocidos en las relaciones anteriores se tiene:

$$g_l/g_o = \frac{3.8}{1.9} = 2.$$

Según el código ASME VIII, figura UA-51.6

$$f = 1.25$$

$$h/h_o = 1/2$$

También:

$$h_o = (B_{g_o})^{1/2} = (81 \times 1.9)^{1/2}$$

$$h_o = 12.4 \text{ cm.}$$

Sustituyendo el valor  $h_o$ :

$$h = h_o \times 1/2 = \frac{12.4}{2}$$

$$h = 6.2 \text{ cm.}$$

Con los valores de  $g_l/g_o$  y  $h/h_o$  se vuelve ir a -- consultar el código ASME sección VIII-DIV.1 (ver figura UA-51.2 y UA 51.3) y se encuentran los valores de las siguientes constantes.

$$F = 0.81$$

$$V = 0.25$$

Luego mediante las siguientes relaciones se pue -



a fin de evitar que se produzca una gran diferencia de esfuerzos.

Sustituyendo los valores ya conocidos en las relaciones anteriores se tiene:

$$g_1/g_0 = \frac{3.8}{1.9} = 2.$$

Según el código ASME VIII, figura UA-51.6

$$f = 1.25$$

$$h/h_0 = 1/2$$

También:

$$h_0 = (Bg_0)^{1/2} = (81 \times 1.9)^{1/2}$$

$$h_0 = 12.4 \text{ cm.}$$

Sustituyendo el valor  $h_0$ :

$$h = h_0 \times 1/2 = \frac{12.4}{2}$$

$$h = 6.2 \text{ cm.}$$

Con los valores de  $g_1/g_0$  y  $h/h_0$  se vuelve ir a -- consultar el código ASME sección VIII-DIV.1 (ver figura UA-51.2 y UA 51.3) y se encuentran los valores de las siguientes constantes.

$$F = 0.81$$

$$V = 0.25$$

Luego mediante las siguientes relaciones se pue --

den conocer las otras constantes de forma:

$$e = \frac{F}{ho} = \frac{0.81}{12.4} = 0.0653$$

$$d = \frac{U}{V} ho go^2 = \frac{10.20}{0.25} \times 12.4 \times 1.9^2$$

$$d = 1826$$

En el diseño de la brida intervienen tres esfuerzos:

1.- Esfuerzo longitudinal en la brida  $SL = \frac{f}{\lambda g l^2}$

2.- Esfuerzo radial en la brida  $SR = \frac{\beta M}{t^2 \lambda}$

3.- Esfuerzo tangencial en la brida  $ST = \frac{MY}{t^2} = ZSR$

Pero para calcular los esfuerzos, es necesario primero conocer unos factores de forma de la brida, los cuales se expresan mediante las siguientes relaciones:

$$\alpha = te + 1$$

$$\beta = (4/3) te + 1$$

$$\gamma = \alpha / T$$

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

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

$$M = MA/B$$

Para conocer los factores de forma es necesario suponer un espesor para la brida, por lo que sí:

$$t = 7.62 \text{ cm.}$$

Sustituyendo valores en los factores de forma:

$$\alpha = te + 1 = 7.62 \times 0.0653 + 1 = 1.497$$

$$\beta = (4.3) te + 1 = (4/3) \times 0.497 + 1 = 1.66$$

$$\delta = \alpha/T = 1.497/1.82 = 0.822$$

$$\epsilon = t^3/d = 7.62^3/1826 = 0.2423$$

$$\lambda = \delta + \epsilon = 0.822 + 0.2423 = 1.0643.$$

$$M = MA/B = \frac{139827}{81 \times 10^{-2}} = 1.726 \times 10^5$$

Sustituyendo estos valores en las fórmulas para calcular los esfuerzos se tiene lo siguiente:

$$SL = \frac{fM}{gl^2 \lambda} = \frac{1.225 \times 1.726 \times 10^5}{1.0643 \times (3.8 \times 10^{-2})^2}$$

$$SL = 1.4038 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$SR = 4.636 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$ST = MY/t^2 - Z SR =$$

$$ST = \frac{1.726 \times 10^5 \times 9.29}{(7.62 \times 10^{-2})^2} - 4.79 \times 4.636 =$$

$$ST = 5.508 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Según especificaciones hechas por el código ASME - VIII los esfuerzos actuantes en las bridas no deben exceder los siguientes valores:

$$SH \angle 1.5 S_b; 1.4038 \times 10^8 \angle 1.8099 \times 10^8$$

$$SR \angle s_b; 4.636 \times 10^7 \angle 1.2066 \times 10^8$$

$$ST \angle sb; 5.408 \times 10^7 \angle 1.2066 \times 10^8$$

$$1/2 (SH + SR) \angle sb; 9.337 \times 10^7 \angle 1.2066 \times 10^8$$

$$1/2 (SH + ST) \angle sb; 9.723 \times 10^7 \angle 1.2066 \times 10^8$$

Como los valores calculados para los esfuerzos estan dentro de los límites establecidos por el código ASME -- VIII-I, el espesor supuesto de la brida es correcto.

$$t \text{ brida} = 7.62 \text{ cm.}$$

NOTA: Para el caso de las bridas restantes, la secuencia de cálculo, es la misma que para éste caso, su dimensionamiento aparece en el plano general.

## 2.8 CALCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA PLANA

La tapa plana que se utiliza en los cambiadores de calor de tubos y envolventes, tiene la característica de ser desmontables, por estar sujeta a la brida del canal por medio de tornillos, además de que cuenta con un empaque localizado entre la cara de la brida y la misma tapa a fin de realizar un sello al ser apretados los tornillos (ver figura 2.7)

El espesor de ésta tapa se debe calcular por las normas TEMA R y el código ASME, seleccionando el espesor que resulta mayor, las fórmulas son las siguientes:

$$t = \left[ 0.108 p \times \left( \frac{G}{100} \right)^4 + \frac{2 hg Am \times G}{dp} \right]^{1/3} \text{ TEMA R-8.21}$$

$$t = G \left( \frac{Cp}{s} + \frac{1.78 WhG}{(SG)^3} \right)^{1/2} \text{ ASME UG-34}$$

Donde:

t = espesor efectivo de la tapa

G =  $82.9 \times 10^{-2}$  m = diámetro medio del empaque

hg =  $6.35 \times 10^{-2}$  m = distancia del círculo de barrenos al diámetro medio del empaque

Am =  $0.01278 \text{ m}^2$  Area total de la sección transversal de los esparragos.

$d_p = 2.54 \text{ cm} = \text{diámetro de los pernos}$

$s = 1.2066 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = \text{esfuerzo permisible del material de la tapa a la temperatura de diseño.}$

$w = 2.202 \times 10^6 \text{ N} = \text{Carga de apernado.}$

$c = 0.3 = \text{Factor que depende del tipo de unión entre la tapa y el canal (ASME UG-34)}$

$p = 6.894 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = \text{Presión de diseño lado tubos.}$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones establecidas por el código ASME y las normas TEMA R se encuentran los siguientes valores del espesor.

Según las normas TEMA R-8.21

$$t = 0.108 \times 6.894 \times 10^5 \times \frac{(0.829)}{100} + \frac{2 \times 0.0635 \times 0.01278}{2.54 \times 10^{-2}}$$

$$\dots \times \frac{(0.829)}{100}^{1/3}$$

$$t = 9.58 \text{ cm.}$$

Según el código ASME VIII párrafo UG-34

$$t = 0.829 \times \frac{(0.3 \times 6.894 \times 10^5)}{1.2066 \times 10^8} + \frac{1.78 \times 2.202 \times 10^6}{1.2066 \times 10^8 \times 0.829^2} \dots$$

$$\dots \times 0.0635)^{1/2}$$

$$t = 6.05 \text{ cm.}$$

Como el espesor calculado de acuerdo a la fórmula especificada por las normas TEMA R, es mayor, se selecciona éste

y además se le agrega 0.47 cm., por concepto de corrosión y asentamiento del empaque en la ranura, por lo tanto:

$$t = 9.58 \text{ cm} + 0.47 \text{ cm} = 10.056 \text{ cm.}$$

A éste valor encontrado finalmente, se debe aproximar al valor comercial inmediato superior, así:

$$t = 10.16 \text{ cm.}$$

## 2.9 CALCULO DEL ESPESOR DEL ESPEJO

En el cambiador de calor existen dos espejos:

Uno que se encuentra en la brida del cabezal flotante y el otro se encuentra sujeto a las bridas espejo-cubierta y espejo canal de distribución (ver figura 2.6).

El espejo se diseña por esfuerzos cortantes y por flexión, las ecuaciones de diseño están dadas por las especificaciones TEMA R.

### CALCULO DEL ESPESOR POR FLEXION SEGUN TEMA

R-7.122

$$t = \frac{FG}{2} \times \left( \frac{P}{S} \right)^{1/2}$$

Donde:

t = espesor efectivo del espejo

F = constante que depende del tipo de espejo, en este caso es empacado y es igual a 1.

G =  $82.9 \times 10^{-2}$  m., diámetro medio del empaque

$P = 3.275 \times 10^6 \text{ N/m}^2$  presión de diseño lado envolvente, ya que es mayor que la presión lado tubos.

$S = 1.2066 \times 10^8 \text{ N/m}^2$  esfuerzo permisible del material del espejo a la temperatura de diseño.

CALCULO DEL ESPESOR POR ESFUERZO CORTANTE SEGUN LAS NORMAS -  
TEMA R-7.123

$$t = \frac{0.31 DL}{(1 - d_o/p)} \times \frac{P}{S}; DL = 4 A/C$$

$C = 2.667 \text{ m}$ . Perímetro de la plantilla de barrenado tomando de centro de los tubos periféricos.

$A = 4.445 \times 10^{-1} \text{ m}^2$ , área limitada por el perímetro C.

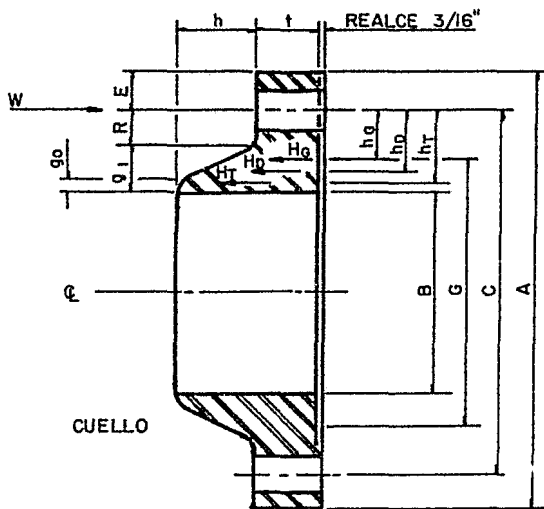
$$DL = 4 A/C = 0.666 \text{ m}.$$

$d_o = 2.54 \text{ cm}$ . Diámetro exterior de los tubos de transmisión.

$P = 3.175 \text{ cm}$ . Paso entre tubos centro a centro.

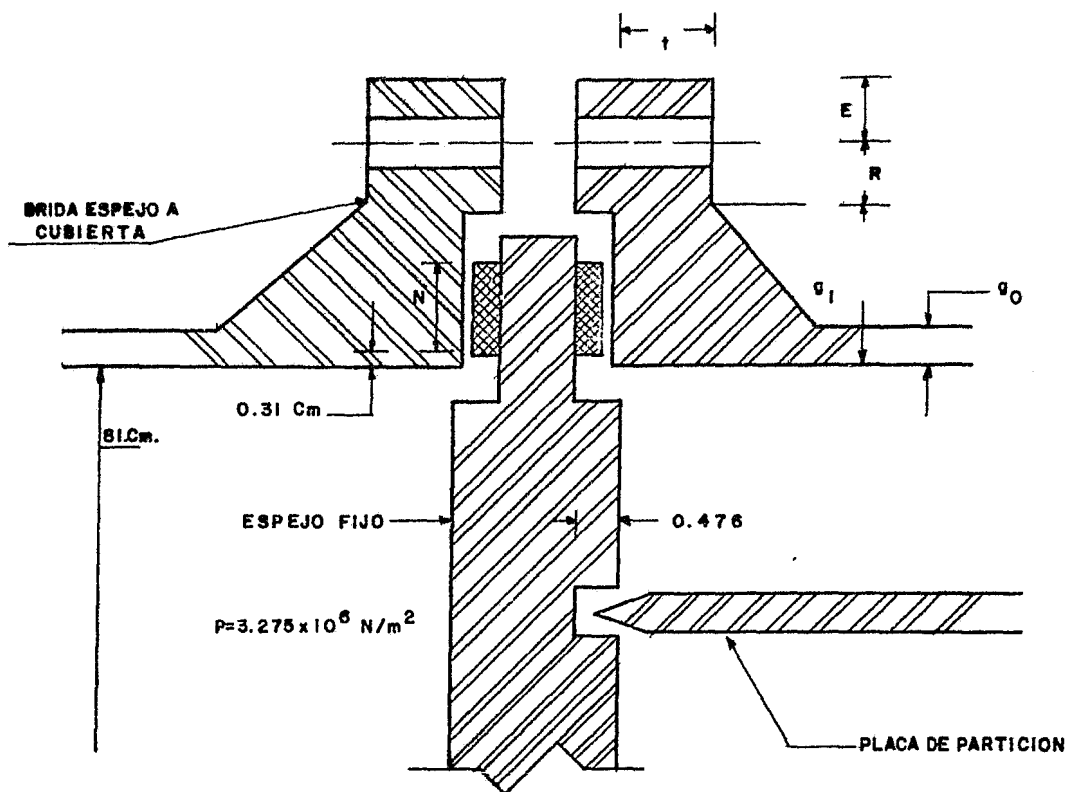
$P = 3.275 \times 10^6 \text{ N/m}$ . Presión de diseño sustituyendo valores en la fórmula por flexión se tiene:





BRIDA INTEGRAL

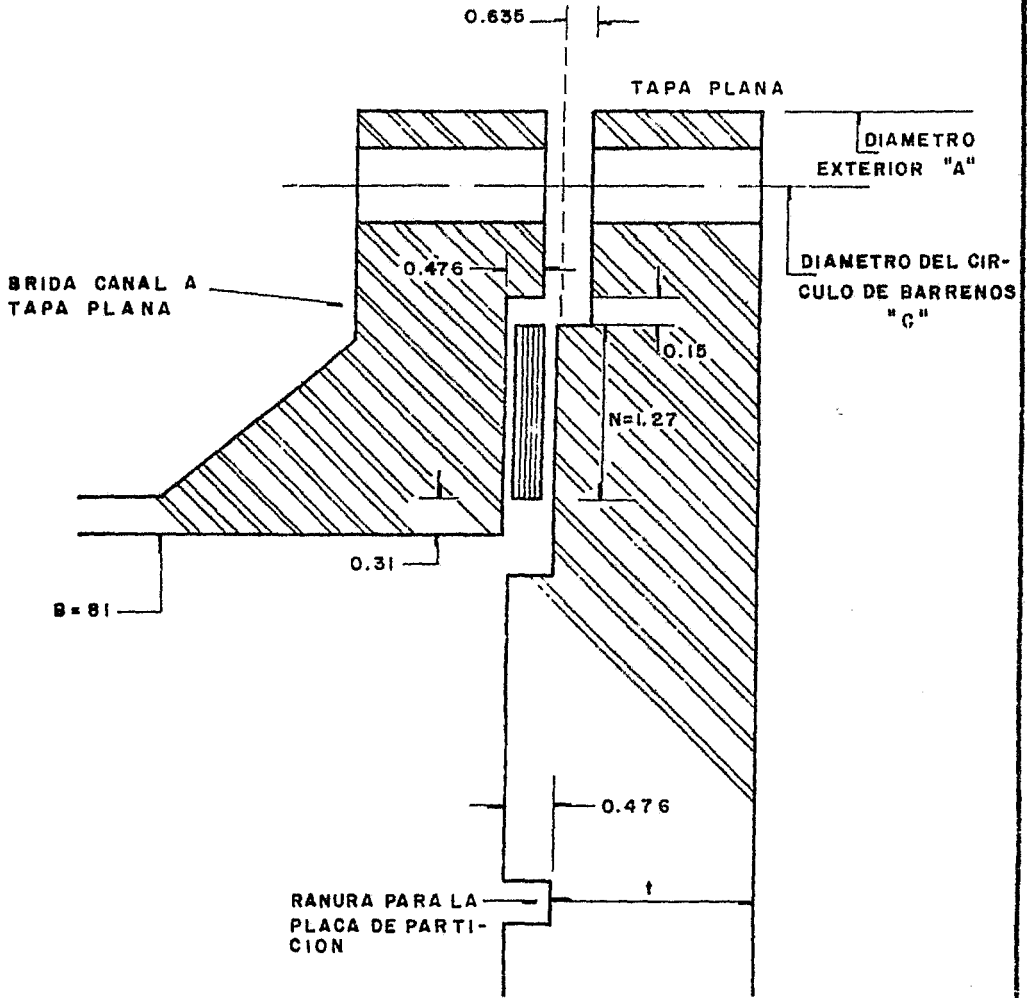
UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 2.5		
BRIDA INTEGRAL		
1983	MANUEL GRILLET J.	T. PROFESIONAL



UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 2.6  
 ENSAMBLE DE LAS BRIDAS AL  
 ESPEJO ESTACIONARIO.

1983 MANUEL GRILLET. J. T. PROFESIONAL

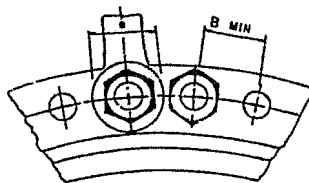
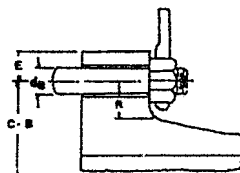


UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

FIG. No. 2.7  
UNION BRIDA TAPA PLANA

1983 MANUEL GRILLET J.T. PROFESIONAL

DIAMETRO DE PERNOS $d_B$	HILOS		DIMENSION DE TUERCAS		ESPACIO MINIMO B MIN	DISTANCIA RADIAL MINIMA R	DISTANCIA AL BORDE E	DIAMETRO DE LA LLAVE $d$	DIAMETRO DE PERNOS $d_B$
	NUMERO DE HILOS	AREA TRANSVERSAL $\square$	ENTRE PLANOS	ENTRE ESQUINAS					
1/2"	13	.128	7/8"	0.989"	1 1/4"	13/16"	5/8"	1 1/2"	1/2"
5/8	11	.202	1 1/16	1.175	1 1/2	13/16	3/4	1 3/4	5/8
3/8	10	.302	1 1/4	1.383	1 3/4	1 1/8	13/16	2 1/8	3/4
7/8	9	.419	1 7/16	1.589	2 1/16	1 1/4	16/16	2 5/8	7/8
1	8	.551	1 5/8	1.796	2 1/4	1 3/8	1 1/16	2 5/8	1
1 1/8	8	.728	1 13/16	2.002	2 1/2	1 1/2	1 1/8	2 7/8	1 1/8
1 1/4	8	.929	2	2.209	2 13/16	1 3/4	1 1/4	3 1/4	1 1/4
1 3/8	8	1.155	2 3/16	2.416	3 1/16	1 7/8	1 3/8	3 1/2	1 3/8
1 1/2	8	1.403	2 3/8	2.622	3 1/4	2	1 1/2	3 3/4	1 1/2
1 5/8	8	1.680	2	2.828	3 1/2	2 1/8	1 5/8	4	1 5/8
1 3/4	8	1.980	2 3/4	3.036	3 3/4	2 1/4	1 3/4	4 1/4	1 3/4
1 7/8	8	2.304	2 15/16	3.242	4	2 3/8	1 7/8	4 1/2	1 7/8
2	8	2.652	3 1/8	3.449	4 1/4	2 1/2	2	4 3/4	2
2 1/4	8	3.023	3 1/2	3.652	4 3/4	2 3/4	2 1/4	5 1/4	2 1/4
2 1/2	8	4.292	3 7/8	4.276	5 1/4	3 1/8	2 3/8	5 7/8	2 1/2
2 3/4	8	5.259	4 1/4	4.688	5 3/4	3 3/8	2 5/8	6 1/2	2 3/4
3	8	6.324	4 5/8	5.102	6 1/4	3 5/8	2 7/8	7	3



INFORMACION PARA EMPERNAR

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

TABLA No. 2.4

ESPECIFICACIONES PARA PERNOS

1983 MANUEL GRILLET U.T. PROFESIONAL

## MATERIALES DE EMPAQUE

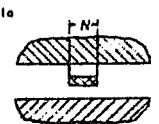
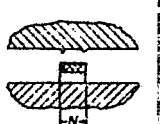
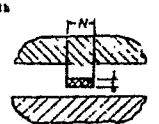
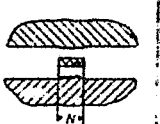
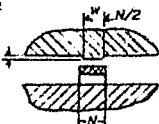
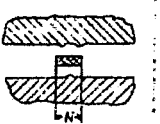
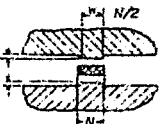
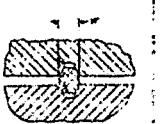
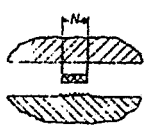
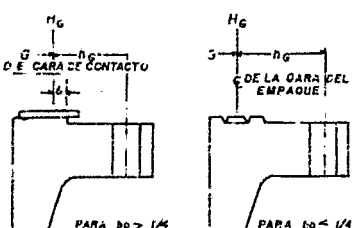
MATERIALES DE EMPAQUES	FACTOR DEL EMPAQUE "n"	ESFUERZO DE ASENTAMIENTO	ESQUEMA DE LA SECCION	LIMITACIONES DE CARA (VER TABLA III.3.3.1.2)			
HULE SINTEJIDO O ALTO PORCENTAJE DE FIBRA DE ASBESTO. DUREZA MENOR A 75 DUREZA 75 O MAYOR	0.50 1.00	0 200		1a, 1b 4, 6 UNICAMENTE			
ASBESTO CON ABLUTINANTE-APROPIADO. PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8" ESPESOR 1/16" " 1/32" "	2.00 2.75 3.50					
TEFLON SOLIDO	1/8" ESPESOR 1/16" " 1/32" "	2.00 2.75 3.50					
HULE CON FIBRA DE ALGODON INSERTADA	1.25	400		NINGUNA			
HULE CON FIBRA DE ASBESTO INSERTADA. CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE.	3 CAPAS 2 " 1 "	2.25 2.50 2.75					
FIBRA VEGETAL	1.75	1100		1a, 1b, 4, 6	USE COLUMNA II DE LA TABLA III.3.3.1.2		
ESPIRAL METALICO RELLENO DE ASBESTO.	ACERO AL CARBONO INOXIDABLE O MONEL	2.50 3.00	2900 4500				
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO o METAL CORRUGADO RE- LLENO DE ASBESTO.	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.50 2.75 3.00 3.25 3.75	2900 3700 4500 5500 7600			1a UNICAMENTE	
METAL CORRUGADO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7600				
METAL PLANO RELLENO DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5500 6500 7600 8000 9000 9000			1a, 2a UNICAMENTE	
METAL ACANALADO	ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.25 3.50 3.75 3.75 4.25	5500 6500 7600 9000 10100			1a, 1b, 2, 3 UNICAMENTE	
METAL SOLIDO PLANO	PLOMO ALUMINIO SUAVE COBRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.00 4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	1400 8800 13000 18000 21800 26000			NINGUNA	USE COLUMNA I DE LA TABLA III.3.3.1.2
JUNTA TIPO ANILLO	HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	5.50 6.00 6.50	18000 21800 26000			3 UNICAMENTE	

\* LA SUPERFICIE CON DOBLEZ EN UN EMPAQUE, DEBE ESTAR EN CONTACTO CON LA SUPERFICIE LISA DE LA CARA DE ASENTAMIENTO Y NUNCA CON ALGUN FILO (NUBBIN).

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

TABLA No. 2.5  
MATERIALES DE EMPAQUES

1983 MANUEL GRILLET J. T. PROFESIONAL

ANCHO EFECTIVO DEL EMPAQUE				
ESQUEMA DE LA CARA (AUMENTADO)	ANCHO DE ASENTAMIENTO BASICO $b_0$		ESQUEMA DE LA CARA (AUMENTADO)	
	COLUMNA I	COLUMNA II		
1a 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$	5 	
1b 	$\frac{w+T}{2}$ $\frac{N+T}{4} \text{ max}$	$\frac{w+T}{2}$ $\frac{w-N}{4} \text{ max}$	6 	
2 	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3h}{8}$	7 	
3 	$\frac{w}{2}$ $\frac{N}{4} \text{ min}$	$\frac{w+N}{4}$ $\frac{3}{8} \text{ min}$	8 	
4 	$\frac{3h}{8}$	$\frac{7N}{16}$	<p>LOCALIZACION DE LA CARGA DE REACCION DEL EMPAQUE</p>  <p>DE LA CARA DE CONTACTO</p> <p>DE LA CARA DEL EMPAQUE</p> <p>PARA <math>b_0 &gt; 1/4</math></p> <p>PARA <math>b_0 &lt; 1/4</math></p>	
<p>ANCHO EFECTIVO DE ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"</p> <p><math>b = e_0</math> cuando <math>b_0 \leq 1/4</math></p> <p><math>b = \frac{\sqrt{b_0}}{2}</math>, cuando <math>b_0 &gt; 1/4</math></p>				

UNAM FACULTAD DE INGENIERIA

TABLA No. 2.6  
ANCHO EFECTIVO DEL EMPAQUE

1983 MANUEL GRABLET S T PROFESIONAL

$$t = \frac{1 \times 82.9 \times 10^{-2}}{2} \times \frac{(3.275 \times 10^6)^{1/2}}{1.2066 \times 10^8}$$

$$t = 6.82 \text{ cm.}$$

Ahora sustituyendo valores en la fórmula para es --  
fuerzo cortante se encuentra el siguiente espesor:

$$t = \frac{0.81 \times 0.666}{(1-0.0254/0.03175)} \times \frac{(3.275 \times 10^6)}{1.2066 \times 10^8}$$

$$t = 2.80 \text{ cm.}$$

De acuerdo a los espesores anteriores, el espesor -  
calculado por la fórmula para esfuerzos por flexión es mayor,  
por lo que a éste espesor se debe agregar la tolerancia a la-  
corrosión de 0.3 cm., más 0.476 cm., para que se fije la pla-  
ca de partición en el espejo, por lo tanto:

$$t = 6.82 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm} + 0.476 \text{ cm.}$$

$$t = 7.596 \text{ cm.}$$

A este último espesor se le debe de aproximar al va  
lor comercial inmediato superior, por lo que:

$$t = 762 \text{ cm.}$$

### 3 CONSTRUCCION Y OPERACION

Para poder realizar el dimensionamiento del equipo en base a los cálculos obtenidos, es importante conocer el funcionamiento de cada uno de sus elementos. Dentro de los requisitos más importantes se encuentran:

- a) Detalles de construcción.
- b) Detalles de operación.

#### a) DETALLES DE CONSTRUCCION.

Un cambiador de calor de tubos y envolvente, presenta varios detalles en su construcción y la finalidad de estos se complementan el diseño de sus elementos y dar mayor funcionalidad al equipo, haciendo su fabricación lo más sencilla posible.

Para construir un equipo, no es suficiente contar con las dimensiones de cada parte y saber su localización en el plano general del cambiador, sino que además son necesarios tomar en cuenta los detalles de maquinados, soldaduras y accesorios.

Los detalles de construcción deben tener en forma clara todos los datos posibles para que se puedan realizar correctamente, los detalles de construcción más importantes son los siguientes:



- 1) Plantilla de barrenado
- 2) Boquillas
- 3) Juntas tubo-espejo

#### 1) PLANTILLA DE BARRENADO

En el dibujo de la plantilla de barrenado, (ver fig. 2.1) se deben detallar las dimensiones de cada una de las partes componentes del haz de tubos, como son: diámetro de varillas y tubos de separación, líneas de corte, placa de participación, fajas de sello y diámetro de detectores.

En el dibujo de la plantilla de barrenado se observan las notaciones:  $0^\circ$ ,  $180^\circ$  y  $270^\circ$ , los cuales definen la orientación del dibujo con respecto al cambiador.

Generalmente estas notaciones tienen el siguiente significado: en una sección transversal del equipo, vista de derecha a izquierda ó significa arriba,  $90^\circ$  a la derecha,  $180^\circ$  abajo y  $270^\circ$  a la izquierda, o sea Norte, Este, Sur y Oeste respectivamente.

#### 2) BOQUILLAS.

Las boquillas son elementos que sirven para efectuar la alimentación y descarga de los fluidos que circulan dentro del equipo, uno por el lado tubos y otro por el lado de la envolvente.

Estas boquillas estan constituidas por un tubo soldado en un extremo al cambiador y bridado en otro a fin de efectuar la conexión con alguna tubería, ver fig. 3.1.

Según las normas TEMA R, el espesor mínimo permisible del cuello de boquillas bridadas, debe ser cédula 80 para diámetro de 205 mm. y menores.

Para boquillas de 254 mm. del diámetro y mayores - el espesor mínimo debe ser de 13 mm. Todos los puntos altos y bajos del cambiador de calor, deben estar previstos de conexiones para ventilación y drenaje, así como también las boquillas deben tener coples para instalar instrumentos para medición de presión y temperatura.

### 3) JUNTAS TUBOS- ESPEJO.

En todo cambiador de calor la unión de los tubos con el espejo es muy importante, ya que de una buena junta depende que el equipo cumpla su función.

Existen varios tipos de juntas: rolada, rolada reforzada con ranuras y rolada y reforzada con soldadura.

#### 3.1 JUNTAS ROLADAS

El ensanchamiento de los tubos ó rolado, consiste en trabajar en frío los extremos de los tubos para ponerlos en contacto íntimo con el metal de que está formado el espejo.

Para rolar los tubos, se inserta un ensanchador en uno de sus extremos y se hace girar el mandril, al ir entrando éste, los rodillos del ensanchador van separandose y al rolar sobre la cara interna del tubo, trabajan en frío el metal.

En la figura 3.2, se muestra como el tubo va aumentando de diámetro y se une a la superficie que lo rodea, debido a que ésta cara es una barrera restrictiva, el ensanchamiento deforma al metal del tubo y lo une intimamente con el metal del espejo.

### 3.2 JUNTA ROLADA Y REFORZADA CON RANURAS.

Para que puedan resistir mayores esfuerzos, las uniones de los tubos con el espejo se refuerzan maquinando ranuras en el mismo. Durante el rolado parte del metal del tubo se deposita en las ranuras. De esta manera se le proporciona anclaje a la unión.

El contacto íntimo que se logra de esta forma, elimina cualquier deslizamiento de la unión, en la fig. 3.3 se muestra una junta rolada reforzada con ranuras y dimensiones utilizadas de acuerdo a las normas TEMA R.

### 3.3 JUNTA ROLADA Y REFORZADA CON SOLDADURA

Su empleo se resfringe cuando se manejan substan--

cias a altas temperaturas, volátiles e inflamables.

Para realizar este tipo de unión se requiere que los materiales de los tubos y el del espejo sean compatibles para llevar a cabo la soldadura.

En la fig. 3.4 se muestran algunos de los tipos aceptables de soldadura proporcionados por el código ASME sección VIII dw. I en su párrafo CIA-002.

Durante el rolado el metal del tubo y el del espejo se deforman permanentemente y la presión y fricción originadas entre las dos superficies en contacto, determina la resistencia y estabilidad de las uniones. En la fig. 3.2, se presentan los tres pasos de ensanchamiento de un tubo.

#### b) DETALLES DE OPERACION

Para un óptimo funcionamiento de un cambiador de calor de tubos y envolvente, se deben cumplir los siguientes puntos:

1) Correcta instalación de los deflectores ó mamparas.

El haz de tubos es el que encierra los requerimientos dimensionales del equipo para el buen funcionamiento, ya que de la localización de las boquillas en la envolvente y de la distribución de los deflectores depende que el cambiador -

cumpla adecuadamente la función para la cual se diseña.

Una de las limitaciones que se encuentran, es la -- dimensión desde la línea de centros de cada boquilla en la en -- volvente a la pared del deflector más cercano a ellas, lo -- cual debe evitarse que se coloque cerca al radio de la boqui -- lla en cuestión, ya que las temperaturas de operación ocasionan alteraciones en la longitud del haz de tubos del cambia -- dor, por lo que se tiene que considerar un cambio en la posi -- ción relativa de las boquillas con los deflectores, para ello ver fig. 3.5. A.

También para el adecuado funcionamiento del equipo -- se debe tener precaución en cuanto al tipo de flujo que se -- presenta dentro de la envolvente, siempre que se requiere un -- flujo arriba- abajo, es necesario contar con un número par de deflectores y nunca lo contrario, ver fig. 3.5- B.

## 2) NORMAS GENERALES

2.1.- Ningún cambiador de calor de tubos y envolven -- te debe ser operado bajo condiciones que excedan lo señalado -- en la placa de diseño. Se debe revisar las especificaciones -- y dibujos para aplicar adecuadamente las instrucciones.

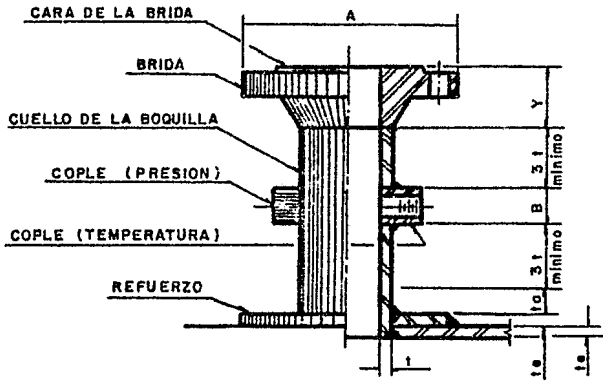
2.2- Los cambios de flujo, deben ser graduales.

Nunca debe introducirse en un cambiador de calor - un flujo caliente cuando la unidad este fría; ni un fluido - frío cuando la unidad está caliente, ya que se pueden producir impactos térmicos que pueden dañar el equipo.

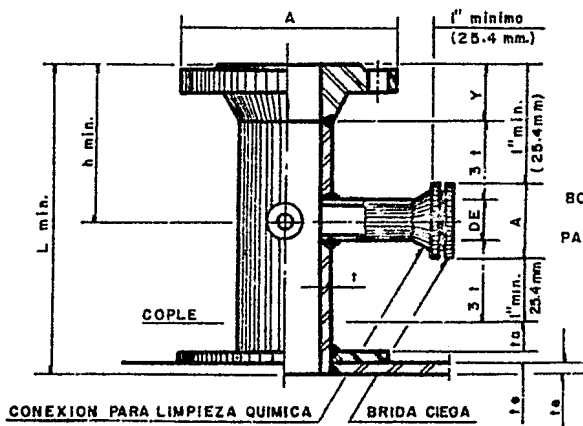
2.3- Los cambiadores de calor de espejo flotante - siempre deben de ponerse en marcha haciendo circular primero el fluido frío y posteriormente introducir gradualmente el - fluido caliente.

2.4- Para detener la operación de un cambiador de - calor de espejo debe disminuirse gradualmente el flujo caliente para después suprimir el flujo frío.

2.5- Durante el arranque del equipo deben permane-- cer las ventanillas abiertas y todos los pasajes deben estar- llenos de fluído y purgados de aire.



BOQUILLA CON CONEXIONES  
PARA LA INSTALACION DE  
INSTRUMENTOS DE MEDICION



BOQUILLA CON CONEXION  
PARA LIMPIEZA QUIMICA

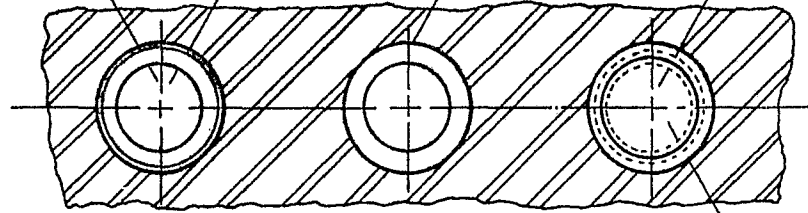
UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIGS. No. 3.1		
BOQUILLAS		
1983	MANUEL CRAILLET J	T. PROFESIONAL

ESPESOR INICIAL DE LA PARED DEL TUBO

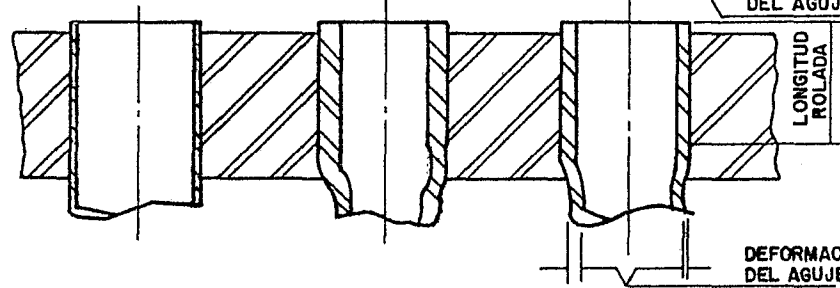
CLARO DEL AGUJERO

TUBO EN CONTACTO CON EL AGUJERO

DEDUCCION EN EL ESPESOR DE PARED DEL TUBO



DEFORMACION PERMANENTE DEL AGUJERO



DEFORMACION PERMANENTE DEL AGUJERO

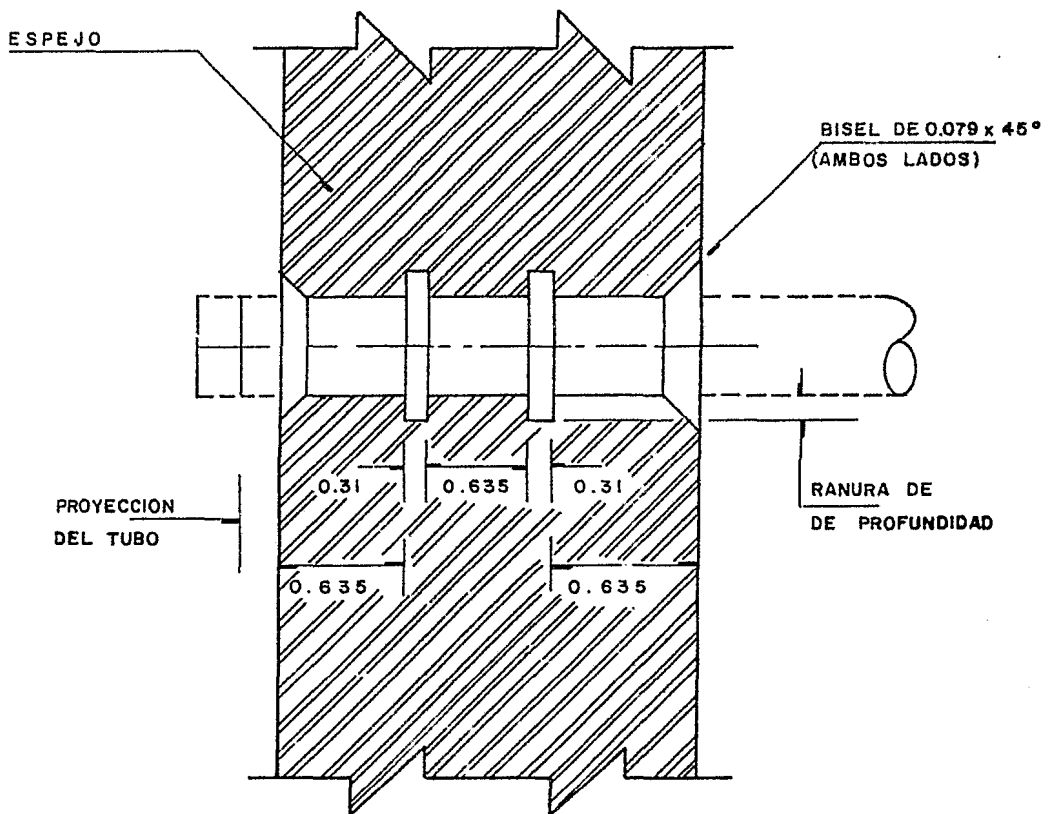
JUNTA SIN EXPANDER

EXPANSION HASTA HACER CONTACTO CON EL AGUJERO

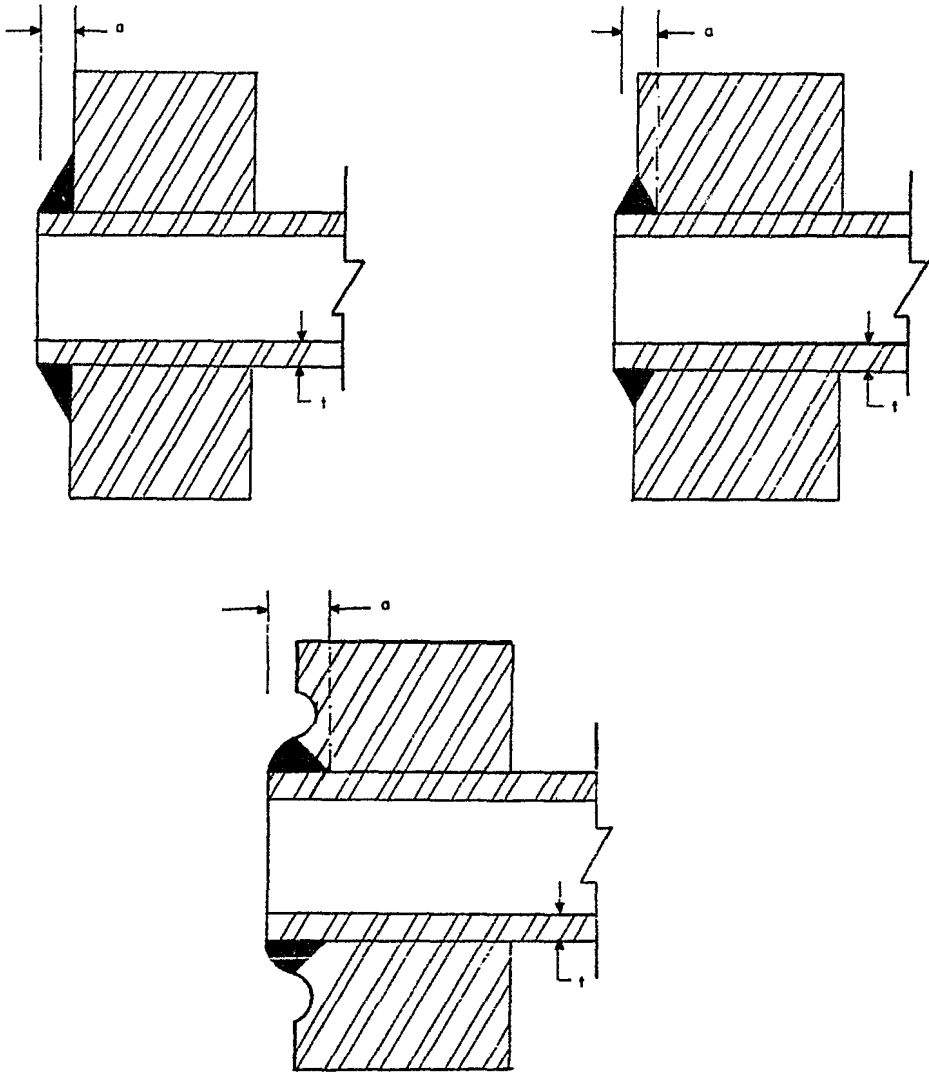
JUNTA ROLADA COMPLETA

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA
FIG. No. 3.2	
ETAPAS DEL ROLADO DE UN TUBO	
1983	MANUEL GRILLET J. T. PROFESIONAL

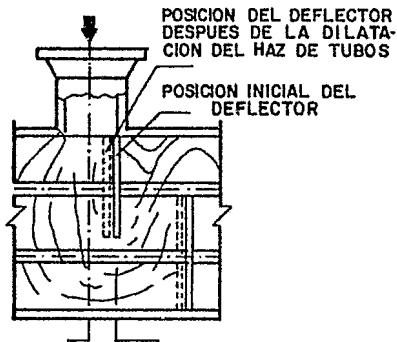




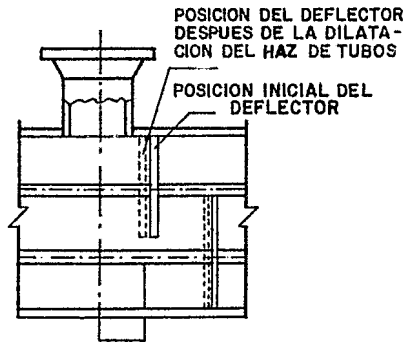
UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 3.3		
JUNTA ROLADA Y REFORZADA CON DOS RANURAS		
1983	MANUEL GRILLET J	T. PROFESIONAL



UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA
FIG. No. 3.4	
SOLDADURA EN LA JUNTA TUBO ESPEJO DONDE $a \geq 1.4t$	
1982	MANUEL GRILLET J. T. PROFESIONAL

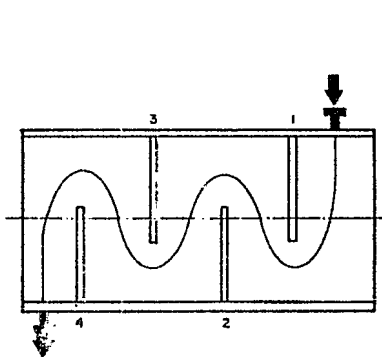


POSICION INCORRECTA DEL DEFLECTOR  
PROXIMO A LA BOQUILLA

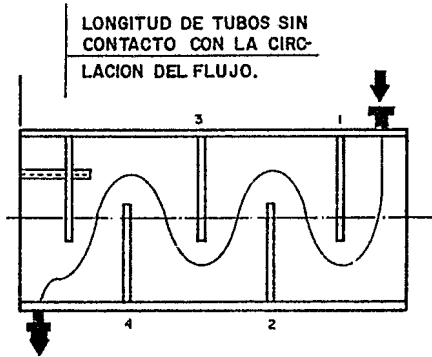


POSICION CORRECTA DEL DEFLECTOR  
PROXIMO A LA BOQUILLA

FIG. 3. 5 A COLOCACION DE DEFLECTORES CON RESPECTO A LAS BOQUILLAS.



NUMERO PAR DE DEFLECTORES  
ADECUADO



NUMERO IMPAR DE DEFLECTORES  
INADECUADO

FIG. 3. 5 B RELACION DEL NUMERO DE DEFLECTORES CON RESPECTO AL FLUJO DE CIRCULACION.

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA	
FIG. No. 3. 5 A/B		
DEFLECTORES		
1983	MANUEL GRILLET J.	T. PROFESIONAL

#### 4. ESTUDIO ECONOMICO

El estudio económico que realice para este cambiador de calor de tubos envolvente del tipo de cabezal flotante, fué tomando en cuenta los siguientes factores:

##### 4.1) COSTO DE MATERIALES (CM)

##### 4.2) COSTO DE LA MANO DE OBRA (CMO)

##### 4.2.1- COSTO DE FABRICACION (Cf)

##### 4.2.2- COSTO DE DISEÑO MECANICO Y TERMODINAMICO (CDMI)

Los materiales utilizados son los que se muestran a continuación:

COMPONENTE	ESPECIFICACION DEL MATERIAL
Envolvente, cabezal de distribución y tapas	SA-515 - 70
Tubos de transmisión	SA-111-443 (ADMIRALTY)
Espejos	SA-516-70
Bridas	SA-105 (FORJA)
Pernos	SA-193-B7
Boquillas	SA-106-B

Realizando una encuesta de precios de los diferentes materiales mencionados, encontré la siguiente:

- 1) El precio de kilogramo de acero al carbono fué de \$15.00
- 2) El costo de la aleación no ferrosa SE-III-443 -

conocida como Admiralty, era de \$126.00 el metro de longitud para una tubería de 2.54 cm., de diámetro, y el calibre 14.

#### 4.1 COSTO DE LOS MATERIALES

El costo de los materiales del equipo lo calcule - sumando el costo del haz de tubos (CHT) y el costo del cuerpo (CC)

El haz de tubos se encuentra formado por:

a) tubos de transmisión

b) espejos, cabezal flotante, baffles, varillas y - tubos de separación.

a) COSTO DE LOS TUBOS (CT)

La longitud de cada uno de los tubos utilizados para este equipo es de 487.7 c., y en el mercado se venden estos de una longitud comercial de 610 cm., se necesitaron por consecuencia 376 tubos de 610 cm., de largo, así que el costo total de los mismos es el siguiente:

$$CT = 2\ 293.6 \times 124$$

$$CT = \$284,407.00$$

Para calcular el costo de los espejos, cabezal flotante, baffles, varillas y tubos de separación, se multiplica el peso del acero el cual constituye estos elementos por el costo del kilogramo del mismo, por lo que si:

a) Peso de los espejos	438 Kg.
b) Peso de los baffles	186 Kg.
c) Peso del cabezal flotante	<u>382 Kg.</u>
	1,006 Kg.

Luego el costo de estos elementos es:

$$1,006 \times 15 = \$15,090.00$$

Así el costo del haz de tubos será:

CHT = G + costo de los elementos del haz de tubos.

Sustituyendo valores encontré lo siguiente:

$$\text{CHT} = \$284,407.00 + \$15,090.00$$

$$\text{CHT} = \$299,497.00$$

COSTO DEL CUERPO DEL CAMBIADOR (CC)

El cuerpo del cambiador de calor se encuentra formado por los siguientes elementos, los cuales pesan:

envolvente = 1 082 Kg.

boquillas = 241 Kg.

bridas = 1 467 Kg.

tapa plana = 581 Kg.

El costo del cuerpo es por lo tanto:

CC = peso del cuerpo x costo del Kg., de acero al carbono

$$\text{CC} = 3\,371 \times 15$$

$$\text{CC} = \$50,565.00$$

a) Peso de los espejos	438 Kg.
b) peso de los baffles	186 Kg.
c) Peso del cabezal flotante	<u>382 Kg.</u>
	1,006 Kg.

Luego el costo de estos elementos es:

$$1,006 \times 15 = \$15,090.00$$

Así el costo del haz de tubos será:

CHT = G + costo de los elementos del haz de tubos.

Sustituyendo valores encontré lo siguiente:

$$\text{CHT} = \$284,407.00 + \$15,090.00$$

$$\text{CHT} = \$299,497.00$$

COSTO DEL CUERPO DEL CAMBIADOR (CC)

El cuerpo del cambiador de calor se encuentra formado por los siguientes elementos, los cuales pesan:

envolvente = 1 082 Kg.

boquillas = 241 Kg.

bridas = 1 467 Kg.

tapa plana = 581 Kg.

El costo del cuerpo es por lo tanto:

CC = peso del cuerpo x costo del Kg., de acero al carbono

$$\text{CC} = 3\,371 \times 15$$

$$\text{CC} = \$50,565.00$$

Así que el costo total del material utilizado es:

$$CM = CHT + Ce$$

$$CM = \$299,497.00 + \$50,565.00$$

$$CM = \$350,062.00$$

#### 4.2 COSTO DE LA MANO DE OBRA (CMo)

El Instituto Mexicano del Petróleo posee el reglamento de que siempre que va a realizar la adquisición de un paquete de cambiadores de calor, invita a concursar un conocido grupo de fabricantes para seleccionar el que ofrezca -- mejores precios, tiempos de entrega y garantías.

Para el caso de este diseño, fueron cinco fabricantes de compañías extranjeras y tres de compañías mexicanas -- ó nacionales, los cuales daban el precio del equipo (PE) --- en base a sus estudios realizados, y estos son:

##### FABRICANTES EXTRANJEROS:

- 1) \$1,679,950.00
- 2) \$1,567,500.00
- 3) \$1,257,115.00
- 4) \$1,213,360.00
- 5) \$1,557,590.00

##### FABRICANTES NACIONALES:

- 1) \$1,887,563.00
- 2) \$2,014,514.00
- 3) \$1,782,319.00

El costo de la mano de obra lo estime de la si --



guiente manera:

$$\text{CMo} = \text{Precio del equipo menos el costo del material}$$

$$\text{CMo} = \text{PE} - \text{CM}$$

Considerando el caso número uno para fabricantes-extranjeros, tenemos:

$$\text{CMo} = \text{PE} - \text{CM}$$

$$\text{CMo} = \$1,679,950,00 - \$350,062.00$$

Luego el costo de la mano de obra, la dividimos - entre el peso total del equipo (PTE) el cual realizando el cálculo encontré que es aproximadamente igual a 6.584 Kg., - se puede encontrar el costo por kilogramo de material, así - se tiene lo siguiente:

$$\text{Costo por kilogramo de material} = \frac{\text{CMo}}{\text{PTE}}$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Costo por kilogramo de material} = \frac{1,329,888.00}{6,584 \text{ Kg.}}$$

$$\text{Costo por kilogramo de material} = \$202.00$$

Este costo por kilogramo de material, es incluyendo todo lo invertido por el fabricante hasta la terminación del equipo, considerandose el diseño mecánico, diseño ter--modinámico y tecnología de fabricación.

Por lo que resumiendo lo anterior para fabrican -

tes nacionales y extranjeros, se puede escribir lo siguiente:

FABRICANTES NACIONALES

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1) PE = \$1,887,563.00 | 2) PE = \$2,014,514.00 |
| CMo = \$1,537,501.00   | CMo = \$1,664,452.00   |
| Pkg = \$ 234.00        | Pkg = \$ 253.00        |
|                        |                        |
| 3) PE = \$1,782,319.00 |                        |
| CMo = \$1,432,257.00   |                        |
| Pkg = \$218.00         |                        |

FABRICANTES EXTRANJEROS

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1) PE = \$1,679,950.00 | 4) PE = \$1,213,360.00 |
| CMo = \$1,329,888.00   | CMo = \$863,298.00     |
| Pkg = \$202.00         | Pkg = \$131.00         |
|                        |                        |
| 2) PE = \$1,657,500.00 | 5) PE = \$1,557,590.00 |
| CMo = \$1,307,438.00   | CMo = \$1,207,528.00   |
| Pkg = \$199.00         | Pkg = \$184.00         |
|                        |                        |
| 3)                     |                        |
| 3) PE = \$1,257,115.00 |                        |
| CMo = \$907,073.00     |                        |
| Pkg = \$138.00         |                        |

En el costo de la mano de obra se incluyen los --  
siguientes puntos:

- 1) Costo de fabricación (CF)
- 2) Costo de diseño mecánico y termodinámico (CDMT)

Luego entonces:

$$CMo = CF + CDMT$$

Pero generalmente el costo del diseño equi -  
vale al 10% del precio del equipo, por lo que si considera--  
mos el caso número uno para fabricantes extranjeros, tene --  
mos:

$$CDMT = 10\% PE = 0.1 \times \$1,679,950.00$$

$$CDMT = \$167,995.00$$

Y también se tiene que el costo de fabricación es:

$$CF = CMo - CDMT = \$1,329,888.00 - \$167,995.00$$

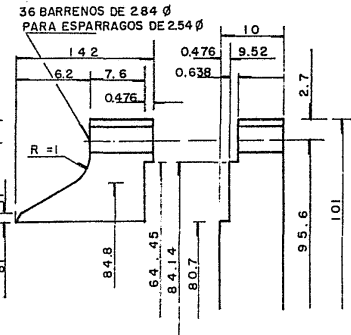
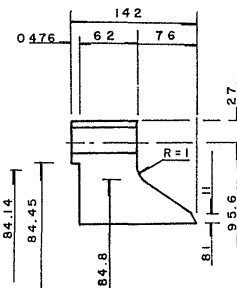
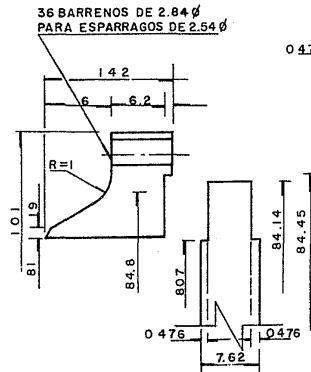
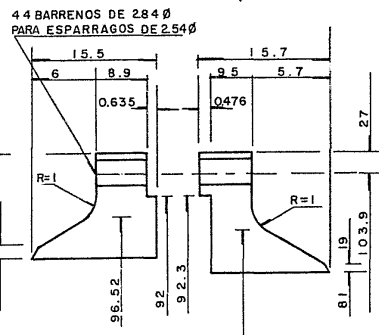
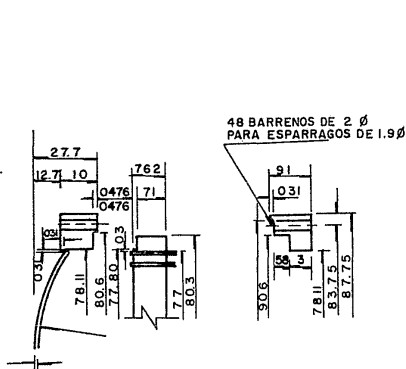
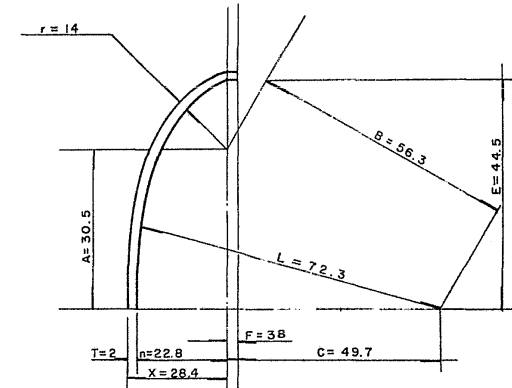
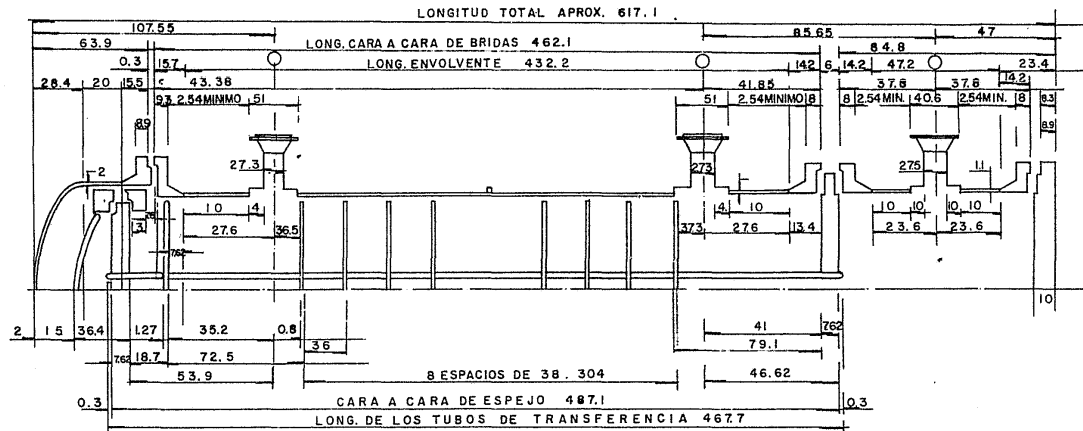
$$CF = \$1,161,893.00$$

Analizando las anteriores cotizaciones del equipo,  
hechas por fabricantes nacionales y extranjeros, concluí lo-  
siguiente, con respecto a los costos.

FABRICANTE NACIONAL. El costo unitario promedio --  
que ofrece es \$235.00 por kilogramo.

FABRICANTE EXTRANJERO. Este Industrial ofrece un -  
costo unitario promedio a \$171.00 por kilogramo.

Se puede decir que el fabricante extranjero ofre -  
ce costos más bajos debido a que posee una técnica más avan-  
zada y una mano de obra mejor calificada.



### DATOS DE DISEÑO

SERVICIO: ENFRIADOR DE HIDROCARBUROS		
TIPO: AES TAMAÑO 81CM 488CM		
	LADO ENVOLVENTE	LADO TUBOS
PRESION DE DISEÑO	3.275 x 10 <sup>6</sup> N/M <sup>2</sup>	6.894 x 10 <sup>5</sup> N/M <sup>2</sup>
PRESION DE PRUEBA	4.929 x 10 <sup>6</sup> N/M <sup>2</sup>	1.034 x 10 <sup>6</sup> N/M <sup>2</sup>
TEMPERATURA DE DISEÑO	37.9 °C	65 °C
CORROSION PERMITIDA	0.3 cm	0.3 cm
Nº DE PASOS	UNO	DOS
CODIGOS ASME - VIII-1 TEMA R		
NUMERO DE TUBOS 376, DIAMETRO 2.54 cm, CALIBRE 14		
PESO DE TRANSMISOR EN OPERACION 10.079 Kgs.		

### MATERIALES DE CONSTRUCCION

ENVOLVENTE	SA-519-70
CABEZAL DE DISTRIBUCION	SA-515-70
TAPA ENVOLVENTE	SA-515-70
TAPA CABEZAL DE DISTRIBUCION	SA-519-70
TUBOS DE TRANSMISION	SA-111-443
ESPEJOS	SA-516-70
BRIDAS	SA-105
COPILES	SA-105
BOQUILLAS	SA-106 B
CABEZAL FLOTANTE	SA-105
TAPA CABEZAL FLOTANTE	SA-915-70
ESPARRAGOS	SA-193-87
TUERCAS	SA-194-2H

### EMPAQUES

TAMAÑO DI x DE	LOCALIZACION	ESPESOR	MATERIAL
81-6 x 84-14 cm	CANAL A TAPA	0.3 cm	ASBESTO RECUBIERTO DE ACERO SUAVE.
81-6 x 84-14 cm	ESPEJO A CANAL	0.3 cm	ASBESTO RECUBIERTO DE ACERO SUAVE.
81-6 x 84-14 cm	ESPEJO A CUBIERTA A TAPA	0.3 cm	ASBESTO RECUBIERTO DE ACERO SUAVE.
89.5 x 92 cm	CUBIERTA A TAPA	0.3 cm	ASBESTO RECUBIERTO DE ACERO SUAVE.
77.8 x 80.3 cm	CABEZAL FLOTANTE	0.3 cm	ASBESTO RECUBIERTO DE ACERO SUAVE.

DI = DIAMETRO INTERIOR DE = DIAMETRO EXTERIOR

UNAM	FACULTAD DE INGENIERIA
DISEÑO DEL ENFRIADOR	
1983	MANUEL GRAILLET J. T. PROFESIONAL

## CONCLUSIONES

El diseño mecánico de los cambiadores de calor de tubos y envolvente, en el Instituto Mexicano del Petróleo se realiza en base al código ASME sección VII División I, a las normas TEMA R y a las especificaciones de Ingeniería-E-201 debido que éstos Códigos y Normas a través de los años han mostrado que cumplen con los requisitos que exige la industria petrolera.

Un punto en el que se debe tener mucho cuidado es al seleccionar los materiales de construcción del equipo, ya que la corrosión del equipo, ya que la corrosión puede destruir el material requerido por presión en este trabajo los fluidos empleados en el equipo no son muy corrosivos, es por eso que se selecciona acero al carbono, pero en el caso en el cual se emplean fluidos muy corrosivos como son agua salada y ácidos, se deben seleccionar materiales especiales como son los aceros inoxidable y otras aleaciones.

También en los detalles de construcción y operación como son plantilla de barrenado, juntas tubo-espejo, localización de los deflectores y tipo de flujo empleado, se debe tener mucho cuidado, ya que independiente de que los espesores calculados cumplan con los espesores

especificados por las fórmulas de los Códigos y Normas, se --  
los detalles antes mencionados no se llevan a cabo correcta-  
mente, la funcionalidad del equipo será deficiente.

Las grandes Compañías Petroquímicas, encomiendan --  
estos trabajos a firmas de Ingeniería extranjeras, debido --  
a que estas ofrecen precios más bajos por su alta tecnología  
y mano de obra calificada por ésto es necesario crear una --  
tecnología cada vez más propia para que de esta manera se --  
pueda disminuir la competencia extranjera y por consecuencia  
las Divisas producidas se queden en el país, es por lo ante-  
rior que espero ésta Tesis sea útil.

## BIBLIOGRAFIA

- 1) ASME Biler and Pressure Vessels Code Section-VIII División 1
- 2) Standard of Tubular Exchangers Manufacturers Association
- 3) Process Equipment Design. Lloyd E. Brownell and Edwing H. Young.
- 4) Especificaciones de Ingeniería E-201 para cambiadores de - calor, Instituto Mexicano del Petróleo
- 5) Resistencia de Materiales, Ferdinand L. Singer.
- 6) Física General, Serie Shaum.
- 7) Manual del Ingeniero Químico  
Robert H. Perry.