



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN



DISEÑO Y CALCULO DE UN RECIPIENTE CILINDRICO  
HORIZONTAL A PRESION PARA LA SEPARACION  
DE CONDENSADOS

T E S I S

PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

J U L I O S U J I M E N E Z

ASESOR: I. Q. JOSE GUADALUPE RAMOS ANASTACIO

CUAUTITLAN IZCALLI EDO. DE MEX.

AGOSTO 1993

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## INDICE GENERAL

I.	INTRODUCCION -----	1
II.	GENERALIDADES -----	3
II.1.1.	RECIPIENTE A PRESION -----	3
II.1.2.	PRESION DE OPERACION -----	3
II.1.3.	PRESION DE DISENO -----	3
II.1.4.	PRESION DE PRUEBA -----	4
II.1.5.	PRESION MAXIMA PERMISIBLE -----	5
II.1.6.	ESPEJOR DE PARED MINIMO -----	5
II.1.7.	ESPEJOR DE PARED DE DISENO -----	5
II.1.8.	ESPEJOR DE PARED NOMINAL -----	5
II.1.8.	ESPEJOR DE PARED NOMINAL -----	5
III.1.	TIPO DE RECIPIENTES -----	6
III.1.1.	RECIPIENTES ATMOSFERICOS -----	7
III.1.2.	RECIPIENTES A PRESION -----	8
IV.1.	TIPOS DE TAPAS -----	14
IV.1.1.	TAPAS PLANAS -----	15
IV.1.2.	TAPAS PALANAS CON CEJA -----	15

IV.1.3.	TAPAS UNICAMENTE ABOMBADAS	16
IV.1.4.	TAPAS ABOMBADAS CON CEJA	16
IV.1.5.	TAPAS TORIESFERICAS	16
IV.1.6.	TAPAS SEMIELIPTICAS	18
IV.1.7.	TAPAS 80:10	20
IV.1.8.	TAPAS SEMIESFERICAS	20
IV.1.9.	TAPAS CONICAS	21
IV.1.10.	TAPAS TORICONICAS	22
IV.1.11	TAPA ABOHBADA CON CEJA PLANA	22
V.1.	ACCESORIOS	24
V.2.	BOQUILLAS	26
V.3.	ESPEORES EN LOS CUELLOS DE BOQUILLAS	27
V.4.	REGISTROS HOMBRE	29
VI.1.	SELECCION DE BRIDAS PARA ROQUILLAS	30
VI.1.1.	BRIDAS DE CUELLO SOLDABLE	30
VI.1.2.	BRIDAS DESLIZABLES	32
VI.1.3.	BRIDAS DE TRASLAPE	33
VI.1.4.	BRIDAS ROSCADAS	34
VI.1.5.	BRIDAS DE ENCHUFE SOLDABLE	34

VI.1.6.	BRIDAS CIEGAS	34
VI.1.7.	BRIDAS ESPECIALES	35
VI.2.	TIPOS DE CARAS DE BRIDAS	35
VI.2.1.	BRIDAS DE CARA PLANA	35
VI.2.2.	BRIDA DE CARA REALZADA	37
VI.2.3.	BRIDA DE CARA MACHIHEMBRADA	37
VII.1.	CODIGOS APLICABLES	38
VII.2	LIMITACIONES	44
VIII.1.	MATERIALES	46
VIII.1.1.	MATERIALES AMPARADOS POR EL CODIGO A.S.M.E.	47
VIII.1.2.	MATERIALES USADOS EN RECIPIENTES A PRESION DE ACUERDO AL SERVICIO A QUE VAYAN A SER DESTINADOS	48
VIII.1.3.	PROPIEDADES QUE DEBEN TENER LOS MATERIALES PARA SATIS- FACER LAS CONDICIONES DE SERVICIO	52
IX.1.	METODOS DE FABRICACION	58
IX.1.1.	PROCESO DE SOLDADURA CON GAS	60
IX.1.2.	PROCESO DE SOLDADURA CON ARCO ELECTRICO	60

X.1.	CRITERIOS DE DISEÑO E INSPECCION Y PRUEBA EN RECI- PIENTES A PRESION -----	64
X.2.	INSPECCION Y PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESION -----	66
X.2.1.	INSPECCION RADIOGRAFICA -----	66
X.2.2.	INSPECCION POR PARTICULAS MAGNETICAS -----	68
X.2.3.	INSPECCION POR LIQUIDO PENETRANTE -----	68
X.2.4.	INSPECCION ULTRASONICA -----	68
X.3.	PRUEBAS -----	68
X.3.1.	PRUEBA HIDROSTATICA -----	69
X.3.2.	PRUEBA NEUMATICA -----	70
XI.1.	APLICACIONES EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION -----	71
XI.2.	CALCULO POR PRESION INTERNA -----	71
XI.2.1.	CUERPO -----	71
XI.2.2.	TAPAS -----	71
XI.2.2.1.	TORIESFERICA A.S.M.E. -----	71
XI.2.2.2.	SEMIELIPTICA -----	71
XI.2.2.3.	80:10 -----	71
XI.2.2.4.	SEMIESFERICA -----	71

XI.3.	CALCULO POR PRESION EXTERNA -----	82
XI.3.1.	CUERPO -----	82
XI.3.2.	TAPAS -----	85
XI.4.	CALCULO POR PRESION MAXIMA PERMISIBLE -----	87
XI.4.1.	CUERPO -----	87
XI.4.2.	TAPAS -----	88
XI.5.	CALCULO Y DISENO DE LAS SILLETAS -----	89
XI.5.1.	PESO DEL RECIPIENTE -----	90
XI.5.2.	CAPACIDAD DEL RECIPIENTE -----	91
XI.5.3.	PESO EN OPERACION -----	92
XI.5.4.	PESO DURANTE LA PRUEBA HIDROSTATICA -----	93
XI.5.5.	LOCALIZACION DE SOPORTES Y SILLETAS -----	94
XI.5.6.	CALCULO DE SILLETAS -----	95
XI.5.7.	ESFUERZO LONGITUDINAL EN LAS SILLETAS A TENSION Y COMPRESION -----	96
XI.5.8.	ESFUERZO LONGITUDINAL LOCALIZADO AL CENTRO, DEL CLA- RO ENTRE APOYOS A TENSION Y COMPRESION -----	100
XI.5.9.	ESFUERZO DE CORTE TANGENCIAL -----	101
XI.5.10.	ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES -----	105
XI.5.11.	DISENO DE SILLETAS -----	109

XI.5.12.	DISEÑO DE LA TAPA DE REGISTRO HOMBRE -----	112
XI.5.13.	CÁLCULO DE OREJAS DE IZAJE -----	121
XI.5.14.	CÁLCULO DE PLACA DE REFUERZO -----	121
XII.1.	APÉNDICE -----	124
XIII.1.	CONCLUSIONES -----	138
XIV.1.	BIBLIOGRAFÍA -----	139

## CAPITULO I

### I N T R O D U C C I O N

En esta época, nuestro país atraviesa por una etapa, en la que la transformación de hidrocarburos es importante para su economía, más su capacidad de transformación es aún reducida para aprovechar esta riqueza natural. Por lo que la ingeniería de proyecto es fundamental para lograr un alto grado de transformación.

En la forma en que la ingeniería de proyecto se ha incrementado en nuestro país, se requiere de un conocimiento más amplio dentro de las diferentes especialidades que intervienen, siendo una de las más importantes, la de diseño y construcción de recipientes.

Es por lo tanto, primordial para el ingeniero conocer los principales factores que intervienen en el diseño de recipientes, y consecuentemente, en la fabricación, inspección, montaje y operación de éstos.

En esta especialidad convergen varios conocimientos afines a distintas ramas de la ingeniería, como son: materiales, corrosión, sustancias manejadas, ingeniería mecánica, civil, hidráulica, química, etc.

Dentro de los diferentes tipos de recipientes, los recipientes cilíndricos horizontales ofrecen un amplio panorama en el diseño, de

ahí la importancia de la intervención de personal con conocimientos en ingeniería de recipientes.

Desde el punto de vista de diseño, se requiere dar un panorama general de los factores que se deben analizar, de las limitaciones y grados de libertad existentes y la secuencia para llegar al diseño óptimo desde un punto de vista funcional y económico.

En el diseño económico se debe de hacer uso de todas las alternativas posibles para llegar a la elección más correcta.

El presente trabajo pretende dar los criterios a seguir en el diseño y cálculo de este tipo de recipientes, así como tener toda la información condensada y de una manera funcional, con respecto al diseño y cálculo de los mismos.

## CAPITULO II

### GENERALIDADES

#### II.1 DEFINICION DE TERMINOS.

##### II.1.1.- RECIPIENTE A PRESION

Se considera como un recipiente a presión cualquier depósito cerrado que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea interna o de vacío, independientemente de su forma y dimensiones.

##### II.1.2.- PRESION DE OPERACION ( $P_o$ )

Es la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo para efectuar el proceso en condiciones normales de trabajo.

##### II.1.3.- PRESION DE DISEÑO (P)

Es la presión coincidente con una temperatura específica a las condiciones de operación predeterminadas más severas, para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, dicha presión será la que resulte mayor de los siguientes valores:

si  $P_o > 300$  lb/pulg<sup>2</sup>

$$P = 1.1 P_o$$

donde:

P = Presión de diseño

P<sub>o</sub> = Presión de operación

si  $P_o < 300$  lb/pulg<sup>2</sup>

$$P = P_o + 30 \text{ lb/pulg}^2$$

Cuando sea aplicable, se sumará a esta presión de diseño la presión hidrostática debida a la columna del fluido que estemos manejando, sobre todo en recipientes cilíndricos verticales.

#### II.1.4.- PRESION DE PRUEBA (Pp)

También conocida como presión hidrostática de prueba en la cual la presión mínima deberá ser (en cualquier punto del recipiente) como lo indica la siguiente ecuación:

$$P_p = P (1.5) S_{ta} / S_{td}$$

donde:

P = Presión de diseño

S<sub>ta</sub> = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente.

S<sub>td</sub> = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

#### II.1.5.- PRESION MAXIMA PERMISIBLE DE TRABAJO

Es la máxima presión manométrica permitida a una temperatura específica del recipiente, durante la operación normal de éste, cuando se ha instalado en su posición correcta de operación. Su valor se establece por cálculos en base al espesor utilizado, excluyendo sobreespesor por corrosión.

Es una practica común, seguida por los usuarios, diseñadores y fabricantes de recipientes a presión, limitar la presión de trabajo máxima permisible por la resistencia del cuerpo o de las tapas, y no por los elementos componentes pequeños tales como bridas, boquillas, etc.

#### II.1.6.- ESPESOR DE PARED MINIMO REQUERIDO

Es el espesor calculado, para las condiciones más severas de operación, por medio de las formulas correspondientes.

#### II.1.7.- ESPESOR DE PARED NOMINAL.

Es el seleccionado entre los espesores comerciales disponibles y pueden ser igual o mayor al espesor de diseño.

CAPITULO III

III.1.- TIPO DE RECIPIENTES.

El desarrollo que han tenido los recipientes en la actualidad se hace notorio debido a la gran cantidad de procesos químicos, petroquímicos, etc.

Por lo cual los tipos de recipientes a usar se hacen más extensos y casi es imposible encuadrarlos en una clasificación determinada pues ésta puede ser en base a su forma, uso o servicio para el cual se van a utilizar, y aún por el producto que van a manejar, sin embargo los agruparemos en:

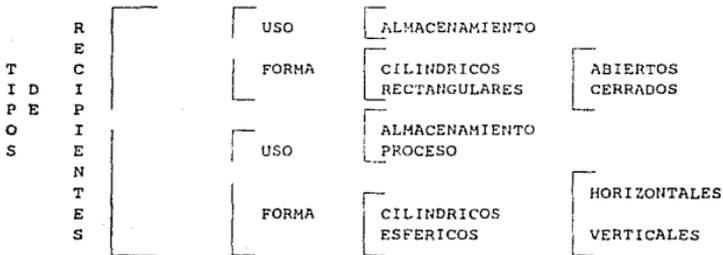


TABLA 3.1

### III.1.1.- RECIPIENTES ATMOSFERICOS

Son aquellos que trabajan a una presión absoluta aproximada de  $1.033 \text{ kg/cm}^2$  ( $15 \text{ lb/pulg}^2$ ) y estan destinados exclusivamente para almacenamiento. Los tipos más comunmente usados se pueden considerar como recipientes abiertos o recipientes cerrados.

Los recipientes abiertos se usan normalmente como tanques de balance, tanques mezcladores, tanques de reposo, dentro de los recipientes cerrados destacan los cilindricos verticales de fondo plano y

cubierta cónica, los cuales normalmente trabajan como su nombre lo indica, a presiones atmosféricas y su función es la de almacenar productos, los recipientes abiertos evidentemente son más baratos en comparación de los cerrados, ambos de la misma capacidad.

La decisión de usar un recipiente abierto o cerrado dependera del tipo de fluido que se va a manejar y de las características de operación.

Los recipientes cerrados manejan fluidos volátiles tales como combustibles tóxicos u ofensivos, ácidos y gases, etc. Por lo general los productos utilizados en la industria petrolera y petroquímica necesitan del uso de este tipo de recipientes.

### III.1.2.- RECIPIENTES A PRESION

Estos equipos como se observa en la tabla 3.1 los podemos clasificar por su uso en:

- a) Recipientes de almacenamiento
- b) Recipientes de proceso.

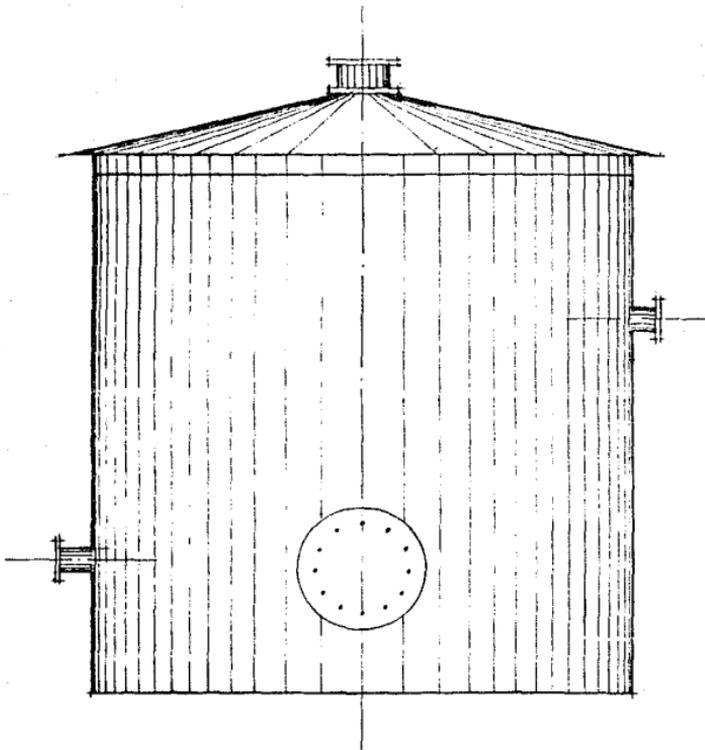
Los primeros sirven únicamente para almacenar fluidos a presión manométrica y de acuerdo a su servicio, se conocen como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores.

Los recipientes a presión de proceso tienen múltiples y muy variados usos, entre ellos podemos citar, los cambiadores de calor, reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación, etc.

Así mismo y de acuerdo a su forma de agruparlos en cilíndricos o esféricos, los primeros pueden ser horizontales o verticales y pueden tener, en algunos casos, chaquetas para incrementar o disminuir la temperatura de los fluidos según sea el caso.

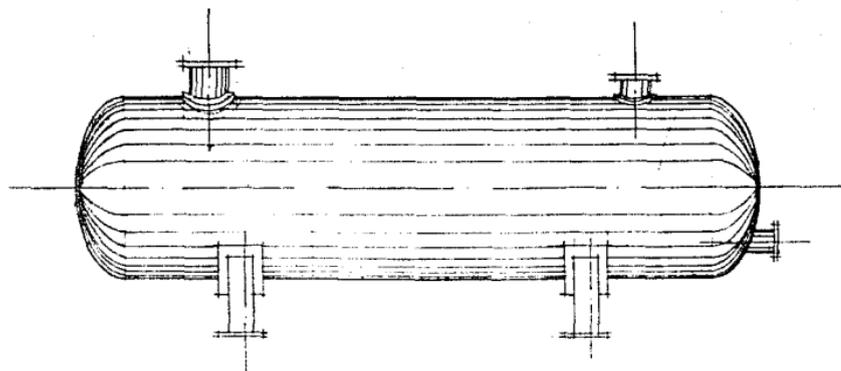
Los recipientes horizontales son aquellos que generalmente son cargados por dos soportes (conocidos por silletas) mientras que los verticales normalmente están soportados por medio de patas de ángulo o tubos, faldones cónicos o rectos y en algunos casos por silletas (lugs) colocados sobre el cuerpo para ser montados sobre estru-

turas y por último, los recipientes esféricos que se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes a altas presiones, éstos soportados por columnas (patas angulares tubulares, etc.); para mejor comprensión de lo anterior en las figuras siguientes se presentan algunos dibujos de los tipos de recipientes más comunes.



**TANQUE CILINDRICO VERTICAL  
CON TECHO CONICO**

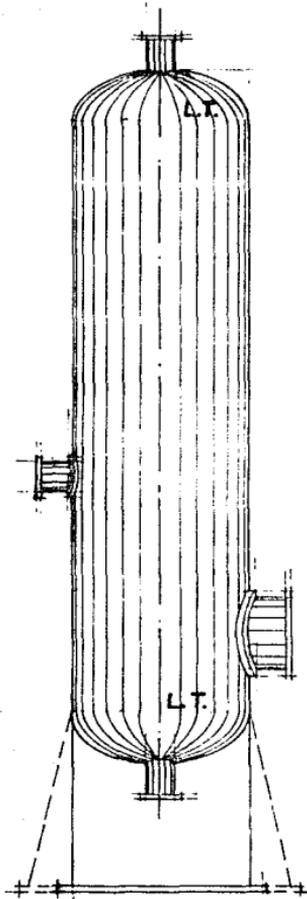
FIG. 3.1



**RECIPIENTE CILINDRICO HORIZONTAL**

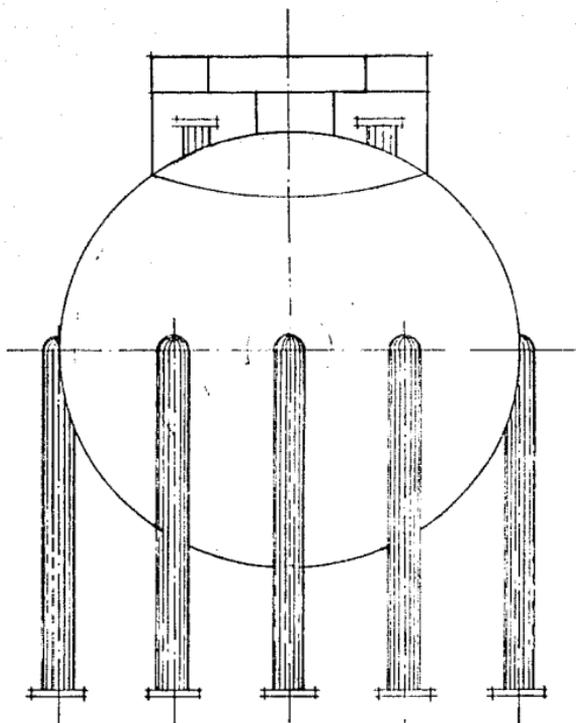
**SOPORTADO POR SILLETAS**

**FIG. 3.2**



**RECIPIENTE CILINDRICO VERTICAL  
SOPORTADO POR FALDON RECTO O CONICO**

FIG. 3.3.



**RECIPIENTE ESFERICO**

FIG. 3.4

## CAPITULO IV

### IV.1.- TIPOS DE TAPAS

Uno de los factores primordiales que intervienen en el diseño y construcción de recipientes a presión cilíndricos, es la forma de cierre en los extremos del envolvente.

Estos cierres podrían ser simplemente por medio de placas planas o por cabezas de forma cónica, los cuales son fáciles de fabricar, sin embargo, debido a la discontinuidad de forma tan marcada que ambas establecen al unirse con la sección cilíndrica de un recipiente, se origina una concentración de esfuerzos considerables en la unión.

Aunque el uso de las tapas planas y tapas cónicas no está totalmente descartado, el empleo de cabezas abombadas es el más comúnmente usado.

Actualmente se cuenta con varios tipos de cabezas prefabricadas, las cuales son en su mayoría elaboradas a partir de una placa circular.

Los esquemas siguientes nos muestran los diferentes tipos de tapas, los cuales la simbología es la siguiente:

- D.E. = Diámetro Externo
- D.I. = Diámetro Interno
- R = Radio de Abombado.
- r = Radio de nudillos
- H = Profundidad de la tapa incluyendo la ceja.
- h = Profundidad de la tapa sin tomar en consideración la ceja.
- C.R. = Parte recta o ceja.
- t = Espesor de la tapa
- L.T. = Línea de tangencia.
- $\alpha$  = Angulo en el vértice de la sección cónica.
- D = Diámetro mayor de la sección cónica.
- d = Diámetro menor de la sección cónica.

Las características principales y usos de estas tapas son:

#### IV.1.1.- TAPAS PLANAS

Se utilizan para "cerrar" recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo, se utilizan también como fondos en tanques de almacenamiento de grandes dimensiones (ver figura 4.1).

#### IV.1.2.- TAPAS PLANAS CON CEJA.

Limitadas generalmente a recipientes sujetos a presión at-

mosférica, son de bajo costo comparadas con las demás tapas y se fabrican hasta un máximo de seis metros (ver figura 4.2)

#### IV.1.3.- TAPAS UNICAMENTE ABOMBADAS.

Son empleadas en recipientes a presión manométrica baja (ver figura 4.3), su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada al efectuar un cambio brusco de dirección.

#### IV.1.4.- TAPAS ABOMBADAS CON CEJA INVERTIDA.

Su uso es limitado debido a su difícil fabricación, por consiguiente su alto costo, son empleadas solamente en casos especiales. (ver figura 4.4.)

#### IV.1.4.- TAPAS TORIESFERICAS

Son las que mayor aceptación tienen en la industria debido a que soportan presiones que se encuentran dentro del rango común de trabajo sin requerir un espesor alto y además a su bajo costo. Están definidas por dos radios de formación que determinará el tipo de tapa, y son el radio interior de la corona y el radio interior de transición.



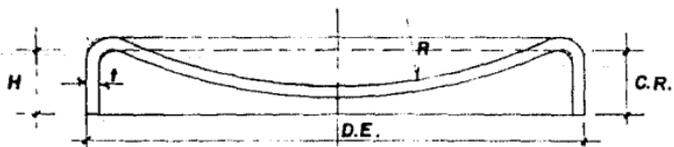
TAPA PLANA  
FIG. 4.1



TAPA PLANA CON CEJA  
FIG. 4.2



TAPA SIMPLEMENTE  
ABOMBADA  
FIG. 4.3



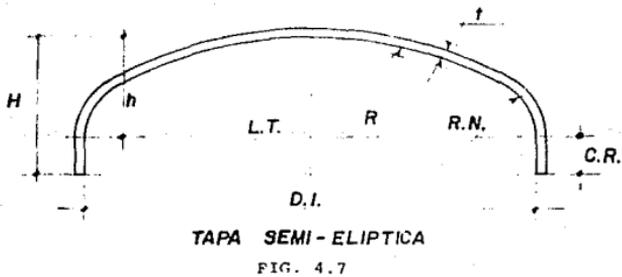
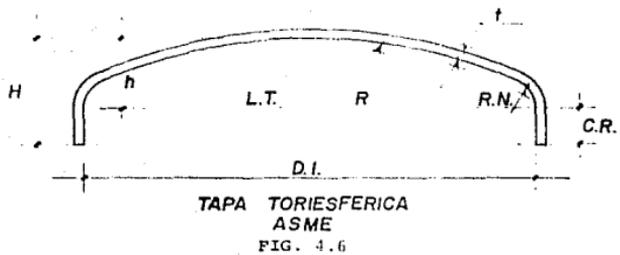
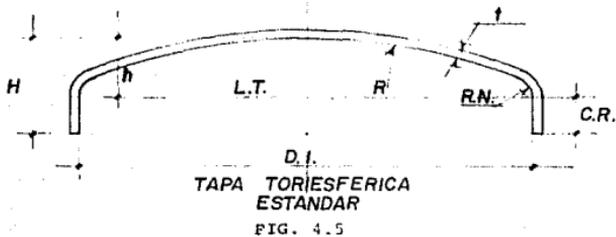
TAPA ABOMBADA  
CON CEJA INVERTIDA  
FIG. 4.4

Hay dos tipos de estas tapas, Toriesféricas STANDARD y Toriesféricas A.S.M.E., las toriesféricas Standar tienen las mismas características de las toriesféricas A.S.M.E. excepto por el radio de nudillos que varía hasta ser próximo a la mitad del radio de corona, es decir la relación  $L/r$  varía desde 16 hasta 2. (ver figura 4.5).

En las Toriesféricas A.S.M.E. el radio interior de abombado no será mayor que el diámetro exterior de la tapa, mientras que el radio de nudillos no será menor que el 6% de el radio interior de abombado, cuidando que en ningún caso resulte menor tres veces el espesor de la tapa y manteniendo la relación  $L/r = 16 \frac{2}{3}$  (ver figura 4.6)

#### IV.1.6.- TAPAS SEMIELIPTICAS.

Llamadas así porque su sección transversal (ver figura 4.7) es la mitad de un elipse relación 2:1 y son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, esta tapa resiste mayor presión que una toriesférica a espesores iguales, su costo obviamente es más alto y su proceso de fabricación es el troquelado, en México se fabrican hasta un diámetro máximo de tres metros.



#### IV.1.7.- TAPAS 80:10

Como en México no se cuenta con prensas lo suficientemente grandes para troquelar tapas semielípticas relación 2:1 de dimensio

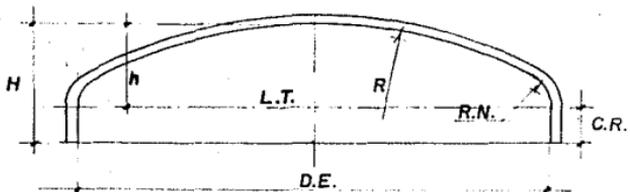
nes relativamente grandes, se ha optado sustituirla por la tapa 80:10 (ver figura 4.8), cuyas características principales son el de tener un radio de abombado igual al 80% del diámetro y el radio de nudillos igual al 10% del mismo, estas tapas se usan como equivalentes a la semielípticas, relación 2:1.

#### IV.1.8.- TAPAS SEMIESFERICAS.

Como su nombre lo indica (ver figura 4.9), su silueta describe una media circunferencia perfecta, para un espesor dado este tipo de tapas son las más resistentes de todas las tapas formadas, por lo que su uso se limita para soportar presiones muy altas o críticas, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

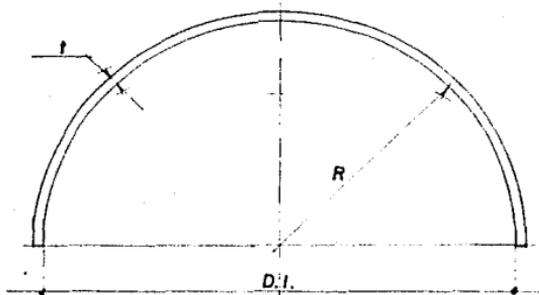
#### IV.1.9.- TAPAS CONICAS

Las tapas cónicas son ampliamente usadas como fondos de una gran variedad de equipos de proceso. la ventaja principal del uso



TAPA 80:10

FIG. 4.8



TAPA SEMIESFERICA

FIG. 4.9

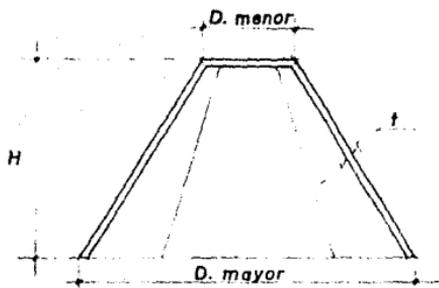
de fondos cónicos es la de evitar la acumulación de sólidos, como tapas son empleadas en recipientes de almacenamiento muy grandes, también tienen gran aplicación como columnas fraccionadores o de destilación, no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación, su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de  $60^{\circ}$ , cuando sea mayor deberán ser calculadas como tapas planas (ver figura 4.10)

#### IV.1.10.- TAPAS TORICONICAS.

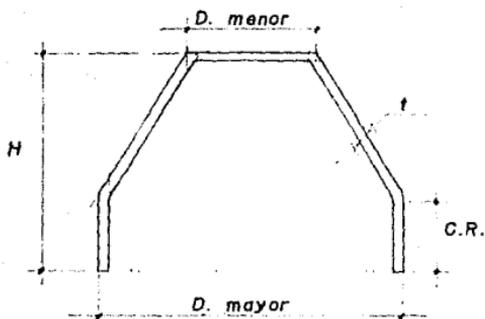
Este tipo de tapa (ver figura 4.11), es más cara que la simplemente cónica, pero son mejores ya que reducen la concentración de esfuerzos en la unión cono-cilindro, puesto que tienen en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor o tres veces el espesor.

#### IV.1.11.- TAPA ABOHBADA CON CEJA PLANA

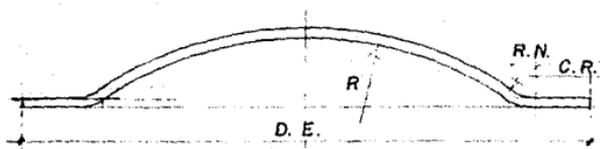
Este tipo de tapa puede usarse como placa de cubierta para rehervidores, tolvas, embudos, tanques para agua y otros diseños especiales de equipo (ver figura 4.12). Estas tapas están disponibles hasta 3 metros de diámetro y 2" pulgadas de espesor.



TAPA CONICA  
FIG. 4.10



TAPA TORICONICA  
FIG. 4.11



TAPA ABOMBADA  
CON CEJA PLANA  
FIG. 4.12

## CAPITULO V

### V.1.- ACCESORIOS.

Son todos aquellos elementos que forman parte de un recipiente, estos se colocan de acuerdo al tipo de recipiente que se va ya a diseñar ya que puede ser horizontal, vertical, de una o dos secciones y dependiendo también de su función.

A continuación se mostrarán los accesorios comúnmente usados en recipientes a presión:

- 1.- Boquillas
- 2.- Registro de hombre o de mano
- 3.- Placa de refuerzo para boquillas
- 4.- Platos
- 5.- Soporte para platos
- 6.- Aislamiento
- 7.- Soporte para aislamiento
- 8.- Silletas
- 9.- Placa base
- 10.- Tubería interior
- 11.- Pescante
- 12.- Venteos en el faldón
- 13.- Agujero de acceso al faldón
- 14.- Grapas para plataformas, escaleras, tuberías.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

- 15.- Eliminador de remolinos
- 16.- Orejas de montaje.
- 17.- Faldón recto o cónico.

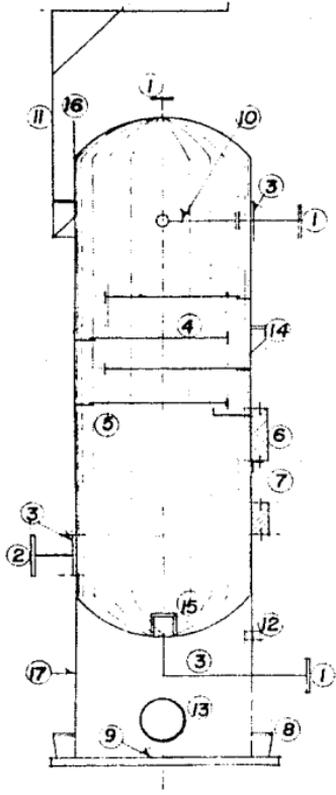
Dependiendo de las condiciones de diseño se pueden considerar otros accesorios pertenecientes al equipo, los termómetros, manómetros, medidores de flujo, etc. Aunque estos es preferible clasificarlos bajo el título de instrumentación.

Ahora bién, podemos considerar otros accesorios tales como eliminadores de vapores, mamparas, cabezas interiores, cumideros, empaques, etc., los cuales van a depender de las condiciones del proceso en particular.

En la figura 5.1 se muestran los accesorios antes mencionados.

#### V.2.- BOQUILLAS

Dentro de los accesorios antes mencionados, es de gran importancia hablar de las boquillas en los recipientes a presión, como se sabe para instalar una boquilla a un recipiente a presión es necesario hacer un agujero en el cuerpo o tapa, al efectuar este agujero estamos quitando área y las líneas de esfuerzos que pasaban



RECIPIENTE A PRESION (ACCESORIOS)  
 FIG. 5.1

20

TEESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

por dicha área, ahora pasarán tangentes al agujero practicado, ocasionando con ello una concentración de esfuerzos en la periferia de dicho agujero, para evitar estas fallas en la periferia donde practicamos el agujero es necesario reponer el material que quitamos, mediante placas de refuerzo.

Es recomendable que todas las boquillas mayores de 3" de diámetro instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de refuerzo en la unión del cuello con el recipiente, además todas las placas de refuerzo de boquillas de 12" de diámetro y menores deberán tener un barreno testigo de 1/4" con cuerda N P T, las placas de refuerzo de boquillas de 14" de diámetro y mayores deberán tener dos barrenos de prueba.

#### V.3.- ESPESORES EN LOS CUELLOS DE BOQUILLAS

Los espesores en los cuellos de las boquillas (cédulas) deberán ser determinados en base a:

- a) PRESION INTERNA
- b) TOLERANCIA POR CORROSION
- c) FUERZAS y momentos debidos a dilataciones térmicas en las tuberías, fuerzas transmitidas por otros equipos y acciones debidas al peso propio de las tuberías.

a) PRESION INTERNA

Generalmente el espesor del cuello de una boquilla calculado para soportar presión interna, resulta muy pequeño debido al diámetro tan reducido que ellas tienen en comparación con el diámetro del recipiente.

b) TOLERANCIA POR CORROSION

La corrosión es uno de los factores decisivos para seleccionar las cedulas de los cuellos de las boquillas, ya que los espesores de los cuellos de tubos de diámetros pequeños son muy reducidos, y únicamente la corrosión puede acabar con ellos.

c).- FUERZAS

Es muy importante al diseñar recipientes a presión, analizar los arreglos de tuberías para hacer recomendaciones a los responsables de este departamento respecto a que las tuberías no deberán transmitir grandes fuerzas y momentos a nuestros recipientes.

Cuando se trabajan líneas de tuberías relativamente grandes en diámetro y que éstas manejan fluidos a altas temperaturas, debemos recomendar al departamento de tuberías críticas a fin de minimizar las cargas y los momentos en las boquillas de los recipientes, este análisis de esfuerzos incluye la selección y localización adecuada de soportes para las tuberías.

TESIS CON  
FALLA DE ORDEN

#### V.4.- REGISTROS DE HOMBRE

Cuando se requiere tener acceso al interior de un recipiente a presión, ya sea para mantenimiento, carga o descarga de sólidos, etc., es necesario instalar en él un registro de hombre. El diámetro mínimo para este tipo de registros es de 16", aunque este no es muy recomendable porque dificulta el rápido acceso al interior del equipo, lo usual es instalar registros de 18 ó 20 pulgadas de diámetro.

Ya que al abrir un registro de este tipo los operadores tendrían que cargar la tapa y éstas son muy pesadas, se recomienda instalar un pescante en la tapa de cada registro.

Los cuellos, para los registros de hombre, deberán ser calculados como cilindros de pared delgada. La tapa será una brida ciega comercial, del mismo material y rango que las usadas en las demás boquillas, del recipiente en cuestión.

Las placas de refuerzo, en los registros de hombre, serán calculadas con el mismo criterio como si se tratase de una boquilla cualquiera.

## CAPITULO VI

### VI.1.- SELECCION DE BRIDAS PARA BOQUILLAS.

Se recomienda que las boquillas de 1" 0 y menores sean instaladas a los recipientes a presión por medio de coplesw roscados de 3,000 y 6,000 lb/pulg<sup>2</sup>. Las boquillas de 1-1/4 0 y mayores deberán ser bridas.

De acuerdo a la forma de unir las bridas a los cuellos de las boquillas, existen los siguientes tipos de bridas:

- 1.- Brida de cuello soldable (Welding Neck)
- 2.- Brida Deslizable. (Slip-On)
- 3.- Brida loca. (Lap-Joint)
- 4.- Bridas roscadas.
- 5.- Bridas de enchufe soldable (Socket-Weldeng)
- 6.- Brida de orificio.
- 7.- Brida ciega
- 8.- Bridas especiales.

En la figura 6.1 se muestran los tipos de bridas antes mencionados.

#### VI.1.1.- BRIDAS DE CUELLO SOLDABLE. (WELDING NECK)

Se distinguen de las demás por su cono largo y por su cam-

TIPOS DE BRIDAS

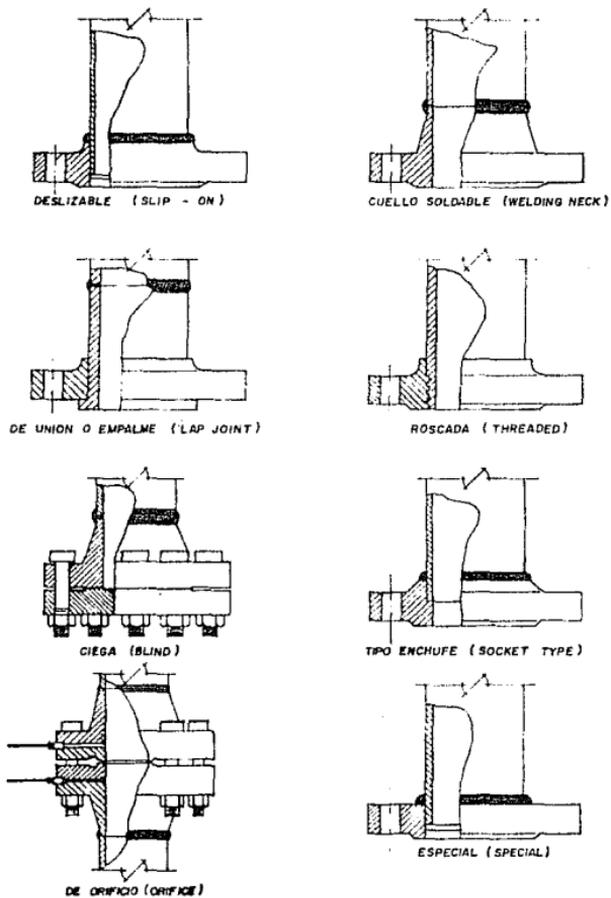


FIGURA 6.1

bio gradual de espesor en la región de soldadura que las une al tubo. El cono largo suministra un refuerzo importante a la brida desde el punto de vista resistencia. La ligera transición desde el espesor de la brida hasta el espesor de la pared del tubo, efectuada por el cono de la brida es extremadamente benéfico bajo los efectos de flexión repetitiva, causada por la expansión de la línea u otras fuerzas variables y produce una resistencia de duración equivalente a la de una unión soldada entre tubos.

Por lo anterior, este tipo de brida se prefiere para todas las condiciones severas de trabajo, ya sea que esto resulte de altas presiones o de temperaturas elevadas o menores de cero, ya sea también para condiciones de carga que sean substancialmente constante o que fluctúen entre límites amplios. Las bridas de cuello soldable se recomiendan para el manejo de fluidos explosivos, inflamables o costosos, donde una falla puede ser acompañada de desastrosas consecuencias.

#### VI.1.2.- BRIDAS DESLIZABLES. (SLIP-ON)

Estas bridas se prefieren sobre las de cuello soldable, debido a su costo más bajo, a la menor precisión requerida al cortar los tubos a la medida, a la mayor facilidad de alineamiento en el ensamble, ya que su costo de instalación final es menor que el de las bridas de cuello soldable.

Su resistencia calculada bajo presión interna, es del orden de 2/3 de las anteriores y su vida bajo condiciones de fatiga es aproximadamente 1/3 de las últimas.

Por esta razón las bridas deslizables en presiones de 1,500 lb/pulg<sup>2</sup> existen solamente en diámetros de 1/2" a 2-1/2" y no existen en presiones de 2,500 lb/pulg<sup>2</sup>.

#### VI.1.3.- BRIDAS DE TRASLAPE. (LAP-JOINT)

Generalmente se instalan en tuberías de acero inoxidable o aleaciones especiales. Siempre que utilizemos este tipo de brida, debemos acompañarla de un extremo adaptador (STUB-END).

También usamos este tipo de bridas traslapadas cuando las tuberías no son paralelas a los ejes de los recipientes.

#### VI.1.4.- BRIDAS ROSCADAS. (THREADED)

Se usan para unir tuberías difíciles de soldar, como aluminio, PVC, etc.; se recomienda usarlas en diámetros menores de 6". Las bridas roscadas son inconvenientes para condiciones que involucren temperaturas o esfuerzos de flexión de cualquier magnitud, particularmente bajo condiciones cíclicas donde puede haber fugas a través de las cuerdas en pocos ciclos de esfuerzos o calentamiento.

#### VI.1.5. BRIDAS DE ENCHUFE SOLDABLE. (SOCKET-WELDING)

Cuando se manejan fluidos tóxicos, altamente explosivos, muy corrosivos o aquellos que al existir fugas provocarían gran riesgo, debemos usar bridas de este tipo. También es recomendable usarlas en tuberías que trabajan a muy altas presiones.

#### VI.1.6.- BRIDAS CIEGAS (BLIND)

Se usan para cerrar los extremos de boquillas, tuberías y válvulas. Desde el punto de vista de presión interna y fuerzas ejercidas sobre los pernos, estas bridas principalmente en tamaño grandes, son las que están sujetas a esfuerzos mayores. Al instalar las bridas ciegas debe tomarse en consideración la temperatura y el golpe de ariete si existiera.

#### VI.1.7.- BRIDAS ESPECIALES.

Cuando una brida no corresponde a los tipos antes mencionados, le llamamos brida especial. Su uso es muy común en cambiadores de calor, cuyos diámetros no corresponden generalmente a los estandarizados de bridas.

#### VI.2. TIPOS DE CARAS DE BRIDAS.

De acuerdo con la presión y fluido que maneje, debemos seleccionar el tipo de cara que tendrá la brida que instalaremos en el recipiente a presión. Los tipos de caras de bridas más comunes son: (figura 6.2)

- 1.- Cara plana. (Flat Face)
- 2.- Cara realzada. (Raised Face)
- 3.- Cara machihembrada. (Male and Female)
- 4.- Cara de ranura y lengüeta (Tongue and Groove)
- 5.- Cara de junta de anillo (Ring Joint)

#### VI.2.1.- BRIDA DE CARA PLANA

Se usan generalmente para bajas presiones y cuando la brida será recubierta con algún material como hule, vidrio, etc.

CARAS DE BRIDAS STANDARD

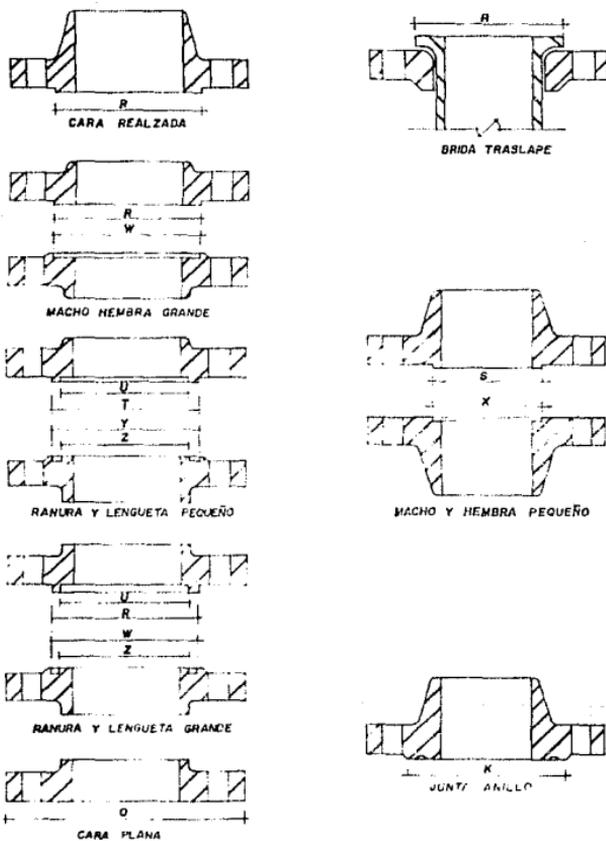


FIG. 6.2

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### VI.2.2.- BRIDA DE CARA REALIZADA

Son las de uso más común, en recipientes a presión, ya que el realce nos ayuda a tener un buen sello entre caras.

### VI.2.3.- BRIDA DE CARA MACHIHEMBRADA.

Las bridas de cara machihembrada, ranura y lengüeta, junta de anillo, las usamos en recipientes y tuberías que manejan fluidos tóxicos, explosivos y peligrosos en general, donde las fugas del fluido manejado representan grandes riesgos.

Al instalar éstos tipos de bridas en recipientes a presión se recomienda unir la brida "hembra" al recipiente y la "macho" a la tubería.

## CAPITULO VII

### VII.1.- CODIGOS APLICABLES.

Todos los diseños, fabricación, pruebas e inspección de recipientes a presión se basan en un código, en la mayoría de los países incluyendo el nuestro, ha llegado a ser como una ley, la cual dictamina los requerimientos mínimos para cualquiera de las fases mencionadas.

Basándose en lo anterior los países más altamente industrializados cuentan con códigos propios dentro de los cuales los de mayor importancia se consideran el código A.S.M.E. (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS), que es el que actualmente rige en los Estados Unidos de Norteamérica, el BS-5500 ó BS-1551 (BRITISH STANDARD) que es el código Británico, el Código J.I.S. ( JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) que es usado en el Japón, el código Alemán, el Italiano, el Australiano, etc. Cabe mencionar que cada uno de los códigos, tienen diferentes factores de seguridad, por ejemplo el A.S.M.E. usa un factor de seguridad de 4, el BS-1515 de 2.35, esto es sobre la resistencia última a la tensión, especificada a la temperatura ambiente o de diseño.

Dentro de los códigos mencionados anteriormente, definitivamente el adoptado en nuestro país es el código A.S.M.E., ya que las técnicas y materiales que se especifican allí, son usa-

TECIS CON  
FALLA DE ORIGEN

dos comúnmente en nuestras industrias, por lo que en lo consecuente sólo nos referimos a dicho código.

El código A.S.M.E. se originó como una necesidad de fabricantes y usuarios de equipos de proceso para proteger a la sociedad de las constantes y graves explosiones de calderas.

El 10 de marzo de 1905, ocurrió la explosión de una caldera en una fábrica de zapatos en Massachussetts, surge la necesidad de promulgar reglas para la fabricación de calderas, fue así como después de muchos debates y discusiones públicas, el estado promulgó, en 1907, el primer Código Legal de reglas para la Construcción de calderas de vapor, al año siguiente el Estado de Ohio aprobó un reglamento similar.

Otros estados y ciudades de la Unión Americana que habían padecido de explosiones similares, se dieron cuenta que éstas podían evitarse mediante un buen diseño y una fabricación adecuada y también se dieron a la tarea de formular reglamentos para este propósito.

De esa manera, se llegó a una situación tal que cada estado forma su propio reglamento y como los reglamentos diferían de un estado a otro y los fabricantes empezaron a encontrar dificultades de fabricar un equipo con el reglamento de un estado que pudiera ser aceptado por otro. Debido a esta falta de uniformidad, en 1911 los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión apelaron ante el concilio de la A.S.M.E. para corregir esta situación.

El concilio respondió a esto nombrando un comité para formular especificaciones uniformes para la construcción de calderas y recipientes a presión especificadas para su cuidado y servicio.

Dicho comité estaba formado por siete miembros, todos aquellos de reconocido prestigio dentro de su campo, un ingeniero de seguros de calderas, un fabricante de materiales, dos fabricantes de calderas, dos profesores de ingeniería y un ingeniero consultor.

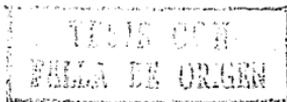
Después de tres años de innumerables reuniones y audiencias públicas y basándose en los reglamentos de Massachusetts y Ohio, fue adoptado en la primavera de 1925, el primer código A.S.M.E., "Reglas para la Construcción de Calderas Estacionarias y para las presiones Permisibles de Trabajo", conocido como la edición de 1914

De este tiempo a la fecha el código A.S.M.E., ha tenido que mantenerse al día dentro del cambiante mundo de la tecnología, las ediciones del código se hacen cada tres años, la mas reciente fue en 1986, consta de once secciones en catorce tomos y son:

#### Sección I

Calderas de Potencia

(Power Boilers)



## Sección II

Especificación de Materiales.

(Material Specifications)

Parte A: Especificaciones de materiales ferrosos  
(Ferrous Materials)

Parte B: Especificaciones de materiales no ferrosos  
(Non Ferrous Materials)

Parte C: Especificaciones de Materiales de Soldadura  
(Welding Materials)

## Sección III

Plantas de Potencia Nuclear

División 1 y División 2

Componentes: Requerimientos Generales.

(Nuclear Power Plants)

División 1 y División 2

(Components: General Requirements)

## Sección IV

Calderas para Calefacción.

(Heating Boilers)

## Sección V

Pruebas no Destructivas  
(Non Destructive Examinations)

## Sección VI

Reglas Recomendadas para el cuidado y Operación de calderas  
para Calefacción.  
(Recommended Rules for Care and Operation of Heating  
Boilers)

## Sección VII

Reglas sugeridas para el cuidado de calderas de Potencia  
(Recommended rules For Care of Power Boilers)

## Sección VIII

División 1: Recipientes a presión  
(Pressure Vessels)

División 2: Reglas para diferentes alternativas para reci-  
ipientes a presión.  
(Alternative Rules for Pressure Vessels)

## Sección IX

Requisitos de Soldadura  
(Welding Qualifications)

## Sección X

Recipientes a Presión de Plástico reforzado y Fibra de Vidrio.  
(Fiber Glass Reinforced Plastic Pressure Vessel)

## Sección XI

Reglas para Inspección en Servicio de Plantas de potencia Nuclear.  
(Rules for in Service Inspection of Nuclear Power Plants)

Una vez teniendo una idea de lo que es y como está formado el Código A.S.M.E., nos enfocaremos a la sección VIII ya que es la relacionada con Recipientes a Presión.

La sección VIII del Código A.S.M.E., contiene dos Divisiones la División 1, que cubre el diseño de los recipientes a presión no sujetos a fuego directo y la División 2, que contiene otras alternativas para el cálculo de recipientes a presión.

Las reglas de la División 1, de esta sección del código cubren los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión además de aquellas que están cubiertas por la sección I, Sección III y Sección VI.

Como se dijo anteriormente, el considerable avance tecnológico que se ha tenido en los últimos años, ha traído como consecuencia la implementación de nuevos códigos y normas, el código A.S.M.E., consciente de ello, crea dentro de la sección VIII de su código, un nuevo tomo denominado División 2. "REGLAS ALTERNATIVAS PARA CONSTRUCCION DE RECIPIENTES A PRESION", que fue publicada en 1968, en esta división, los esfuerzos permisibles están basados en un coeficiente de seguridad aproximadamente igual a tres.

#### VII.2.- LIMITACIONES

El Código A.S.M.E. sección VIII División 1, especifica claramente algunas limitaciones, entre las principales tenemos las siguientes:

- 1.- Se establece que para recipientes construídos en acero al carbón, el espesor mínimo será de  $3/32$ " independientemente de su uso, ya que para algunos usos particulares, se especifica espesores mínimos diferentes.
- 2.- La relación  $R/t \geq 10$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

- 3.- Los recipientes diseñados y construídos bajo este código no deberán tener elementos principales móviles, ya sea rotatorios o reciprocantes, razón por la cual se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.
- 4.- El volúmen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y construídos bajo este código deberá ser de 120 galones (454.8 lts.)
- 5.- La presión mínima a que deberán diseñarse los recipientes será de 15 PSIG. (1 Atmósfera)
- 6.- El diámetro interior mínimo será de 6" (153 mm.)
- 7.- La presión máxima de diseño será de 3,000 PSIG.
- 8.- Deberán ser estacionarios

## CAPITULO VIII

### VIII.1.- MATERIALES.

Los materiales usados para el diseño y fabricación de recipientes a presión, también están regidos por normas y códigos, en este caso la A.S.T.M. (American Society for Testing and Materials) y la A.W.S. (American Welding Society) son las autoridades máximas en materiales y electrodos respectivamente.

Normalmente el código que rige el diseño de recipientes a presión, reglamenta también los materiales a usar, tomando en este caso las especificaciones del A.S.T.M. así como los métodos y pruebas para dichos materiales, mediante un acuerdo con la mencionada Institución, haciéndole dos pequeñas modificaciones: Estampa su símbolo junto al símbolo de la A.S.T.M. y le abtenibe la letra "S" al nombre del material ejemplo:

Nominación A.S.T.M.     A-515-70

Nominación A.S.M.E.     SA-515-70

El Código A.S.M.E., hace lo mismo con los materiales para los electrodos de la A.W.S.

La sección VIII, además de proporcionar una lista de todos los materiales que pueden emplearse para el diseño y fabricación de

recipientes a presión no sometidos a fuego directo, agrega el valor de los esfuerzos máximos permisibles a distintas temperaturas.

#### VIII.1.1. MATERIALES AMPARADOS POR EL CODIGO A.S.M.E.

Las placas de acero al carbón y las de acero de baja aleación se usan, en la mayoría de los casos, donde lo permiten las condiciones de servicio debido a su bajo costo y mayor disponibilidad. Estos aceros son fabricados para que puedan ser soldados por fusión y cortados por medio de oxígeno, si el contenido de carbono no excede de 0.35%.

Las partes secundarias de los recipientes (partes no sujetas a presión); como son soportes o algunas otras partes miceláneas pueden ser fabricadas con aceros estructurales tales como el SA-36 y/o SA-283 (grados A,B,C,D) para partes sujetas a presión, también estos aceros pueden ser usados cumpliendo con los siguientes requerimientos:

- 1.- Recipientes que no vayan a ser usados en servicios con sustancias letales, ya sea en líquidos o gases.
- 2.- Temperaturas a las cuales el material vaya a ser usado esté entre  $-20^{\circ}\text{F}$  y  $650^{\circ}\text{F}$ .

3.- Para cascarones, cabezas y boquillas en los cuales el espesor de la placa no exceda de 5/8"

4.- El acero sea fabricado por el proceso de horno eléctrico horno de hogar abierto o por el proceso de oxígeno básico

Uno de los aceros más empleados en la construcción de recipientes a presión, es el SA-285 Grado C.

Es también de los aceros más económicos y de mayor existencia en el mercado, es el indicado para temperaturas moderadas.

En los casos de más altas temperaturas, se usan con ventaja aceros de alta resistencia para reducir el espesor de pared; el SA-515 Grado 70 es muy bueno para esas aplicaciones, requiriendo un espesor de pared de solamente el 78% del que se requeriría con el SA-285 Grado C. Este material es también de fácil fabricación siendo más caro que los otros aceros.

El material SA-285, normalmente se usa para temperaturas no menores de 61°F y no mayores de 650°F, en el caso del SA-515 se usa para temperaturas que estén entre 61°F y no mayores de 775°F. En el caso que haya temperaturas más altas que la sindicadas, se deben por lo general aceros de baja aleación, tal es el caso del SA-387, el cual puede ser usado hasta aproximadamente 1050°F.

Ahora bien, se han mencionado solamente los casos para temperaturas moderadas o altas, pero definitivamente existen una gran variedad de procesos en los cuales, se tienen temperaturas criogénicas; en estos casos, los materiales más recomendables dentro de los aceros al carbón, son el SA-516, el cual puede usarse de  $-50^{\circ}\text{F}$  a  $60^{\circ}\text{F}$ , en caso de tener más bajas temperaturas, se puede pensar en utilizar aceros a base de níquel como es el SA-203 que se usa normalmente para temperaturas entre  $-150^{\circ}\text{F}$  a  $-51^{\circ}\text{F}$ , para temperaturas mucho más bajas a las anteriores, se usan aceros con más contenido de níquel hasta llegar a los inoxidable, como es el caso del SA-240-TP-304, que resiste temperaturas hasta de  $-425^{\circ}\text{F}$ .

#### VIII.1.2.- MATERIALES USADOS EN RECIPIENTES A PRESION DE ACUERDO AL SERVICIO A QUE VAYAN A SER DESTINADOS.

La tabla 8.1 nos ilustra acerca de los materiales recomendables que pueden ser usados según las temperaturas a las que vaya a estar operando el recipiente.

En lo relacionado con las sustancias a manejar podemos auxiliarnos con la tabla 8.2, cabe mencionar que es a manera de ilustración, ya que no es posible indicar todas las sustancias existentes sino las más generales.

TABLA No. 8.1

TEMPERATURA		MATERIAL
<sup>o</sup> C	<sup>o</sup> F	
> 413	> 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)
DE -45 A 65	DE -50 A -90	ACERO A NIQUEL (2 1/2% NI) (VER NOTA 1)
DE -65 A 100	DE -90 A -150	ACERO A NIQUEL (3 1/2% NI) (VER NOTA 1)
DE -100 A 195	DE -150 A -320	ACERO A NIQUEL (9% NI) (VER NOTA 1)
DE -195 A 252	DE -320 A -425	ACERO INOXIDABLE (19 Cr. 8 NI)

NOTA 1:

APLICAR NORMA SA-20 PARA LOS REQUERIMIENTOS DE PRUEBA.

SUBSTANCIA	ACERO AL CARBON	NIOEL	INOEL	MOEL	A.I. TIPO 304	A.I. TIPO 316
Acetona	A	A	A	A	A	A
Acetileno	A	A	-	A	A	A
Cerveza	P	A	A	A	A	A
Benceno Benzal	A	A	A	A	A	A
Benzina, Nafta	A	A	A	A	A	A
Acido Bórico	X	-	-	P	A	A
Cloruros en General	X	R	R	R	X	X
Butano	A	-	-	A	A	A
Acido Cítrico	X	R	A	A	A	A
Mercurio	A	A	-	A	A	A
Gas Natural	A	A	A	A	A	A
Aceites, Petróleos						
500 F Crudos	A	P	A	P	P	R
Acido Fosfórico	P	P	P	P	P	R
Azufre	A	A	A	A	P	P
Acido Sulfúrico	X	P	P	R	P	A
Acido Sulfuroso	X	P	P	P	P	A
Whisky y Vinos	X	A	A	P	A	A
Substancias con Hidrógeno	+A	A	A	A	A	A

El acero al carbón deberá ser calmado (KILLED)  
 Como referencia a la Figura No. considerar lo siguiente.  
 A= Bueno, R= Recomendable, P= Precaución (Depende de las condiciones) X= No recomendable.

TABLA 8.2

VIII.1.3.- PROPIEDADES QUE DEBEN DE TENER LOS MATERIALES PARA SATISFACER LAS CONDICIONES DE SERVICIO.

- a).- Propiedades Mecánicas
- b).- Propiedades Físicas.
- c).- Propiedades Químicas
- d).- Soldabilidad.

a).- PROPIEDADES MECANICAS

Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga buena resistencia a la tensión alto punto de cedencia, por ciento de alargamiento alto y mínima reducción de área, con estas propiedades principalmente, se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

b).- PROPIEDADES FISICAS.

En este tipo de propiedades, se buscará que el material deseado tenga bajo coeficiente de dilatación térmica.

c).- PROPIEDADES QUIMICAS

La principal propiedad química que debemos considerar en el material que utilizaremos en la fabricación de recipientes a pre-

ción, es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia, ya que un material mal seleccionado nos causará múltiples problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

1.- Reposición del equipo corroído.

Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio.

2.- Sobre diseño en las dimensiones.

Para materiales poco resistentes a la corrosión, es necesario dejar un excedente en los espesores, dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pesados, encarecen el diseño, además de no ser siempre la mejor solución.

3.- Mantenimiento preventivo.

Para proteger a los equipos del medio ambiente corrosivo, es necesario usar pinturas protectoras.

4.- Paros debidos a la corrosión de los equipos.

Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión, necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica pérdidas en la producción.

5.- Contaminación o pérdida del producto

Cuando en los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los residuos de la corrosión contaminan el producto, lo cual en algunos casos es costosísimo.

6.- Daños a equipos adyacentes.

La destrucción de un recipiente a presión por corrosión, puede dañar los equipos con los que esté colaborando en el proceso.

7.- Consecuencias de tipo social.

La falla repentina de un recipiente a presión corroído puede ocasionar desgracias personales, además de que los productos de la corrosión pueden ser nocivos para la salud.

Debido a los constantes problemas que causa la corrosión en los recipientes a presión, es importante mencionar el uso frecuente que tienen los recubrimientos en procesos muy corrosivos, esta práctica generalmente se lleva a cabo por medio de tres métodos, LINNING, CLAD Y OVERLAY. EWL primero se realiza colocando las placas del recubrimiento (normalmente materiales de alta aleación y metales no ferrosos), sobre el metal base (acero al carbón o de baja aleación) por medio de tapones de soldadura colocados triangularmente y soldando por medio de cordones los extremos de estas placas, cabe mencionar que este método ya está siendo eliminado debido a que no es muy práctica su fabricación y su mantenimiento.

El segundo método que es el que actualmente se usa para recubrimientos, es la unión de dos placas usando métodos los cuales muestren una placa integral entre el metal base y el recubrimiento.

El tercer método que posiblemente es más caro que los anteriores, consiste en aplicar soldadura en todo el cuerpo del recipiente hasta cubrir el espesor del recubrimiento necesario.

d).- SOLDABILIDAD

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión, deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría

de sus componentes son de construcción soldada. Para el caso que se tenga que soldar materiales diferentes entre sí, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material, cuantos más elementos de aleación contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

Uno de los principales aspectos que caracterizan a los materiales es su comportamiento al estarlos habilitando en la fabricación de recipientes, dentro de lo más característico se puede mencionar el de la unión de dos placas por medio de soldadura, lo cual puede dar como resultado una reducción en la resistencia de la parte soldada o en las partes cercanas a ella. Esto puede ser, debido a una discontinuidad metalúrgica del acero y de esfuerzos residuales, básicamente por someter a las placas a trabajos mecánicos, ejemplo: roldado.

El código A.S.M.E. contiene reglas que toman en consideración esos factores, las cuales especifican las eficiencias de las juntas con y sin relevado de esfuerzos y con o sin radiografiado total. Con esas reglas el diseñador puede seleccionar el tipo de junta soldada que debe usar, ya sea que el recipiente sea o no relevado de esfuerzos y ya sea que las juntas soldadas sean total o parcialmente radiografiadas.

En las Tablas de esfuerzos que contiene la Sección VIII, se encuentra una columna denominada número "P" el cual nos indica los tratamientos a los que se requiere que estén sometidos los materiales y como llevar a cabo dichos tratamientos.

## CAPITULO IX

### IX.1.- METODOS DE FABRICACION.

Una gran variedad de métodos han sido empleados y desarrollados para la fabricación de equipo de proceso a lo largo de la historia.

En el pasado la práctica de unir los metales por medio de remaches fué ampliamente usada, sin embargo la necesidad de abatir los costos y los requerimientos de los equipos a trabajar con presiones y temperaturas cada vez mayores, obligó a desarrollar nuevas técnicas al grado tal que en nuestros días este método de fabricación ya no existe.

Una de las técnicas posteriores al remachado, fue la fabricación de recipientes, por el proceso de fundición, dentro del cual la fundición del hierro gris y la fundición de acero sobresalieron.

En la actualidad la fundición de hierro gris se utiliza para la producción en masa de conexiones de tuberías (codos, válvulas, tee, etc.) y aún en ocasiones especiales para cuerpos de intercambiadores de calor y evaporadores, sin embargo este método se ve limitado por su alto costo para la fabricación de recipientes en grandes diámetros.

La fundición de acero se usa para recipientes de pared gruesa y diámetros pequeños y presenta mayor ventaja sobre la fundición de hierro gris cuando el recipiente ha de trabajar a presión.

La forja es un procedimiento de manufacturas que es ampliamente usado para partes de recipientes tales como: tapas, bridas y conexiones para tubería, su principal función es la de proporcionar una mayor resistencia al material en cuestión.

El método más importante hoy en día es el de soldadura por fusión, ya que éste no tiene limitaciones en cuanto a tamaño, forma y materiales a emplear, siempre y cuando se cuente con el equipo, gente y procedimiento de soldadura adecuados.

Existe una infinidad de procesos de soldadura y cada uno de ellos ofrece ventajas en comparación con otros, por lo que para definir el proceso adecuado, deberán analizarse diversas variables como: forma, tamaño y material de recipiente, así como, personal y equipo disponible para soldar.

Existen básicamente dos tipos de soldadura por fusión para la fabricación de recipientes"

- a).- Proceso de soldadura con gas
- b).- Proceso de soldadura con arco eléctrico.

#### IX.1.1.- PROCESO DE SOLDADURA CON GAS

En el cual una mezcla de combustible de acetileno y oxígeno suministran el calor necesario para la fusión.

El proceso de soldadura con gas es preferible para soldar espesores pequeños (calibre 20 y menores), los cuales serían difíciles de soldar por el proceso de arco eléctrico.

Otro campo muy amplio de este proceso lo encontramos en el corte de metal con flama.

#### IX.1.2.- PROCESO DE SOLDADURA CON ARCO ELECTRICO

En el cual el calor para la fusión es suministrado por una corriente eléctrica.

El proceso de soldadura con arco eléctrico se emplean para soldar espesores mayores, además tiene la ventaja de la reducción de calentamiento del material a ser soldado y la reducción de calentamiento del material a ser soldado y la reducción de oxidación en comparación con el proceso de soldadura con gas.

Los procesos de soldadura con arco eléctrico de mayor uso en la fabricación de recipientes son:

- a).- Proceso de arco sumergido (SAW)
- b).- Proceso de arco con electrodo de tungsteno (GTAW)
- c).- Proceso de arco metálico con gas (GMAW)

a).-SOLDADURA DE ARCO SUMERGIDO.(SUBMERGED ARC WELDING)

El proceso de soldadura de arco sumergido produce la unión de los metales por el calentamiento de los mismos dentro de un arco mantenido entre un electrodo de barra metálico y los metales a unir el arco es cubierto por un fundente granular colocado sobre el área de soldadura, mientras el material de aporte es obtenido del electrodo.

b).-SOLDADURA DE ARCO CON ELECTRODO DE TUNGSTENO. (GAS TUNGSTEN ARC WELDING).

Es un proceso dentro del cuál la fusión de metales es producido por el calentamiento de los mismos con un arco entre un electrodo de tungsteno no consumible y los metales a unir, la soldadura de arco con electrodo de tungsteno es generalmente realizada con un simple electrodo, aunque algunas veces son usados electrodos múltiples, el arco es cubierto por un gas o una mezcla de gases y el metal de aporte puede o no ser usado (no se usa para espesores delgados).

Este proceso anteriormente se le denominaba "Proceso TIG" (Tungsten Iner Gas) ya que solo se utilizaban gases inertes en la protección del arco.

c).- SOLDADURA DE ARCO METALICO CON GAS.(GAS METAL ARC WELDING)

Es un proceso de soldadura con arco eléctrico, el cual produce la unión de los metales por el calentamiento de los mismos con un arco establecido entre un electrodo de aporte consumible y los metales a unir.

En este proceso el arco es recubierto por un suministro externo de gas o mezcla de gases, el proceso se conoce también con el nombre de "MIG" (Metal Iner Gas).

En la figura 9.1 se muestran los símbolos de soldadura más utilizados.

## SIMBOLOS BASICOS DE SOLDADURAS DE ARCO Y GAS

RANURA						
RECTANGU- LAR	"V"	DISEL	"U"	" "	ACAMPADO EN "V"	DISEL ACAMPADO
						

FILETE	TAPON O RANURA	FOR PUNTOS	COSTURA	TUDO ALREDEDOR	DE CANTO	PENETRACION COMPLETA
						

DE RESPALDO	RECUBRI- MIENTO	UNION		CONTORNO		
		CANTO	ANGULAR	A PAS	CONVEXO	CONCAVO
						

FIGURA 9.1

## CAPITULO X

### X.1.- CRITERIOS DE DISEÑO E INSPECCION Y PRUEBA EN RECIPIENTES A PRESION

La selección del tipo de recipientes se basa primeramente en el servicio funcional del equipo.

Los requisitos principales en esta primera fase de selección son: presión y temperatura de operación, aspectos dimensionales, cargas sobre el equipo, producto a manejar, etc.

La consideración adecuada de éstos factores y las propiedades físicas de los materiales darán por resultado un diseño eficiente y seguro.

Para efectuar un buen diseño de los diferentes tipos de recipientes se deberá realizar parte o total de los siguientes cálculos.

- a).- Cálculo por presión interna.
- b).- Cálculo por presión externa.
- c).- Cálculo por peso propio.
- d).- Cálculo por presión del viento.
- e).- Cálculo por sismo.
- f).- Cálculo por vibraciones.

- g).- Cálculo de la deflexión máxima.
- h).- Cálculo de esfuerzos combinados.
- i).- Cálculo de soportes (silletas, faldón o columnas)
- j).- Cálculo de la placa base.

Para los recipientes horizontales se requiere el cálculo por presión interna, presión externa, así como el cálculo de soportes además de los accesorios necesarios como boquillas, registros anillos de refuerzo (si necesitara), orejas de izaje, etc.

Para recipientes verticales cuya altura sea de seis metros o menos, se emplearán los mismos cálculos que los horizontales.

Los recipientes verticales mayores a seis metros de altura, deben de ser analizados por el total de los cálculos enlistados anteriormente.

Y por último para las esferas debemos de agregar el cálculo de la estructura dada por el código U.B.C. (Uniform Building Code).

En todo momento al diseñar un equipo se debe tener en mente los aspectos económicos ya que éstos son parte medular de la selección final del equipo.

## X.2.- INSPECCION Y PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESION

Las inspecciones realizadas a recipientes presurizados son no destructivas, mismas que se aplican generalmente a las juntas soldables, éstas pueden ser:

- 1.- Inspección radiográfica.
- 2.- Inspección por partículas magnéticas
- 3.- Inspección por líquido penetrante.
- 4.- Inspección ultrasónica.

### X.2.1.- INSPECCION RADIOGRAFICA.

Es un proceso que consiste en hacer pasar radiaciones electrónicas (generalmente rayos X) a través de un cordón de soldadura, obteniéndose sobre una película el registro del estado interno de la soldadura.

La inspección radiográfica puede ser total o por puntos y los valores de la eficiencia de la junta en ambos casos depende de el tipo de unión y grado radiográfico.

La figura 10.1 nos da la eficiencia de las juntas soldables.

EFICIENCIA DE SOLDADURAS		NORMAS		
		E.S.A. 19.1		
VALORES DE "E"				
TIPOS DE UNIONES		EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA UNIÓN ESTE:		
		RADIOPAC- TADA AL 100%	RADIOPAC- TADA 100% MÍNIMA	SIN RA- DIOPACIA
	Soldadura a tope unida con soldadura por arcos laterales, o por otro método con el cual se obtenga la misma calidad del metal de aporte en arcos laterales de la superficie anudada. Si se usa una solera de respaldo, deberá quitarse después de haber la soldadura y antes de radiografiar.	1.0	0.95	0.75
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permanecerá en el interior del recipiente.	0.90	0.80	0.65
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo.	---	---	0.60
	Unión traslapada con doble filete.	---	---	0.55
	Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura.	---	---	0.50
	Unión traslapada con filete sencillo sin tapón de soldadura.	---	---	0.45

#### X.2.2.- INSPECCION POR PARTICULAS MAGNETICAS.

Es un método de detección de grietas o discontinuidad en la soldadura, sobre la superficie o cerca de ésta, en materiales como hierro y aleaciones magnéticas de acero, consiste en aprovechar las propiedades magnéticas del material aplicando partículas imantadas finalmente divididas que forman patrones indicativos de la discontinuidad del material.

#### X.2.3.- INSPECCION POR LIQUIDO PENETRANTE.

Método de inspección no destructivo utilizado para detectar fallas sobre la superficie del material, las fallas típicas detectables por este método son: grietas, astillas y porosidad.

#### X.2.4.- INSPECCION ULTRASONICA

Es un método utilizado para localizar fallas internas por la detección de la reflexión que produce el material a las vibraciones ultrasónicas emitidas por un aparato.

#### X.3.- PRUEBAS.

Todos los recipientes terminados deberán someterse y pasar

satisfactoriamente la prueba hidrostática o la neumática, según se especifique en el dibujo de fabricación.

### X.3.1.- PRUEBA HIDROSTATICA.

Consiste en someter al recipiente a presión una vez terminado, a una presión de 1.5 veces la presión de diseño y conservar esta presión durante un tiempo suficiente para verificar que no haya fugas en ningún cordón de soldadura, como su nombre lo indica, esta prueba se lleva a cabo con líquido, el cual es generalmente agua.

Cuando se lleva a cabo una prueba hidrostática en un recipiente a presión, es recomendable tomar las siguientes precauciones"

- 1.- Por ningún motivo debe de excederse la presión de prueba señalada en la placa de nombre.
- 2.- En recipientes a presión usados, con corrosión en cualquiera de sus componentes, deberá reducirse la presión de prueba proporcionalmente.
- 3.- Siempre que sea posible, evítese hacer pruebas neumáticas, ya que además de ser peligrosas, tienden a dañar los equipos

### X.3.2.- PRUEBA NEUMÁTICA.

Las diferencias básicas entre este tipo de prueba y la prueba hidrostática, consiste en el valor de la presión de prueba, y el fluido a usar en la misma, la presión neumática de prueba es alcanzada mediante la inyección de gases.

como ya dijimos anteriormente, no es recomendable efectuar pruebas neumáticas, sin embargo, cuando se haga indispensable este tipo de prueba, se deberán tomar las siguientes precauciones.

- 1.- Las pruebas neumáticas deberán sobrepasar con muy poco la presión de operación, y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados.
- 2.- En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben de usarse gases no corrosivos, no tóxicos incombustibles, fáciles de identificar cuando escapan. El Freón es un gas recomendable para efectuar las pruebas neumáticas.
- 3.- La mayoría de los gases para efectuar pruebas neumáticas se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable que extremen las precauciones al traspasarlos al recipiente a probar, pues puede ocurrir un incremento excesivo en la presión de prueba sumamente peligroso.

## CAPITULO XI

### XI.1.- APLICACIONES EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION

Se desea diseñar un recipiente cilíndrico horizontal a presión, en el cual se obtendrá la separación del condensado que se encuentra en el vapor, con los datos de diseño y las características del fluido a manejar realizaremos los cálculos necesarios para un buen funcionamiento del recipiente.

A continuación indicaremos el procedimiento a seguir para el diseño de recipientes horizontales a presión.

### XI.2.- CALCULO POR PRESION INTERNA

#### XI.2.1.- CUERPO

#### XI.2.2.- TAPAS

### XI.3.- CALCULO POR PRESION EXTERNA

#### XI.3.1.- CUERPO

- XI.3.2.- TAPAS
  
- XI.4.- CALCULO POR PRESION MAXIMA PERMISIBLE
  
- XI.4.1.- CUERPO
  
- XI.4.2.- TAPAS
  
- XI.5.- CALCULO Y DISEÑO DE SILLETAS
  
- XI.5.1.- PESO DEL RECIPIENTE
  
- XI.5.2.- CAPACIDAD DEL RECIPIENTE
  
- XI.5.3.- PESO EN OPERACION
  
- XI.5.4.- PESO DURANTE LA PRUEBA HIDROSTATICA

- XI.5.5.- LOCALIZACION DE LOS SOPORTES Y SILLETAS
  
- XI.5.6.- CALCULO DE SILLETAS
  
- XI.5.7.- ESFUERZOS LONGITUDINALES EN LAS SILLETAS A TENSION Y COMPRESION
  
- XI.5.8.- ESFUERZO LONGITUDINAL LOCALIZADO AL CENTREO DEL CLARO, ENTRE APOYOS
  
- XI.5.9.- ESFUERZOS DE CORTE TANGENCIAL
  
- XI.5.10.- ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES
  
- XI.5.11.- DISEÑO DE SILLETAS
  
- XI.5.12.- DISEÑO DE LA TAPA DE REGISTRO HOMBRE
  
- XI.5.13.- CALCULO DE OREJAS DE IZAJE
  
- XI.5.14.- CALCULO DE PLACA DE REFUERZO

DATOS DE DISEÑO

CLAVE DEL EQUIPO	FA-421
PRESION DE OPERACION	105 lbs/pulg <sup>2</sup>
TEMPERATURA DE OPERACION	151 <sup>0</sup> F
PRESION DE DISEÑO	135 lbs/pulg <sup>2</sup>
TEMPERATURA DE DISEÑO	151 <sup>0</sup> F
DIAMETRO INTERIOR	120 pulgs> (3048 mm)
LONGITUD DE LA PARTE RECTA	264 pulgs. (6706 mm)
CORROSION PERMISIBLE EN EL	
CUERPO	1/8" (3 mm)
CORROSION PERMISIBLE EN TAPAS	1/8" (3 mm)
MATERIAL DEL CUERPO Y DE LAS	
TAPAS	SA - 285-C
ESUFERZO A LA TENSION DEL	

MATERIAL	13,800 PSI
EFICIENCIA DE LA SOLDADURA	85% (CUERPO), 100% (TAPAS)
PRECIO ESPECIFICO DEL PRODUCTO	1.2 Kgs./dm <sup>3</sup>

## SIMBOLOGIA

A	- Deformación Unitaria del material
Ao	- Distancia entre la línea de tangencia de la cabeza, al centro de la silleta.
B	- Esfuerzo a la compresión del material.
C	- Tolerancia por corrosión
D	- Diámetro interior.
Do	- Diámetro exterior.
E	- Eficiencia de la soldadura.
P	- Presión de diseño
Pa	- Presión máx, a permisible de trabajo, exterior
Pmc	- Presión máxima permisible de treabajo en el cuerpo.
Pmt	- Presión máxima permisible de trabajo en las tapas
Po	- Presión de operación
Pp	- Presión de prueba.
Q	- Peso que soportara cada silleta
R	- Radio interior
Ro	- Radio de abombado.
S	- Esfuerzo a la tensión del material
t	- Espesor nominal
tc	- Espesor corroído
td	- Espesor de diseño
tr	- Espesor de pared mínima requerido.
W	- Peso total del recipiente

## XI.2.- CALCULO POR PRESION INTERNA.

Para el cálculo del cuerpo y tapas, usaremos las fórmulas para dimensiones internas.

### XI.2.1.- CUERPO

$$t = \frac{P R}{SE - 0.6 P}$$

sustituyendo valores

$$= \frac{135 \times 60}{13,800 \times 0.85 - 0.6 \times 135}$$

$t_r = 0.695 + \text{tolerancia por corrosión}$

$$t_r = 0.695" + 0.125" = 0.820"$$

$$t = 0.875" (7/8)$$

### XI.2.2.- TAPAS

XI.2.2.1.- TORIESFEWRICA A.S.M.E.

$$t = \frac{0.885 R_o P}{S E - 0.1 P}$$

$$t = \frac{0.885 \times 120 \times 135}{13,800 \times 1 - 0.1 \times 135}$$

$$t = 1.039"$$

$$t_d = 1.039" + 0.125" = 1.164"$$

$$t = 1.187" \left( 1 \frac{3}{16}" \right)$$

XI.2.2.2.- SEMIELIPTICA

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.1 P}$$

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$t = \frac{135 \times 120}{2 \times 13,800 \times 1 - 0.1 \times 135}$$

$$t_r = 0.587''$$

$$t_d = 0.587'' + 0.125'' = 0.712''$$

$$t = 0.750'' \quad (3/4)$$

XI.2.2.3.- 80:10

$$t = \frac{0.584 \text{ P D}}{S E - 0.1 \text{ P}}$$

$$t = \frac{0.584 \times 135 \times 120}{13,800 \times 1 - 0.1 \times 135}$$

$$t_r = 0.686''$$

$$t_d = 0.686'' + 0.125'' = 0.811''$$

$$t = 0.875" \quad (7/8")$$

#### XI.2.2.4.- SEMIESFERICA

$$t = \frac{P R}{2 S E - 0.2 P}$$

$$t = \frac{135 \times 60}{2 \times 13,800 \times 1 - 0.2 P} = 0.293"$$

$$t_d = 0.293" + 0.125" = 0.418"$$

$$t = 0.437" \quad (7/16")$$

RESUMEN DE ESPESORES

TIPO DE TAPA	TORIESFERICA A.S.M.E.	SEMIELIPTICA 2:1	80:10	SEMIESFERICA
ESPE SOR	1 3/16"	3/4"	7/8"	7/16"

De lo anterior, se concluye que la tapa más óptima a utilizar sería la semiesférica, por ser de un espesor menor a las demás, pero la fabricación de esta tapa resulta más cara.

En cuanto a la tapa semielíptica, en la parte recta tenemos un espesor menor a la del cuerpo, el cual no soportaría la presión interna.

Al utilizar una tapa 80:10 tenemos en su parte recta un espesor igual al de el cuerpo, la que soportará la presión interna, siendo esta tapa para nuestro caso la más adecuada.

### XI.3.- CALCULO POR PRESION EXTERNA

#### XI.3.1.- CUERPO

Primeramente debemos calcular las relaciones  $L/D_0$  y  $D_0/t_c$ , para ello debemos definir el valor "L" que esta dada por la siguiente ecuación.

$$L = L_T + 2/3 h$$

donde:

$L_T$  = Longitud parte recta

$h$  = Flecha de la tapa. (para nuestro caso se tomará el valor correg pondiente a una tapa semieliptica ya que es similar)

$$h = D/4$$

$$= 264 + 2/3 (120/4)$$

$$= 284''$$

$$D_o = D + 2t$$

$$= 120 + 2 \times 0.875''$$

$$= 121.75''$$

$$t_c = t - C$$

$$= 0.875 - 0.125$$

$$= 0.750''$$

$$L/D_o = 284 / 121.75 = 2.33$$

$$D_o/t_c = 121.75/0.75 = 162.33$$

Con los valores anteriores entramos a la tabla 1 del apéndice y obtenemos el valor de " A "

Con este valor entramos a la tabla 2 del apéndice y obtenemos el valor de " B "

$$B = 3\ 750$$

Con este valor calculamos la máxima presión exterior de trabajo permitida, dada por la ecuación:

$$p_a = \frac{4\ B}{3\ ( D_o / t_c )}$$
$$= \frac{4 \times 3\ 750}{3 \times 162.33} = 30.80\ \text{PSI}$$

$$= 30.80\ \text{PSI} > 15\ \text{PSI}$$

de lo anterior se deduce que el recipiente sí soportará la presión externa.

### XI.3.2.- TAPAS.

Como ya tenemos un espesor por presión interna, utilizamos este valor para calcular la presión máxima permisible exterior que puede soportar la tapa.

$$t_c = t - C$$

$$= 0.875 - 0.125$$

$$= 0.750"$$

$$R_o = 0.8 D_o$$

$$= 0.8 \times 121.75$$

$$= 97.4"$$

Aplicando la fórmula para determinar el valor de "A" tenemos

$$A = \frac{0.125}{Ro/t_c}$$

$$= \frac{0.125}{97.4/0.75}$$

$$= 0.00096$$

con este valor entramos a la tabla 2 del apéndice y obtenemos el valor de "B"

$$B = 12\ 000$$

con el valor de "Pa" que está dada por la ecuación:

$$Pa = \frac{B}{Ro/t_c}$$

$$= \frac{12\ 000}{97.4/0.75}$$

= 92.4 PSI

= 92.4 PSI > 15 PSI

Por lo que concluimos que el espesor que tiene la tapa, es suficiente para soportar la presión externa.

#### XI.4.- CALCULO POR PRESION MAXIMA PERMISIBLE

La presión máxima permisible de trabajo es limitada por el cuerpo o las tapas, la condición para determinar el valor de ésta presión será que el espesor nominal indicado a cada elemento, sea sin agregar el sobreespesor por corrosión, el valor menor entre los resultados del cálculo del cuerpo y tapas, determinará el valor de esta presión.

##### XI.4.1.- CUERPO

$t_c = \text{espesor nominal} - \text{espesor por corrosión}$

$$= 0.875" - 0.125"$$

$$= 0.750"$$

$$P_{mc} = \frac{S E t_c}{R + 0.6 t_c}$$

$$= \frac{13\ 800 \times 0.85 \times 0.75}{60 + 0.6 \times 0.75}$$

$$= 145.53 \text{ PSI}$$

#### XI.4.2.- TAPAS

$t_c$  = espesor nominal - espesor por corrosión

$$= 0.875 - 0.125$$

$$= 0.750"$$

$$\begin{aligned}
 Pmt &= \frac{S E t_c}{0.584 D + 0.1 t_c} \\
 &= \frac{13.800 \times 0.750}{0.584 \times 120 + 0.1 \times 0.75} \\
 &= 147.53 \text{ PSI}
 \end{aligned}$$

Como  $Pmt < Pmc$ ; la presión máxima permisible de trabajo sin interesar la presión de operación, ya que para las diferentes alternativas se han fijado los espesores del cuerpo y tapas iguales sera:

$$Pmc = 145.53 \text{ PSI}$$

#### XI.5.- CALCULO Y DISEÑO DE LAS SILLETAS.

El cálculo y diseño de las silletas, está básicamente relacionado con el peso del recipiente, cuando está en operación o cuando se le hace la prueba hidrostática, por lo tanto calcularemos el

peso del recipiente vacío agregándole ya sea el peso del producto cuando está en su nivel máximo de operación o el peso del agua cuando el recipiente está lleno de éste, usando el peso que resulte mayor de éstos.

#### XI.5.1.- PESO DEL RECIPIENTE

Será el peso del material necesario para la manufactura del cilindro y las tapas, para nuestro caso con los valores del espesor, diámetro, longitud y tipo de material se obtienen los pesos de la tabla 3 del apéndice.

cilindro = 24,838 lbs.

2 tapas 80:10 = 9,056 lbs.

Subtotal = 33,894 lbs.

al valor anterior se le agrega un 10% por concepto de accesorios, soldadura, etc.

Total = 37,283.4 lbs.

NOTA: El peso de la tapa se consideró como una tapa semielíptica relación 2:1 con un espesor de 7/8", lo anterior se hace ya que no existe mucha diferencia entre estas dos tapas.

#### XI.5.2.- CAPACIDAD DEL RECIPIENTE

Corresponde al volumen que puede contener tanto en las tapas como en el cuerpo.

Con los datos de el diámetro interior, longitud y tipo de tapa, entramos en la tabla 4 del apéndice y obtenemos:

V. Cilindro	=	$0.7854 D^2 L$	=	2 984 pulg <sup>3</sup>
V. Tapas (2)	=	452 390.4	pulg <sup>3</sup>	
Total	=	3 436,646.4	pulg <sup>3</sup>	

NOTA: para obtener el volumen de las tapas, tomaremos el volumen de una tapa semielíptica, ya que no hay mucha diferencia entre estas tapas.

### XI.5.3.- PESO EN OPERACION

Este será igual al peso del recipiente en vacío y el peso del producto que contendrá a un nivel máximo durante la operación.

Con los datos del diámetro interior, tipo de tapas, longitud y nivel máximo de fluido entramos a la tabla 5 y 6 del apéndice y obtenemos:

V. Operación	=	2 366,951 pulg <sup>3</sup>
peso del producto	=	Volúmen x Peso específico
	=	2 366 951 x 0.0433138
	=	102 521.64 lbs.
Peso del recipiente	=	37,283.4 lbs.
Total	=	139,804 lbs.

#### XI.5.4.- PESO DURANTE LA PRUEBA HIDROSTATICA

Este peso será el peso del recipiente vacío más el peso del volumen de agua en la prueba hidrostática.

Peso del agua	= volumen x peso específico
	= 3 436 646.4 x 0.0359953
	= 123 703.35 lbs.
Peso del Recip.	= 37,283.4 lbs.
Total	+ 160,986.76 lbs.

Por lo tanto, para el cálculo de los apoyos tomaremos el valor correspondiente al peso del tanque durante la prueba hidrostática, ya que éste es el mayor.

Para conocer el peso que soportará cada silleta tenemos que:

$$Q = W/2$$

$$= 160,986.76/2$$

$$= 80,493.38 \text{ lbs.}$$

#### XI.5.5.- LOCALIZACION DE LOS SOPORTES Y SILLETAS

El recipiente reposará en dos soportes igualmente espaciados para que la carga resultante de su peso y del peso del contenido (durante la prueba hidrostática), se reparta equitativamente.

La distancia entre la línea de tangencia de la cabeza al centro de la silleta, "Ao", deberá ser menor a "Ro" con lo que se aprovecha el efecto de la tapa como anillo de refuerzo, una limitante a considerar es que "Ao" nunca deberá exceder al 20% de las dimensiones entre líneas de tangencias de las cabezas  $L_T$ .

Con los valores del espesor nominal, radio interior y la dimensión " $L_T$ ", entramos a la tabla 7 del apéndice y se encuentra el ángulo de agarre de las silletas.

$$\theta = 120^\circ$$

$$\theta = \frac{Ao}{L_T} = 0.2$$

Despejando "Ao"

$$A_o = 0.2 \times L_T$$

$$= 0.2 \times 264$$

$$= 52.8" \text{ (1 341 mm.)}$$

#### XI.5.6.- CALCULO DE SILLETAS

El método de diseño de silletas o soportes para recipientes cilíndricos horizontales, se basa en el análisis presentado por L.P. Zick en 1951, dicho análisis también es recomendado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, este análisis infiere que un recipiente horizontal apoyado en dos soportes actúa como una viga.

Así, el recipiente será tratado como una viga estáticamente determinada, simétrica, simplemente apoyada y con dos extremos en voladizo.

Sobre la viga actúa la carga correspondiente al peso del recipiente durante la prueba hidrostática al que se le asignó un valor de 160 987 lbs. En el diagrama de cuerpo libre las cargas concentra

das en los extremos en voladizo correspondiente al peso de las cabezas, excluyendo la porción recta y su contenido; en tanto la carga uniformemente distribuida sobre " $L_T$ ", representa el peso restante.

Como la viga es simétrica tanto en dimensiones como en carga, las reacciones " $R_a$ " de las silletas son iguales, y sobre cada apoyo actúa la mitad de la carga total.

$$Q = W/2$$

$$= 160,987/2$$

$$= 80,493.5 \text{ lbs.}$$

#### XI.5.7.- ESFUERZOS LONGITUDINALES EN LAS SILLETAS A TENSION Y COMPRESION

Los recipientes cilíndricos horizontales soportados por silletas están sometidos a los siguientes tipos de esfuerzos"

1.- Esfuerzos longitudinales por flexión

2.- Esfuerzos de corte tangencial.

### 3.- Esfuerzos circunferenciales.

A continuación se mostrarán los pasos a seguir para hacer el análisis de esfuerzos generados en el cuerpo de un recipiente cilíndrico horizontal soportado por medio de dos silletas para esto usaremos los siguientes valores

$$A_o = 52.8''$$

$$h = 30''$$

$$L_T = 264''$$

$$Q = 80,493.5 \text{ lbs.}$$

$$R = 60''$$

$$t_c = 0.750''$$

Los valores positivos obtenidos en las ecuaciones que a continuación se muestran nos indican que se tratan de esfuerzos a tensión y los valores del signo negativo nos indican que se trata de elementos que trabajan a compresión.

$$SA = \pm \frac{Q A_o \left[ 1 - \frac{A_o}{L_t} + \frac{R^2 - h^2}{2 A_o L_t} \right]}{k r^2 t_c}$$

Donde:

$K = K$ , cuando se calcule el esfuerzo de tensión, en el plano de las silletas si no son usados anillos atezadores, de la tabla 8 del apéndice tenemos que:

$$K_1 = 0.335$$

$$80493 \times 52.8 \left[ \frac{1 - \frac{52.8}{264} + \frac{(60)^2 - (30)^2}{2 \times 52.8 \times 264}}{1 - 1 + (4 \times 30/3 \times 264)} \right]$$

$$S_A = + \text{-----}$$

$$S_A = + 4,698.791 \text{ PSI}$$

#### A COMPRESION

Si la relación  $t_c/R$  es mayor o igual a 0.005 el esfuerzo de compresión no se tomará en cuenta.

$$t_c/R = 0.75/60 = 0.125$$

$$0.125 > 0.005$$

De donde se concluye que el esfuerzo de compresión no es considerado.

IX.5.8.- ESFUERZO LONGITUDINAL LOCALIZADO AL CENTRO DEL CLARO ENTRE APOYOS ( $S_1$ ) A TENSION Y COMPRESION

$$S_1 = \frac{Q L_T / 4 \left[ \frac{1 + 2 (R^2 - h^2) / L_T^2}{1 + 4 h / 3 L_T} - 4 A_0 / L_T \right]}{R^2 t_c}$$

$$S_1 = \frac{80,493.5 \times 264 / 4 \left[ \frac{1 + \frac{2 (60^2 - 30^2)}{264}}{1 + (4 \times 30 / 3 \times 264)} - \frac{4 \times 52.8}{264} \right]}{3.1416 \times 60 \times 0.750}$$

$$S_1 = 5\,099 \text{ PSI}$$

A COMPRESION

Como en el caso anterior, el esfuerzo a compresión no se considera.

CONDICIONES DE DISEÑO QUE DEBEN CUMPLIR LOS ESFUERZOS A TENSION CALCULADOS ANTERIORMENTE.

El esfuerzo  $S_1$  más el esfuerzo debido a la presión interna ( $PR/2T_c$ ) no deberá exceder el valor del esfuerzo permisible del material del cuerpo, considerando la eficiencia de la soldadura perimetral, para nuestro caso tomaremos como  $S_1$  el valor de los esfuerzos a tensión.

$$S_1 + P R \leq S E$$

$$5\ 099.42 + 135 \times 60/2 \times 0.75 \leq 13\ 800 \times 0.85$$

$$10\ 499.425 < 22\ 730$$

Por lo que concluimos que el recipiente soportará el esfuerzo longitudinal por tensión.

#### XI.5.9.- ESFUERZOS DE CORTE TANGENCIAL

Para el cálculo de este tipo de esfuerzos, debemos hacer las siguientes consideraciones:

Si "Ao" es menor o igual a R/2, se considera que las silletas están cercanas a las tapas.

Si "Ao" es mayor a R/2, se considera que las silletas están lejanas a las tapas.

Si se da el caso que las silletas están lejanas a las tapas y se utilizan placas de respaldo en las silletas, el valor de la suma del espesor del cuerpo más el espesor de la placa de respaldo deberá ser utilizado como  $t_c$ , en las ecuaciones para calcular  $S_2$ , haciendo que las placas de respaldo R/10 sobre el extremo de la silleta y hacia los lados de la misma.

De lo anterior tenemos que:

$$A_o = 52.8"$$

$$R/2 = 30"$$

$$52.8" > 30"$$

Por lo que usaremos las siguientes formulas, ya que no se usan anillos de refuerzo:

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_c} \left[ \frac{L_T - 2 A_0}{L_t + 4/3 h} \right]$$

para 120° de la tabla 9 del apendice tenemos que"

$$K_2 = 1.171$$

De la tabla 10 del apéndice tenemos que:

$$t \text{ placa de espaldo} = 0.5''$$

$$t_c = t_c \text{ (cuerpo corroído)} + t \text{ (placa de respaldo)}$$

$$= 0.75 + 0.5$$

$$= 1.25''$$

$$S_2 = \left[ \frac{1.171 \times 80 \ 493.5}{60 \times 1.25} \right] \left[ \frac{264 - 2 \times 52.8}{264 + 4/3 \times 30} \right]$$

CONDICIONES DE DISEÑO QUE SE DEBEN CUMPLIR

$S_2$  no deberá exceder a 0.8 veces del esfuerzo a tensión permisible del material, es decir:

$$654.778 < 0.8 \times 13 \ 800$$

$$654.778 \leq 11,040$$

#### XI.5.10.- ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES

Para el cálculo de este esfuerzo, se hace la consideración de que no se usarán anillos atezadores en el polano de las silletas tenemos que:

$$L_T = 264''$$

$$8 R = 8 \times 60 = 480$$

$$264 < 480$$

Por lo que debemos usar la ecuación

$$S_4 = \frac{Q}{4 t_c (b+1.56 \sqrt{R t_c})} - \frac{12k_b Q R}{L_T t_c}$$

Para hacer uso de la ecuación anterior se debe tomar en cuenta las siguientes condiciones:

para el primer término :

$$t_c = t_c \text{ (cuerpo corroído) } + t \text{ (placa de respaldo)}$$

para el segundo término:

$$\frac{2}{E} t_c = \frac{2}{E} t_c \text{ (cuerpo corroído) } + \frac{2}{E} t_c \text{ (placa de respaldo)}$$

los espesores anteriores se usan solamente si se cumple lo siguiente:

- Se usa placa de respaldo.
- Si las silletas se localizan cerca de las tapas  $A_0 = R/2$
- Si la placa de respaldo se proyecta una distancia de  $R/10$  a partir del cuerpo de la silleta.
- Si el ancho mínimo de la placa de respaldo es de:

$$\sqrt{b + 1.56}$$

De las condiciones anteriores no cumplimos con la segunda condición, es decir:

$$32.8 > 30''$$

por lo que debemos usar los valores de los espesores siguientes:

$$t_c^2 = t_c \text{ (cuerpo corroído)}$$

$$t_c^2 = t_c^2 \text{ (cuerpo corroído)}$$

$$t_c = 0.750''$$

$$t_c^2 = 0.562''$$

De la tabla 11 y 12 del apéndice tenemos que:

$$b = 11''$$

$$K_6 = 0.042$$

Sustituyendo los valores tenemos:

$$S_4 = \frac{80\,493.5}{4 \times 0.75 (11 + 1.56 \sqrt{60 \times 0.75})} - \frac{(12 \times 0.04 \times 80\,493 \times 60)}{(264 \times 0.5625)}$$

$$= 15\,141.404 \text{ PSI}$$

en la parte inferior del cuerpo

$$S_b = \frac{K_7 Q}{t_c (b + 1.56 \sqrt{R t_c})}$$

se aplican las condiciones del inciso anterior y como se observa no se cumplen las condiciones propuestas, por lo tanto:

$$t_c = t_c \text{ (corroído)}$$

$$S_b = \frac{0.760 \times 80\,493.5}{0.750 \times 11 + 1.56 \sqrt{60 \times 0.750}}$$

= 3 750.023 PSI

#### XI.5.11.- DISEÑO DE SILLETAS.

El procedimiento a seguir consiste en determinar el momento de sección de las silletas del recipiente.

Al hacer un análisis de las silletas, se observa en la figura 11.5 que van a reaccionar radialmente por lo que la sección efectiva de la misma debe estar bien diseñada, de lo contrario tenderá a separarse o abrirse, de aquí que el área efectiva deberá calcularse para que resista la fuerza horizontal (F).

Estudios anteriores han demostrado que la sección transversal efectiva de la silleta que resistiera esta cargada, estará a un tercio del radio del recipiente, por lo tanto:

$$F = K_{11} Q$$

para un ángulo de 120 de la tabla 8 del apéndice tenemos:

$$K_{11} = 0.204$$

$$F = 0.204 \times 80\,493.5$$

$$= 16\,420.674 \text{ lbs}$$

pero como sabemos que:

$$T = \frac{\text{fuerza}}{\text{área}}$$

y además que:

$$\text{Area} = \frac{R T}{3}$$

por lo tanto tenemos que:

$$\bar{V} = \frac{F}{\frac{R t}{3}}$$

pero como  $t = 0.625$ " (valor tomado de la tabla 10 del apéndice)

$$= \frac{16\,420.674}{\frac{60 \times 0.625}{3}}$$

$$= 1\,313.653 \text{ PSI}$$

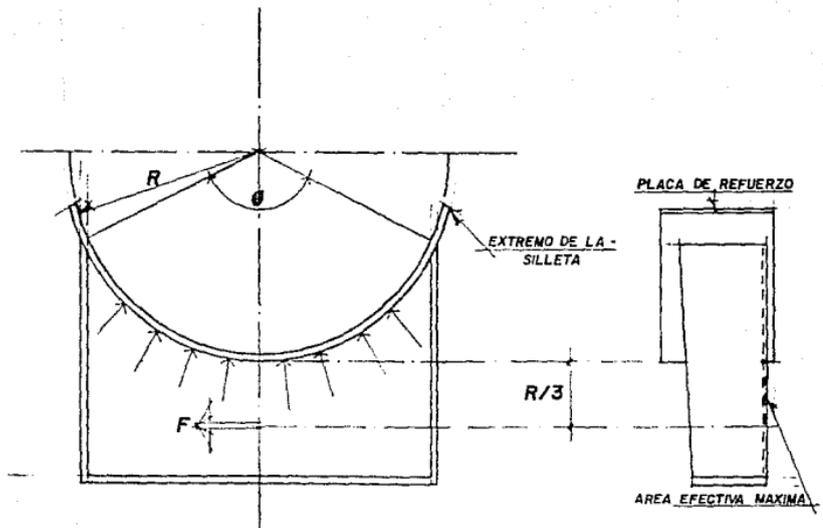


FIG. 11.5.11

#### CONDICIONES DE DISEÑO A CUMPLIR

La condición que debe cumplir este esfuerzo es que debe ser menor a  $2/3$  del esfuerzo del material.

$$\leq (2/3) S$$

$$1 \ 313.653 \leq (2/3) \ 13 \ 800$$

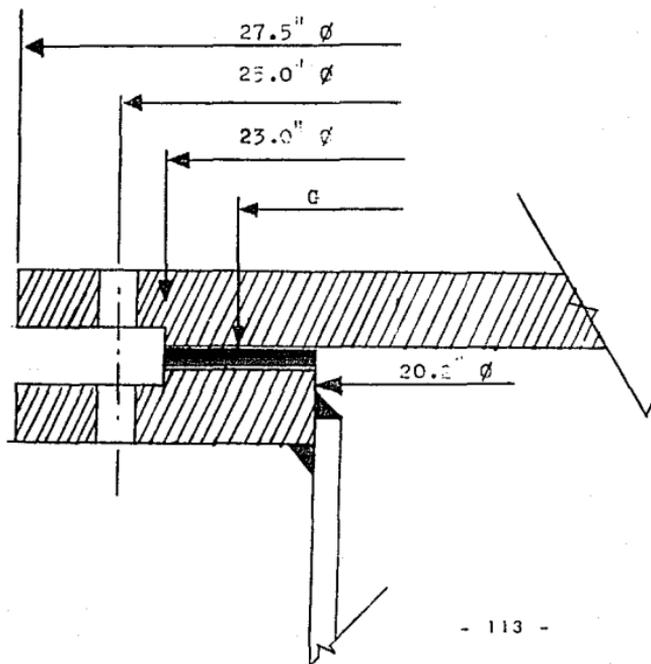
$$1 \ 313.653 \leq 9 \ 200$$

#### XI.5.12.- DISEÑO DE LA TAPA DE REGISTRO DE HOMBRE.

El objetivo de este cálculo es el comprobar que el espesor de una brida ciega tipo ASA 150 # es suficiente para la tapa del registro de hombre usado en el diseño de nuestro separador de condensados.

DATOS DE DISEÑO

Dext. de la tapa	= 25.5"
Presión de diseño	= 135 psi
Material	= A-105
Esfuerzo permisible	= 17 500 psi
Eficiencia (E)	= 1
Círculo de barrenos	= 25"
Material de empaque	= asbesto enchaquetado
c	= 0.3 (cte. de fijación de la tapa indicado por el grabado (j) de la tabla 13 del apéndice.



ANCHO DEL EMPAQUE (N)

$$N = \frac{23 - 20.2}{2}$$

$$= 1.4$$

ANCHO BASICO DE ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE (bo)

De la tabla 14 del apéndice se obtienen los siguientes datos:

Material de empaque = asbesto enchaquetado

Factor de empaque (m) = 3.75

Esfuerzo de asentamiento (Y) = 7 500 PSI

y de la tabla 16 del apéndice, tenemos:

$$b_o = \frac{3 N}{8}$$

$$= \frac{3 \times 1.4}{8}$$

$$= 0.525$$

ANCHO EFECTIVO DE CONTACTO DEL EMPAQUE (b)

Puesto que:

$$b_o > 0.250''$$

$$b = \frac{\sqrt{b_o}}{2}$$

$$= \frac{\sqrt{0.525}}{2}$$

$$= 0.362''$$

DIAMETRO DONDE SE LOCALIZA LA REACCION DEL EMPAQUE (G)

Cuando  $b_o > 0.250''$

G = Diámetro exterior de la cara de contacto del empaque menos dos veces el ancho efectivo de contacto del empaque.

$$= 23 - 2 (0.362)$$

$$= 22.276"$$

MINIMA CARGA DE TORNILLOS REQUERIDA PARA LA CONDICION DE OPERACION ( $w_{ml}$ )

$w_{ml}$  = Carga de compresión + Fuerza hidrostática  
el empaque total

$$w_{ml} = 2 b G m P + G^2 P \frac{\pi}{4}$$

$$= 2 \times 0.362 \times 22.276 \times 3.75 \times 135 + 0.785 \times 135 (22.276)^2$$

$$= 78\ 263.8$$

MINIMA CARGA DE TORNILLOS REQUERIDA PARA EL ASENTAMIENTO DEL  
EMPAQUE ( $w_{m2}$ )

$$\begin{aligned}
 w_{m2} &= \pi b G Y \\
 &= \pi \times 0.362 \times 22.276 \times 7\ 500 \\
 &= 190\ 001.45
 \end{aligned}$$

DISTANCIA RADIAL DE LA LINEA DE CENTRO S DE BARRENOS A LA LINEA DE  
REACCION DEL EMPAQUE

$$\begin{aligned}
 h_g &= \frac{\text{Circulo de barrenos} - G}{2} \\
 &= \frac{25 - 22.276}{2} \\
 &= 1.362"
 \end{aligned}$$

CALCULO DE ESPESOR DE LA TAPA EN CONDICION DE OPERACION

$$t = d \sqrt{\frac{C P}{SE} + 1.9 w hg/SE d^3}$$

donde:

$$= 27.5 \sqrt{\frac{0.3 (135)}{17,500 \times 1} + \frac{1.9 \times 190,001.45 \times 1.362}{17,500 \times 1 \times (27.5)^2}}$$
$$= 1.552''$$

#### CALCULO DE ESPESOR DE LA TAPA EN CONDICION DE SELLO DE EMPAQUE

Area transversal neta de tornillos

Para un tornillo de 1 1/8" O, su area transversal neta es

igual a 0.693 pulg<sup>2</sup>.

$$A_b = 0.693 \times \text{No. de tornillos}$$

$$= 0.693 \times 20$$

$$= 13.86''$$

Area transversal de tornillos, requerida

$$A_m = \text{la mayor de } A_{m1} \text{ ó } A_{m2}$$

$$\begin{aligned}
 A_{m1} &= w_{m1} / s_b \\
 &= 78\,263.8 / 25\,000 \\
 &= 3.13 \text{ pulg}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_{m2} &= w_{m2} / s_a \\
 &= 190\,001.45 / 25\,000 \\
 &= 7.6 \text{ pulg}^2
 \end{aligned}$$

para la condición de sello del empaque tenemos:

$$\begin{aligned}
 w &= (A_m + A_b) (S_a) / 2 \\
 &= (76 + 13.86) (25\,000) / 2 \\
 &= 268,250.73
 \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$t = d \sqrt{1.9 w h_g / SE d^3}$$

$$= 27.5 \sqrt{\frac{1.9 \times 268 \times 250.73 \times 1.362}{17 \times 500 \times 1 \times (27.5)^3}}$$

$$= 1.3''$$

$t$  (operación) >  $t$  (asentamiento de empaque)

Agregando la tolerancia por corrosión tenemos:

$$t_d = 1.552 + 0.125$$

$$= 1.677''$$

La brida de 20" O asa 150 # tiene un espesor de 1.6875"  
1.6875" 1.677"

Por lo tanto nuestra brida esta bien seleccionada.

#### CALCULO DE LA PLACA DE REFUERZO

En las siguientes páginas se presentan los cálculos de las placas de refuerzo para boquillas de 20" y 14"  $\varnothing$ , con un espesor de placa de refuerzo igual al del cuerpo en el lugar de colocación de boquilla.

### 11.5.13.- CALCULO DE OREJAS DE IZAJE.

Con el fin de transportar, localizar, dar mantenimiento, etc., a los recipientes a presión, es necesario colocarles por lo menos dos orejas de izaje, el espesor de estas se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$t = \frac{1.4142}{S} \frac{W_v}{d}$$

donde:

$W_v$  = Peso del recipiente vacío

$d$  = Diámetro del barreno en la oreja

$$t = \frac{1.4142}{17\,500 \times 1.5} \times 37\,283.4 = 2.547"$$

$$t = 2.625" \text{ (2 5/8)}$$

### 11/5.14.- CALCULO DE PLACA DE REFUERZO.

Para saber si se necesitará placa de refuerzo en la oreja se deberá cumplir la siguiente condición:

$$S_c = 1/2 S$$

sabemos que:

$$S_c = \frac{0.7071 W}{2 t (A_n + t \text{ oreja})}$$

donde:

$S_c$  = Esfuerzo cortante en el material

$A_n$  = Ancho de oreja

$$S_c = \frac{0.7071 (37\ 283.4)}{2 (0.875) (9.750 + 2.5)} = 1\ 229.7$$

$$1\ 229.7 = 6\ 900$$

Por lo que no necesitaremos placa de refuerzo

#### AREA DE SOLDADURA

También debemos conocer si la cantidad de soldadura aplicada nos soportará el peso del recipiente.

$$A_r = A_s$$

donde:

$A_r$  = Area requerida de soldadura

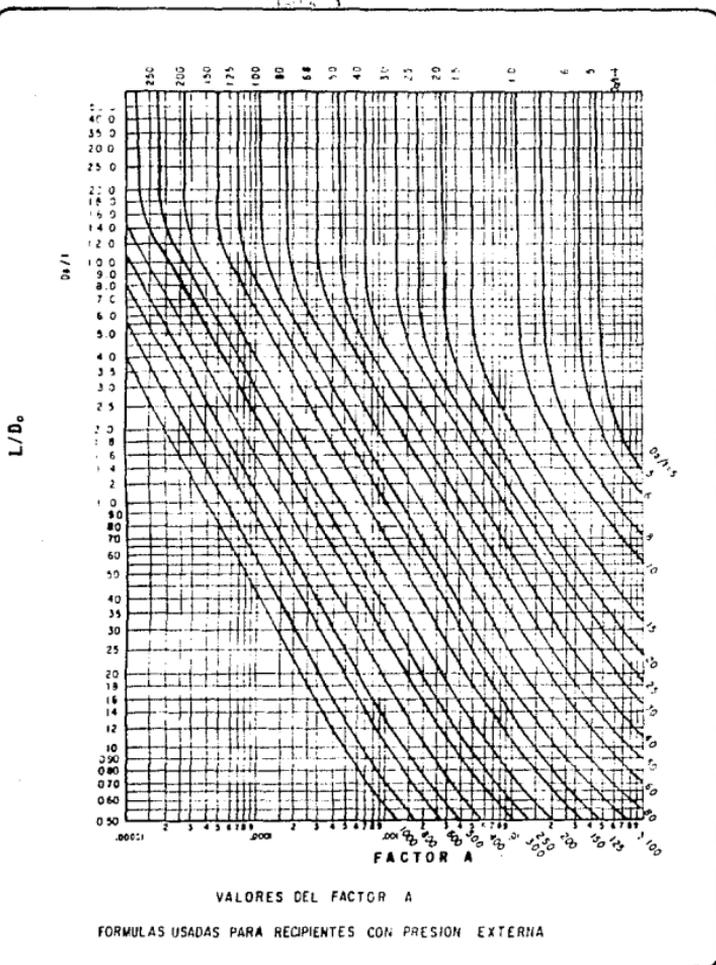
$A_s$  = Area de soldadura aplicada

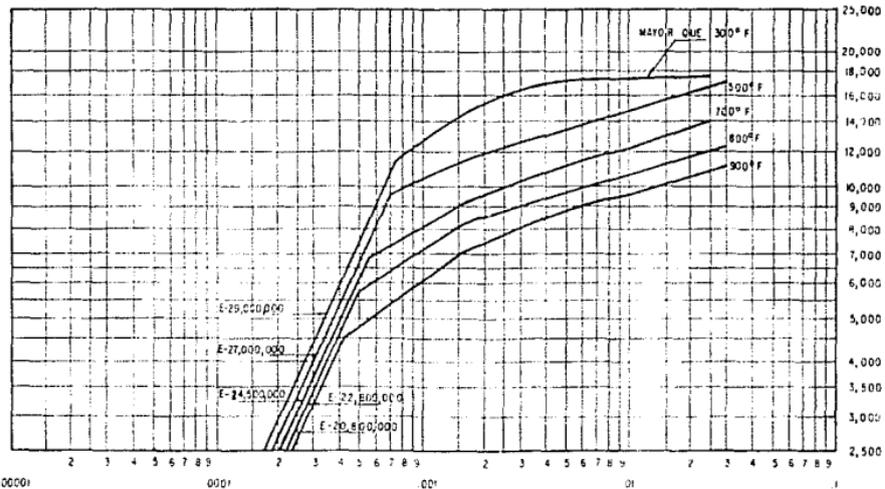
$$A_r = \frac{W}{S_{\text{soldadura}}}$$
$$= \frac{37\,283.4}{15\,000} = 2.485$$

$$A_s = 1.4142 t A_n$$
$$= 1.4142 (0.875) (9.750)$$
$$= 12.06$$

Por lo que el área de soldadura aplicada soportará el peso del recipiente.

A P E N D I C E





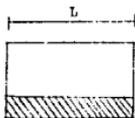
FACTOR A

TABLE 2

DIAMETRO DE RECIPIENTE		PESO DE CUERRO Y TAPAS ESPESOR DE PARED									
		7/8"					15/16"				
		CUERRO		TAPA			CUERRO		TAPA		
		I. S.	O. S.	FILLIP	F. & D.	HEMIS	I. S.	O. S.	FILLIP	F. & D.	HEMIS
14	12	120	104	82	59	80	130	111	90	67	86
		139	123	103	74	106	150	131	110	83	115
	16	157	141	122	90	137	170	151	135	101	148
18		176	160	147	107	171	190	171	157	123	185
	20	195	179	170	127	209	210	191	185	144	226
22		213	197	199	147	251	230	211	213	167	271
	24	232	216	225	175	297	250	231	241	194	320
26		251	235	252	199	347	270	251	271	220	374
	28	270	254	288	225	401	290	271	310	249	431
30		288	272	327	252	458	310	291	351	282	493
	32	307	291	366	281	519	330	311	393	314	558
34		326	310	412	312	584	350	331	442	347	628
	36	344	328	458	352	653	370	351	491	387	702
38		363	347	506	385	726	390	371	543	422	780
	40	382	366	558	421	803	410	391	597	462	863
	42	400	384	611	458	883	430	411	654	507	949
48		456	440	789	589	1148	491	471	836	643	1233
54		512	496	982	736	1447	551	531	1051	802	1554
60		568	552	1200	900	1780	611	591	1285	979	1911
66		624	608	1440	1080	2149	671	651	1543	1174	2306
	72	680	664	1702	1278	2551	731	711	1823	1387	2738
78		736	720	1986	1491	2989	791	771	2128	1616	3207
	84	792	776	2293	1720	3461	851	832	2456	1864	3714
90		849	833	2620	1966	3968	911	892	2807	2129	4257
	96	905	889	2670	2229	4509	971	952	3182	2412	4837
	102	961	945	3341	2508	5085	1031	1012	3580	2712	5454
108		1017	1001	3735	2804	5695	1091	1072	4002	3036	6109
114		1073	1057	4150	3115	6340	1151	1132	4447	3366	6800
	120	1129	1113	4528	3444	7019	1212	1192	4852	3720	7529
126		1185	1159	4985	3769	7734	1272	1252	5341	4091	8294
	132	1241	1225	5463	4150	8482	1332	1312	5853	4480	9097
138		1297	1281	5963	4528	9266	1392	1372	6389	4886	9937
	144	1353	1337	6485	4923	10084	1452	1432	6948	5310	10813

D. I. No. REC. PIERTE	VOLUMEN DE CUERNO Y TAPAS							
	CILINDRICO				TAPA ELIPTICA			
	Ca. Ft.	Gal.	Bbl.	Wt. of Water Lbs.	Ca. Ft.	Gal.	Bbl.	Wt. of Water Lbs.
12	0.0	5.9	0.14	49	0.1	1.08	0.01	8.17
14	1.1	8.3	0.19	77	0.2	1.55	0.04	12.98
16	1.4	10.4	0.25	87	0.3	2.32	0.06	19.37
18	1.8	13.2	0.31	110	0.4	3.30	0.08	27.58
20	2.2	16.3	0.39	139	0.6	4.53	0.11	37.83
22	2.6	19.7	0.47	165	0.8	6.03	0.14	50.35
24	3.1	23.5	0.56	196	1.0	7.83	0.19	65.37
26	3.7	27.6	0.66	230	1.3	9.96	0.24	83.11
28	4.3	32.0	0.76	267	1.7	12.44	0.30	103.8
30	4.9	36.7	0.87	306	2.0	15.30	0.36	127.7
32	5.6	41.8	0.99	349	2.5	18.57	0.44	155.0
34	6.3	47.2	1.12	394	3.0	22.27	0.53	185.9
36	7.1	52.9	1.26	441	3.7	26.47	0.63	220.1
38	7.9	58.9	1.43	492	4.4	31.07	0.74	259.5
40	8.7	65.3	1.55	545	5.2	36.17	0.86	302.6
42	9.6	72.0	1.71	601	5.6	41.98	1.00	350.4
44	10.6	79.0	1.84	664	6.4	48.67	1.49	323.0
54	15.9	119.0	2.83	993	11.9	89.23	2.12	744.6
60	19.6	146.9	3.59	1226	16.3	122.4	2.91	1021
66	23.2	177.7	4.23	1483	21.8	162.9	3.88	1360
72	28.3	211.5	5.04	1765	28.3	211.5	5.04	1765
78	33.2	248.2	5.91	2071	35.9	268.9	6.40	2244
84	38.5	287.9	6.85	2402	44.9	335.9	8.00	2802
90	44.22	330.5	7.87	2756	55.2	413.1	9.84	3447
96	50.3	376.0	8.95	3136	67.0	501.3	11.94	4194
102	56.7	424.4	10.11	3542	80.3	601.4	14.32	5018
108	63.6	475.9	11.33	3971	95.4	713.8	17.00	5957
114	70.9	530.2	12.62	4425	112.2	839.5	20.00	7006
120	78.5	587.5	13.99	4903	133.5	979.2	23.31	8171
126	86.6	647.7	15.42	5405	151.5	1134	27.00	9459
132	95.0	710.9	16.93	5932	174.2	1303	31.03	10876
138	103.9	777.0	18.50	6484	196.1	1489	35.46	12428
144	113.1	846.0	20.14	7060	226.2	1692	40.29	14120

VOLUMEN PARCIAL EN CILINDROS HORIZONTALES



VOLUMEN PARCIAL DE UN RECIPIENTE  
HORIZONTAL EN CILINDRO

HORIZONTAL: VOLUMEN TOTAL Y COEFICIENTE  
(TABLA DE ABAJO)

EJEMPLO

CILINDRO HORIZONTAL D = 10 ft., O IN H = 2.75 ft., L = 60 ft., O IN  
VOLUMEN TOTAL:  $0.7854 \times D^2 \times L$  Encontrado del volumen parcial de la tapa  
cilindrica.

VOLUMEN TOTAL:  $0.7854 \times 10^2 \times 60 = 4,712.4$  cu. ft.

COEFICIENTE DE LA TABLA:  
4712.4 x 22507 = 105,25 cu. ft.  
cu. ft. multiplicado por 7,48319 = u.s. galones  
cu. ft. multiplicado por 28,31706 = litros

H/D = 2.75 / 10 = .275 Se refiere a los dos primeros cifras (0.27) en la columna encabezada (H/D)  
en la tabla de abajo y se pasa al tercer dígito en la columna encabezada (H/D)  
contraída en la columna de abajo que es el tercer dígito. El coeficiente es 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275

COEFICIENTES

H/D	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
.00	.000000	.000053	.000105	.000157	.000209	.000261	.000313	.000365	.000417	.000469
.01	.001692	.001952	.002212	.002472	.002732	.002992	.003252	.003512	.003772	.004032
.02	.004773	.005134	.005495	.005856	.006217	.006578	.006939	.007300	.007661	.008022
.03	.008742	.009179	.009625	.010071	.010517	.010963	.011409	.011855	.012301	.012747
.04	.013417	.013919	.014427	.014934	.015442	.015950	.016458	.016966	.017474	.017982
.05	.018692	.019250	.019813	.020381	.020955	.021533	.022115	.022703	.023296	.023894
.06	.024496	.025103	.025715	.026331	.026952	.027578	.028208	.028842	.029481	.030124
.07	.030772	.031424	.032081	.032744	.033412	.034085	.034763	.035446	.036134	.036827
.08	.037478	.038171	.038867	.039569	.040273	.040981	.041694	.042410	.043129	.043852
.09	.044579	.045310	.046043	.046782	.047523	.048268	.049017	.049768	.050524	.051283
.10	.052044	.052810	.053579	.054351	.055126	.055905	.056688	.057474	.058262	.059054
.11	.059850	.060648	.061449	.062253	.063062	.063872	.064687	.065503	.066323	.067147
.12	.067972	.068803	.069633	.070469	.071307	.072147	.072991	.073836	.074686	.075539
.13	.076393	.077251	.078112	.078975	.079841	.080709	.081581	.082456	.083334	.084212
.14	.085094	.085971	.086866	.087756	.088650	.089545	.090443	.091343	.092246	.093153
.15	.094061	.094971	.095884	.096799	.097717	.098638	.099560	.100486	.101414	.102323
.16	.103275	.104211	.105147	.106087	.107029	.107973	.108920	.109869	.110820	.111773
.17	.112728	.113686	.114646	.115607	.116572	.117538	.118506	.119477	.120450	.121425
.18	.122403	.123382	.124364	.125347	.126333	.127321	.128310	.129302	.130296	.131292
.19	.132290	.133291	.134292	.135296	.136302	.137310	.138320	.139332	.140345	.141361
.20	.142378	.143398	.144419	.145443	.146468	.147494	.148524	.149554	.150587	.151622
.21	.152659	.153697	.154737	.155779	.156822	.157866	.158915	.159963	.161013	.162066
.22	.163120	.164176	.165233	.166292	.167353	.168416	.169480	.170546	.171613	.172682
.23	.173753	.174825	.175900	.176976	.178053	.179131	.180212	.181294	.182378	.183463
.24	.184550	.185639	.186729	.187820	.188912	.190007	.191104	.192200	.193299	.194400
.25	.195501	.196604	.197709	.198814	.199922	.201031	.202141	.203253	.204366	.205483
.26	.206600	.207718	.208837	.209957	.211079	.212202	.213326	.214453	.215580	.216709
.27	.217839	.218970	.220103	.221235	.222371	.223507	.224645	.225783	.226924	.228067
.28	.229209	.230352	.231498	.232644	.233791	.234941	.236091	.237242	.238395	.239548
.29	.240703	.241859	.243016	.244173	.245333	.246494	.247655	.248819	.249983	.251146
.30	.252315	.253483	.254652	.255822	.256992	.258165	.259338	.260512	.261687	.262863
.31	.264039	.265218	.266397	.267576	.268756	.269932	.271107	.272284	.273463	.274642

TABLA 3

LEAS CON  
FALLA DE ORIGEN



FIG. 2-1  
Tapa esferoidal  
recipiente horizontal  
VOLUMEN TOTAL = 0.2618 D<sup>3</sup>

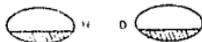


FIG. 2-1  
Tapa esferoidal  
recipiente vertical  
VOLUMEN TOTAL = 2.0944 D<sup>3</sup>



ESFERICOS  
VOLUMEN TOTAL = 0.5236 D<sup>3</sup>

TABLA 6  
Volumen parcial para tapas esféricas y elipsoidales = VOLUMEN TOTAL x  
COEFICIENTE (en la tabla de abajo)

FORMULA:  $V = \text{ft.} \times 0.034 \text{ H} \times 0.01 \text{ ft.}$

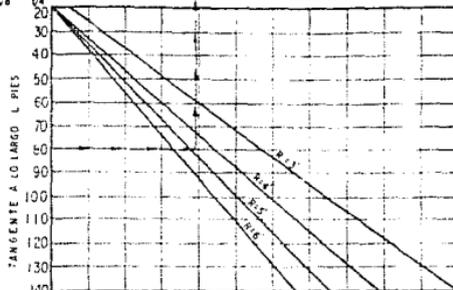
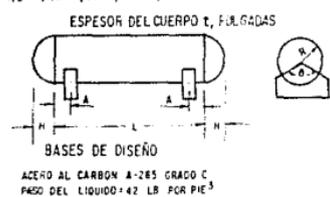
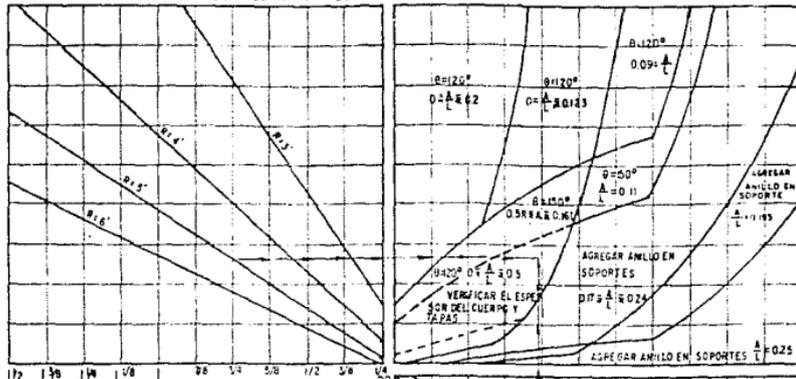
Volumen parcial encontrado en la FIG. 2-1 Tapa esferoidal para recipiente horizontal:  $0.2618 \times D^3 = 0.2618 \times 10^3 = 261.8 \text{ cu. ft.}$  Coeficiente de la tabla HD = 0.2751 = 0.275. Se refiere a los dos primeros dígitos (0.27) en la columna encabezada (HD) en la tabla de abajo. Se continúa la lectura hasta encontrar el coeficiente en la columna de abajo que se empieza con el dígito. El coeficiente es 0.275 y el total suma 0.18531.

Volumen total x coeficiente = volumen parcial  $261.8 \times 0.18526 = 48.506 \text{ cu. ft.}$   
Cu. ft. multiplicado por 7.483519 = U.S. Galones  
Cu. ft. multiplicado por 28.317016 = Litros.

COEFICIENTES

H/D	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
.00	.000000	.000003	.000012	.000027	.000048	.000075	.000108	.000146	.000191	.000242
.01	.000298	.000360	.000429	.000503	.000583	.000668	.000760	.000857	.000960	.001069
.02	.001184	.001304	.001431	.001563	.001700	.001844	.001993	.002148	.002308	.002474
.03	.002646	.002823	.003006	.003195	.003389	.003589	.003795	.004006	.004222	.004444
.04	.004672	.004905	.005144	.005388	.005638	.005893	.006153	.006419	.006691	.006968
.05	.007250	.007538	.007831	.008129	.008433	.008742	.009057	.009377	.009702	.010032
.06	.010368	.010709	.011055	.011407	.011764	.012126	.012493	.012865	.013243	.013626
.07	.014014	.014407	.014806	.015209	.015616	.016031	.016454	.016874	.017303	.017737
.08	.018176	.018620	.019069	.019523	.019983	.020447	.020916	.021390	.021869	.022353
.09	.022842	.023336	.023835	.024338	.024847	.025360	.025879	.026402	.026930	.027462
.10	.028000	.028542	.029090	.029642	.030198	.030760	.031326	.031897	.032473	.033053
.11	.033638	.034228	.034822	.035421	.036025	.036633	.037246	.037864	.038486	.039113
.12	.039744	.040380	.041020	.041665	.042315	.042969	.043627	.044290	.044958	.045630
.13	.046306	.046987	.047672	.048362	.049056	.049754	.050457	.051164	.051876	.052592
.14	.053112	.054037	.054765	.055499	.056236	.056978	.057724	.058474	.059228	.059987
.15	.060750	.061517	.062288	.063064	.063843	.064627	.065415	.066207	.067003	.067804
.16	.068608	.069416	.070229	.071046	.071866	.072691	.073519	.074352	.075189	.076029
.17	.076874	.077723	.078575	.079432	.080292	.081156	.082024	.082897	.083772	.084652
.18	.085536	.086424	.087315	.088210	.089109	.090012	.090918	.091829	.092743	.093660
.19	.094582	.095507	.096436	.097369	.098305	.099245	.100189	.101136	.102087	.103042
.20	.104000	.104962	.105927	.106896	.107869	.108845	.109824	.110808	.111794	.112784
.21	.113778	.114775	.115776	.116780	.117787	.118798	.119813	.120830	.121852	.122876
.22	.123904	.124935	.125970	.127008	.128049	.129094	.130142	.131193	.132247	.133305
.23	.134366	.135430	.136498	.137569	.138642	.139719	.140799	.141883	.142969	.144059
.24	.145152	.146248	.147347	.148449	.149554	.150663	.151774	.152889	.154006	.155127

DISEÑO DE RECIPIENTES HORIZONTALES SOPORTADO POR SILLETAS



LOCALIZACION Y TIPO DE SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES A PRESION SOBRE DOS SOPORTES TABLA 7

ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS  
HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS  
SILLETAS

TABLA 8

VALORES DE LA CONSTANTE "K"  
(INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)

ANGULO DE CONTACTO	0	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	K <sub>5</sub>	K <sub>6</sub>	K <sub>7</sub>	K <sub>8</sub>	K <sub>9</sub>	K <sub>10</sub>	K <sub>11</sub>
120		0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122		0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618			
124		0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634			
126		0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651			
128		0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669			
130		0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689	0.33	0.045	0.222
132		0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705			
134		0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722			
136		0.420	0.945		0.641	0.340		0.708	0.740			
138		0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759			
140		0.443	0.900		0.592	0.327		0.697	0.779	0.32	0.037	0.241
142		0.455	0.879		0.569	0.320		0.692	0.796			
144		0.467	0.858		0.547	0.314		0.687	0.813			
146		0.480	0.837		0.526	0.308		0.682	0.831			
148		0.492	0.818		0.505	0.301		0.678	0.853			
150		0.505	0.799		0.485	0.295		0.673	0.876	0.31	0.032	0.259
152		0.518	0.781		0.466	0.289		0.669	0.894			
154		0.531	0.763		0.448	0.283		0.665	0.913			
156		0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933			
158		0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954			
160		0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976	0.29	0.026	0.279
162		0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994			
164		0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013			
166		0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033			
168		0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054			
170		0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079	0.27	0.022	0.298
172		0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097			
174		0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116			
176		0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137			
178		0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158			
180		0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183	0.25	0.017	0.318

VALORES DE LA CONSTANTE K  
INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS

\* $K_1=3.14$  Si el cuerpo es con anillos atezadores sobre las tapas (A R/2)

NÚMERO DE CONTACTO	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$	$k_5$	$k_6$	$k_7$	$k_8$
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327		0.697	0.780
142	0.455	0.879	Para	0.569	0.320	See	0.692	0.796
144	0.467	0.858	Algu-	0.547	0.314	chart	0.687	0.813
146	0.480	0.837	nos	0.526	0.308	on	0.682	0.831
148	0.492	0.818	Angó-	0.505	0.301	facing	0.678	0.853
150	0.505	0.799	los de	0.485	0.295	page	0.673	0.876
152	0.518	0.781	Contac-	0.466	0.289	0.669	0.669	0.894
154	0.531	0.763	to	0.448	0.283		0.665	0.913
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013
166	0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033
168	0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054
170	0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116
176	0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158
180	0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183

SOportes PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

CARACTERÍSTICAS

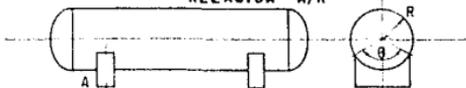
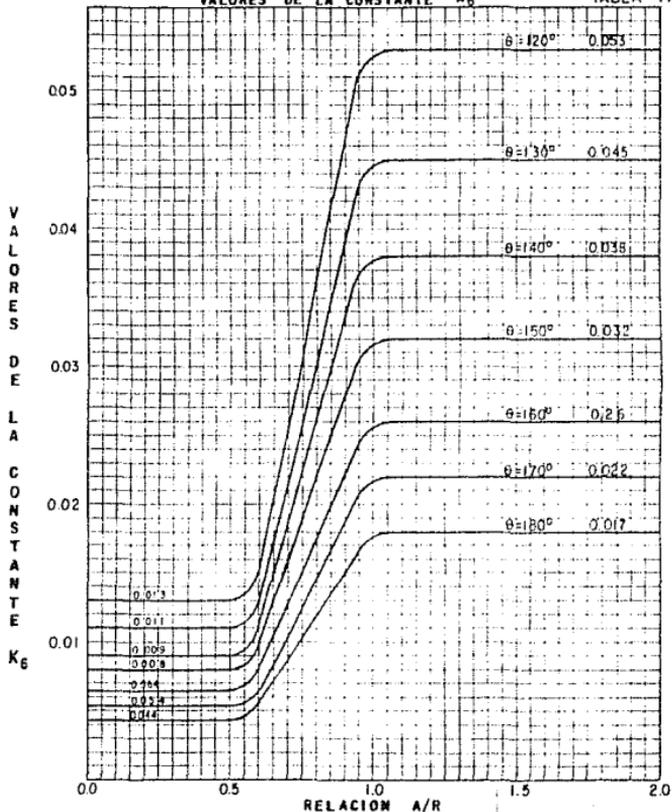
DIA RECI- PIENTE D	CARGA MÁXIMA PARA 2 SOPOR- TES	K <sub>1</sub>	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS											FILE DE SOLDA- DURA	TIPO DE SOPOR- TE	MEDIO DE MEDI- DA								
			A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L				M	N	O	P	Q	R	S	T
24	3410	19	6	22	3/8"	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4"	1	1-1/2	1/4	23	1							
30	4545	22	6	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13/16	3/4"	3/4"	1	1-1/2	1/4	30	1								
36	2618	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4"	1	1-1/2	1/4	41	1							
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1-1/2	5/8	50	1							
48	18120	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	23-1/2	7/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	91	1							
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	110	2							
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	123	2							
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	136	2							
72	36636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	148	2							
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8	3/8	160	2							
84	69180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8	1/2	225	2							
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8	1/2	250	2							
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	270	2							
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	295	2							
108	128090	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	320	2							
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	345	2							
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	365	2							
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	385	2							
132	222270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	410	2							
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	430	2							
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	455	2							

T A B L A 10

# ESFUERZOS EN RECIPIENTES GRANDES A PRESION SOPORTADOS POR DOS SILLETAS

VALORES DE LA CONSTANTE  $K_6$

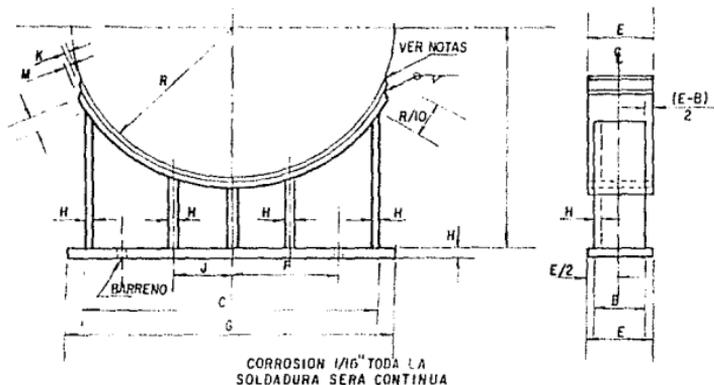
TABLA II



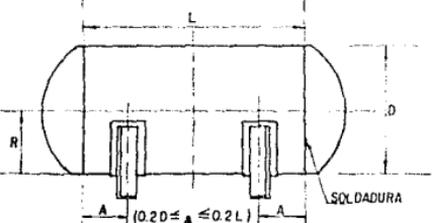
# SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

TIPO SILLETA RECIPIENTES DE 24" A 144" Ø

TABLA 12



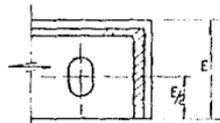
CORROSION 1/16" TODA LA SOLDADURA SERA CONTINUA



LOCALIZACION DE SOPORTES EN RECIPIENTES

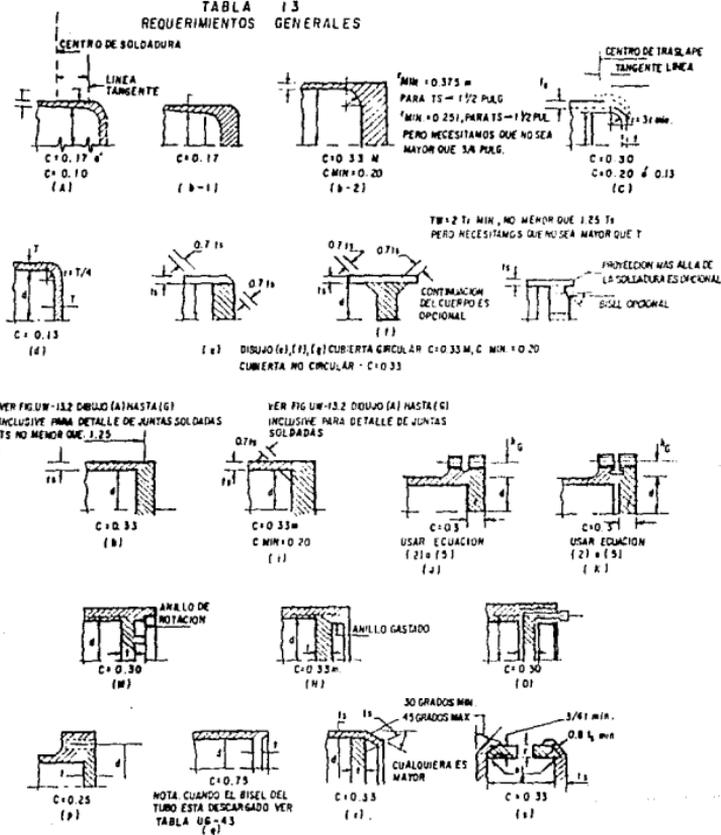
## NOTAS:

- 1.- LA PLACA DE REFUERZO O DE CORROSION SERA SOLDADA AL RECIPIENTE CON CORDON CORRIDO Y SE EXTENDERA  $r/10$  (r EN PULG.) A CADA LADO DE LA SILLETA.
- 2.- HACER BARRENO DE 1/4" EN PLACA DE REFUERZO O CORROSION Y TAPARLO DESPUES DE SOLDAR.
- 3.- SI EL MATERIAL DEL RECIPIENTE NO ES DE ACERO AL CARBON, LA PLACA SERA DEL MISMO MATERIAL DEL RECIPIENTE, Y DEBERA SOLDARSE AL MISMO CON LA SOLDADURA ADECUADA.
- 4.- MATERIALES OPTATIVOS. ASTM A-283 Gr."C" ASTM A-36.



BARRENOS OVALADO EN UN SOLO SOPORTE (VER DIMS EN HOJA No. 2)

TABLA 13  
REQUERIMIENTOS GENERALES



## CONCLUSIONES

Por los resultados obtenidos a lo largo de este trabajo, se puede concluir lo siguiente:

- 1.- La gran importancia que tiene el diseño de recipientes horizontales a presión, ya que son de gran utilidad en cualquier tipo de industria, al ser utilizados como recipientes de almacenamiento o de proceso según sea el caso.
- 2.- Se ha visto que para el diseño de este recipiente se ha tenido que recurrir a la utilización de un código, que para el caso fue el código A.S.M.E. que es el que rige en México, en cuestión de diseño de recipientes a presión.

Este y todos los otros Códigos no son más que resultados de experiencias anteriores a través de las cuales se han obtenido factores, ecuaciones, gráficas y recomendaciones para facilitar los trabajos sobre diseño, fabricación e inspección, principalmente, dando por consecuencia una mayor rapidez, eficiencia y seguridad en estos trabajos.

- 3.- La importancia que tiene el conocer las propiedades de los materiales usados en el diseño de recipientes.
- 4.- Después es necesario la aplicación de ciertos conocimientos básicos de resistencia de materiales para determinar la seguridad del equipo en las diferentes condiciones de operación más críticas.

B I B L I O G R A F I A

- EUGENE F. MEGYESY  
PRESSURE VESSEL HANDBOOK  
SIXTH EDITION
  
- H. BECERRA R. ABRAJAN  
DISEÑO DE RECIPIENTES DE PROCESO  
EDITORIAL LEON, 1985.
  
- PETROLEOS MEXICANOS NORMA 2.612.01  
DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION  
DEPARTAMENTO GENERAL DE NORMAS Y ESPECIFICACIONES
  
- BROWNELL AND YOUNG  
PROCESS EQUIPMENT DESIGN  
1959
  
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS  
PRESSURE VESSEL ASME CODE  
SECTION VIII DIV.1, 1986
  
- RASE F. H.  
DISEÑO DE TUBERIAS EN PLANTAS DE PROCESO  
ED. BLUME