



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Escuela Nacional de Estudios Profesionales

"ARAGON"

34

2 ej

Análisis Técnico Comparativo de
Ingeniería en el Diseño de dos
Recipientes Verticales Sometidos a
Presión Interna

TESIS

Que para obtener el Título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Presenta:

RAFAEL RODRIGUEZ MARTINEZ

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

México, D.F. 1993



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

INTRODUCCION

1. ALCANCE	1
1.1 Generalidades	2
1.1.1 Definición de conceptos	3
1.2 Objetivo	8
1.3 Campo de aplicación	8
1.3.1 Limitaciones	8
2. TEORIA BASICA PARA EL DISENO DE RECIPIENTES A PRESION	10
2.1 Cilindros de pared delgada con presión interna	11
2.1.1 Esfuerzo circunferencial	12
2.1.2 Esfuerzo longitudinal	14
2.1.3 Cambios en las dimensiones	16
2.2 Cascarón esférico de pared delgada con presión interna	20
2.2.1 Cambio en el volumen interno	21
2.3 Recipientes sometidos a la presión de un fluido	22
2.4 Vaso cilíndrico con extremos hemisféricos	24
2.5 Efectos en las placas y juntas de los extremos	26
2.6 Ejemplos ilustrativos	27
3. FACTORES TECNICOS PARA EL DISENO	31
3.1 Materiales	32
3.1.1 Materiales más comunes	33
3.1.2 Propiedades que deben tener y requisitos que deben de cumplir para satisfacer las condiciones de servicio	33
3.1.3 Evaluación de los materiales	39
3.1.4 Selección del material	40
3.1.5 Tablas de propiedades de los materiales	41

I N D I C E

3.2	Envolventes cilíndricas	41
3.3	Tipos de cabezas (tapas)	62
3.3.1	Cabezas planas	62
3.3.1.1	Cabezas circulares planas sin reforzar	62
3.3.1.2	Cabezas no-circulares planas sin reforzar	68
3.3.2	Cabezas con abombado esférico	88
3.3.3	Cabezas toriesféricas	102
3.3.4	Cabezas 80:10	105
3.3.5	Cabezas semielípticas	107
3.3.6	Cabezas semiesféricas	109
3.3.7	Cabezas cónicas (sin curva de transición)	115
3.3.8	Cabezas toricónicas	120
3.4	Soldadura en recipientes a presión	122
3.4.1	Tipos de juntas soldadas	128
3.4.2	Diseño de juntas soldadas	128
3.4.2.1	Fijación de cabezas a envolventes	131
3.4.2.1.1	Juntas soldadas a tope de placas de espesor desigual	131
3.4.3	Eficiencia de juntas y reducción de esfuerzos	134
3.4.4	Símbolos de soldadura	135

4. DISEÑO DE LOS DOS RECIPIENTES VERTICALES 138

4.1	Teoría para el diseño de torres altas	139
4.1.1	Cálculo por presión interna	139
4.1.2	Cálculo por presión del viento	140
4.1.3	Cálculo por peso propio	141
4.1.4	Cálculo por vibración	147
4.1.5	Cálculo por sismo	148
4.1.6	Cálculo por deflexión	151
4.1.7	Cálculo de esfuerzos combinados	152
4.1.8	Diseño del soporte tipo faldón	153
4.1.9	Diseño de pernos de anclaje y anillo de base	155
4.2	Servicio y condiciones de operación del recipiente	162
4.3	Primera opción de diseño	163
4.3.1	Cálculo por presión interna	164

I N D I C E

4.3.2	Cálculo por presión del viento	172
4.3.3	Cálculo por peso propio	177
4.3.4	Cálculo por sismo	180
4.3.5	Diseño del faldón, anillo de base y anclas	180
4.3.6	Cálculo por deflexión	185
4.3.7	Cálculo de esfuerzos combinados	188
4.4	Segunda opción de diseño	190
4.4.1	Cálculo por presión interna	190
4.4.2	Cálculo por presión del viento	198
4.4.3	Cálculo por peso propio	201
4.4.4	Cálculo por sismo	204
4.4.5	Diseño del faldón, anillo de base y anclas	204
4.4.6	Cálculo por deflexión	209
4.3.7	Cálculo de esfuerzos combinados	210
<hr/>		
5.	ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS	213
<hr/>		
5.1	Elementos de construcción	214
5.2	Características del diseño	218
5.3	Ventajas y desventajas	218
CONCLUSIONES		219
BIBLIOGRAFIA		220

INTRODUCCION

Dentro de las aplicaciones de la ingeniería mecánica, se encuentra entre las más importantes la del diseño de recipientes a presión, ya que observando en las ramas de la industria, cualquiera de estas maneja procesos que hacen necesaria la utilización de dichos recipientes.

Desde una botella de aire, un generador de vapor, los tanques de almacenamiento de fluidos a altas presiones (tanques de almacenamiento de gas en recipientes mas bien conocidos como "salchichas"), hasta los recipientes cilíndricos verticales que se utilizan para destilación, almacenamiento y como tanques de proceso y que son los que consideramos en este trabajo; todos ellos reciben el nombre de recipientes sometidos a presión, en nuestro caso presión interna, ya que pueden estar sometidos a presión externa cuando se encuentran en estado de vacío absoluto.

Existen en este campo, como en cualquiera otro de ingeniería, normas para el diseño y fabricación del producto; en este caso, específicamente el código de normas ASME sección VIII, división 1, que es el que regula dichos procesos.

El trabajo aquí presentado contiene información del código de normas mencionado, así como de la empresa Petróleos Mexicanos. Es importante hacer notar que debido a que en México PEMEX es la empresa que utiliza mas, y los mas variados tipos de recipientes sujetos a presión, tanto interna como externa; ha establecido sus normas de diseño y fabricación basadas en el código de normas ASME sección VIII, división 1, adaptadas a sus necesidades y debidamente autorizadas por la Dirección General de Normas (DGN).

Por otra parte, esperamos que la información recopilada aquí, así como los diseños realizados, puedan servir para cursos que vayan desde la materia de mecánica de materiales hasta las de diseño de recipientes a presión.

I. ALCANCE

1. ALCANCE

1.1 GENERALIDADES

Este trabajo cubre solamente los ejemplos de diseño propuestos, siendo exclusivamente el tipo de recipiente calculado (recipiente cilíndrico vertical) y las condiciones geográficas y de operación propuestas.

También se cubre solamente la teoría sobre recipientes a presión de pared delgada, ya que es la que se aplica para el diseño de recipientes cilíndricos verticales (torres altas).

Los datos de diseño se obtuvieron de condiciones reales, las cuales proceden de fuentes confiables y que han sido utilizados para calcular un recipiente que operará en la realidad.

Dentro de este trabajo se proporciona únicamente la información necesaria para el cálculo del tipo de recipiente mencionado anteriormente, incluyendo tablas, gráficas y figuras necesarias para tal fin, así como la definición de los conceptos más utilizados en el diseño de un recipiente a presión.

Por otra parte, el sistema de unidades utilizado en el presente trabajo es el Sistema General de Unidades de Medida, ya que así lo preve la Ley Federal sobre Metrología y Normalización¹. Sin embargo algunas de las tablas que se

¹ El Sistema General de Unidades de Medida se integra con las unidades básicas del Sistema Internacional de Unidades, así como con las suplementarias, las derivadas de las unidades base y los múltiplos y submúltiplos de todas ellas, que apruebe la Conferencia General de Pesas y Medidas y se prevean en el reglamento de esta ley. También se integran con las no comprendidas en el Sistema

proporcionan están hechas en unidades del Sistema Inglés, debido a que se considera que el lector para el cuál pueda ser de utilidad este trabajo no tendrá ningún problema en realizar la conversión de unidades correspondiente.

Se deberá tener en cuenta que esta tesis se enfoca exclusivamente al diseño de la estructura principal del recipiente vertical, esto es, el casco, las cabezas, los soportes, tipos de soldadura y juntas de unión que se utilizarán. Por todo lo anterior queda excluido el diseño de aberturas tales como boquillas y accesorios.

1.1.1 DEFINICION DE CONCEPTOS

Dimensiones de la soldadura

a) **Tamaño de la soldadura de ranura.**- Es la penetración en la junta (profundidad de bisel, más la penetración en la raíz cuando se especifique).

b) **Tamaño de la soldadura de filete.**

b.1 Para soldadura de filete de lados iguales, es la longitud del cateto del triángulo rectángulo isósceles mayor que pueda ser inscrito dentro de la sección transversal del filete.

Internacional que acepte el mencionado organismo y se incluyan en dicho ordenamiento.

La Ley Federal sobre metrología y Normalización publicada en el Diario Oficial de la Federación, con fecha del 26 de enero de 1988, indica en el capítulo 1, artículo 4o. :

"En los Estados Unidos Mexicanos El Sistema General de Unidades de Medida es el único sistema legal y de uso obligatorio".

b.2 Para soldadura de filete de lados diferentes, son las longitudes de los catetos del mayor triángulo rectángulo que pueda ser inscrito dentro de la sección transversal del filete.

Garganta de una soldadura de filete

a) Teórica.- Distancia perpendicular a la hipotenusa desde donde principia la raíz hasta la cara de la soldadura del menor triángulo rectángulo que puede ser inscrito en la sección transversal de la soldadura de filete.

b) Real.- Distancia más corta desde la raíz de una soldadura de filete hasta su cara.

Eficiencia de una junta soldada (E_j).- Propiamente es un valor en porcentaje que multiplica al valor del esfuerzo máximo permisible del material utilizado, y significa que tanto por ciento de dicho esfuerzo resiste la junta soldada siendo su valor máximo el de 1 (100%).

Esfuerzo máximo permisible (S).- Es el máximo esfuerzo permitido para cualquier material específico que puede ser usado en el diseño del recipiente.

Espesor de pared.

a) Espesor requerido.- Es el espesor calculado por las fórmulas que proporciona el Código de Normas ASME, antes de adicionarle el espesor necesario por corrosión.

b) Espesor de diseño.- Es la suma del espesor requerido más el necesario por corrosión o erosión.

c) **Espesor nominal.**- Es el espesor seleccionado entre los comercialmente disponibles, debiendo tener como mínimo un valor igual al espesor de diseño.

Operación normal.- Es la operación dentro de los límites máximos de trabajo.

Presión de diseño.- Es la presión utilizada en el diseño de un recipiente con el propósito de determinar el espesor mínimo permisible o las características físicas de las diferentes partes de un recipiente. Este valor debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo y dicho valor será el siguiente:

$$\text{Si } P_o > 2073 \text{ KPa (300 lb/pulg}^2\text{)}$$

$$P = 1.1 P_o \quad (1.1)$$

$$\text{Si } P_o \leq 2073 \text{ KPa (300 lb/plg}^2\text{)}$$

$$P = P_o + 207.3 \text{ KPa (30 lb/plg}^2\text{)} \quad (1.2)$$

donde

P = Presión de diseño

P_o = Presión de operación

También debe considerarse al determinar la presión de diseño, la presión hidrostática que ejerce la columna de fluido que contiene el recipiente, si es líquido, particularmente en recipientes cilíndricos verticales.

Presión de operación.- Es la presión en la parte superior del recipiente cuando se tiene una operación normal. Esta presión no debe exceder de la presión máxima permisible de trabajo y generalmente se mantiene abajo de la presión de

ajuste del dispositivo de relevo (seguridad) para evitar la abertura frecuente del mismo.

Presión máxima permisible de trabajo (operación).— Es la presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente, el cuál tiene resistencia del esfuerzo máximo permisible y el recipiente se encuentra en las siguientes condiciones:

- a) En estado de desgaste por corrosión
- b) Bajo los efectos de la temperatura de diseño
- c) En condiciones normales de operación
- d) Bajo el efecto de otras cargas como, fuerza debida al viento, presión externa, presión hidrostática, etc., los cuales deberán sumarse algebraicamente a la presión interna.

Una práctica común que siguen muchos usuarios y fabricantes de recipientes sujetos a presión es considerar la presión máxima permisible de trabajo de la cabeza o del casco, y no la de elementos pequeños como bridas, aberturas, etc..

Frecuentemente se emplea la expresión presión máxima permisible en condiciones "nuevo" y "frío, y al igual que como se definió anteriormente es la presión a la cuál está sujeto el elemento más débil y con la resistencia definida en las siguientes condiciones:

- a) No está en estado de corrosión (es nuevo)
- b) La temperatura no afecta su resistencia (temperatura ambiente)(frío). En este caso tampoco se consideran las condiciones (c) y (d) de ésta misma definición.

Presión de prueba.— Se entenderá por presión hidrostática de prueba y se cuantificará por medio de la siguiente ecuación:

$$P_p = 1.5 P [S_{ta}/S_{td}] \quad (1.3)$$

donde

P_p = Presión de prueba

P = Presión de diseño

S_{ta} = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente

S_{td} = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño

Recipiente a presión.- Se considera como un recipiente a presión cualquier contenedor o envolvente estructural de forma cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o externa (vacío), independientemente de su forma y dimensiones. Los recipientes cilíndricos a los que nos referiremos en éste trabajo, de acuerdo con la teoría correspondiente son considerados como cilindros de pared delgada.

Relevado de esfuerzos.- Es el calentamiento uniforme de una pieza o parte de ella a una temperatura inferior a la crítica durante un tiempo suficiente, seguido de un enfriamiento uniforme y controlado con el fin de eliminar la mayor parte de los esfuerzos residuales.

Temperatura de trabajo.- Es la temperatura que debe mantenerse en el metal de la pared del recipiente para una operación específica.

Tratamiento térmico.- Es un proceso de calentamiento y enfriamiento de un metal o aleación sólida, en tal forma que se obtengan las condiciones o propiedades mecánicas deseadas.

1.2 OBJETIVO

El objetivo de éste trabajo es elegir la mejor solución técnica, teniendo dos posibles, en el diseño de un recipiente cilíndrico vertical sometido a presión interna, para cumplir el servicio y las condiciones de operación requeridas.

1.3 CAMPO DE APLICACION

Los recipientes cilíndricos verticales tienen un gran campo de aplicación dentro de la industria, particularmente en la petrolera y en la petroquímica, donde se utilizan como tanques de almacenamiento, de destilación, de proceso, etc., siendo imprescindible su utilización en los procesos de transformación de los hidrocarburos. Debido a esto, es importante señalar que el diseño que se elige para una función determinada deberá cumplir con las especificaciones impuestas por las normas para que el recipiente tenga tanto el tiempo de vida como la calidad de servicio esperados.

1.3.1 LIMITACIONES

El Código de normas ASME Sección VIII, División 1, para el diseño de recipientes a presión, especifica claramente algunas limitaciones las cuales son:

1. Para el espesor mínimo se establece que para recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo será de 2.4 mm (3/32)plg independientemente de su uso, ya que para algunos usos particulares, se especifican espesores mínimos diferentes.

2. La razón del espesor al diámetro interno deberá ser menor de $(1/20)$, esto es $(t/D) < (1/20)$.

3. Los recipientes diseñados y construidos bajo este código no deberán tener elementos principales móviles, ya sea rotatorios o reciprocantes, razón por la cuál se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas, y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.
4. El volumen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y construidos bajo este código deberá ser de 120 galones.
5. La presión mínima a que deberán diseñarse los recipientes será de 100 kPa (15 lb/plg², 1 atm.).
6. El diámetro mínimo interior será de 152.4 mm (6 plg.)
7. La presión máxima de diseño será de 20730 kPa (3000 lb/plg², 200 atm.)
8. Los recipientes deberán ser estacionarios.

**2. TEORIA BASICA PARA EL DISEÑO DE
RECIPIENTES A PRESION**

2. TEORIA BASICA PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION.

2.1 CILINDROS DE PARED DELGADA CON PRESION INTERNA.

Dentro de la teoría de los cilindros a presión se considera que un cilindro es de pared delgada cuando la razón de su espesor (t) al diámetro interior (D) es menor de 1/20, esto es:

$$\frac{t}{D} < \frac{1}{20}$$

o en función del radio interior

$$\frac{t}{R} < \frac{1}{10}$$

Los recipientes de presión de pared delgada ofrecen una importante aplicación del análisis del esfuerzo plano. Puesto que sus paredes ofrecen poca resistencia a la flexión, se supone que las fuerzas internas ejercidas en un segmento dado de la pared son tangentes a la superficie del recipiente (fig. 2.1).

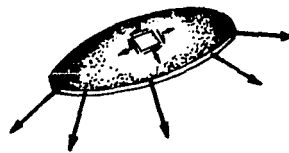


figura 2.1

Los esfuerzos resultantes en un elemento de pared estarán por lo tanto contenidos en un plano tangente a la superficie del recipiente. Todo lo anterior tiene su explicación en lo siguiente:

Cuando un cilindro de pared delgada está sometido a una presión interna, se tienen tres esfuerzos principales

mutuamente perpendiculares en el material del cilindro, los cuales son el esfuerzo circunferencial (tangencial¹, perimetral o anular), el esfuerzo radial y el esfuerzo longitudinal (axial). Siempre que la relación entre espesor y diámetro interno sea menor de $1/20$, esto es $(t/D) < (1/20)$, resulta razonablemente exacto suponer que los esfuerzos circunferencial y longitudinal son constantes en todo el espesor de la pared y que la magnitud del esfuerzo radial que se crea es tan pequeña en comparación con la magnitud de los esfuerzos circunferencial y longitudinal que puede despreciarse. Es por eso que el estado de esfuerzo al que se consideran sometidas las paredes de un cilindro de pared delgada se reduce al estado de esfuerzo plano (biaxial). Con el objeto de deducir en principio las fórmulas de esfuerzo, también se supone que los extremos del cilindro y cualquier tipo de junta que se tenga no afectarán los esfuerzos producidos; en la práctica estos factores tendrán un efecto que se analizará posteriormente.

Limitaremos nuestro análisis de esfuerzos en recipientes a presión de pared delgada a los dos tipos de recipientes más frecuentemente encontrados: recipientes a presión cilíndricos y esféricos.

2.1.1 ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL.

Consideremos un recipiente cilíndrico de radio interior R y espesor de pared t que contiene un fluido a presión (fig. 2.2). Nos proponemos determinar el esfuerzo ejercido en un pequeño elemento de pared en sus caras paralelas al eje del cilindro.

1. El adjetivo tangencial se debe a que actúa tangencialmente a la circunferencia directriz del cilindro, pero es preferible llamarlo circunferencial, para no confundirlo con el esfuerzo cortante, al que también se conoce como esfuerzo tangencial.

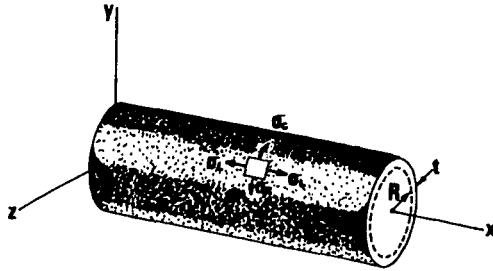


figura 2.2

Para determinar el esfuerzo circunferencial σ_c , desprenderemos una porción del recipiente y su contenido limitada por el plano xy y dos planos paralelos al plano yz a una distancia dx uno del otro (fig. 2.3).

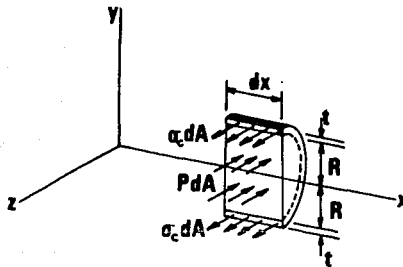


figura 2.3

Las fuerzas paralelas al eje z que actúan en el cuerpo libre definido de ésta manera consisten en las fuerzas elementales internas $\sigma_c dA$ en las secciones de paredes, y en las fuerzas elementales de presión PdA ejercidas en la porción de fluido incluida en el cuerpo libre. Es

importante notar que P es la *presión manométrica del fluido*².

La resultante de las fuerzas resistentes en las paredes del cilindro es

$$\sigma_o dA = \sigma_o(2tdx)$$

y la resultante de las fuerzas de presión que actúan en el cuerpo libre es

$$PdA = P(2Rdx)$$

escribiendo la ecuación de equilibrio $\Sigma F_z = 0$ tenemos

$$\Sigma F_z = 0 : \quad \sigma_o(2tdx) - P(2Rdx) = 0$$

y despejando el esfuerzo circunferencial σ_o :

$$\sigma_o = \frac{PR}{t} = \frac{PD}{2t} \quad (2.1)$$

2.1.2 ESFUERZO LONGITUDINAL.

Para determinar el esfuerzo longitudinal consideraremos el recipiente cilindrico de la figura 2.2. Ahora nuestro objetivo será determinar el esfuerzo ejercido en el mismo pequeño elemento de pared mostrado, pero en las caras perpendiculares al eje del cilindro.

Para determinar el esfuerzo longitudinal σ_L , haremos una sección perpendicular al eje x y consideraremos el cuerpo libre consistente en la porción del recipiente y su

2. La presión manométrica es, según la mecánica de los fluidos una presión relativa y es la presión que ejerce el fluido almacenado en el recipiente sin considerar la presión atmosférica (exterior).

contenido localizados a la izquierda de la sección (fig.2.4). Las fuerzas que actúan en éste cuerpo libre son las fuerzas internas elementales $\sigma_L dA$ en la pared de la sección y las fuerzas elementales de presión PdA ejercidas en la porción del fluido incluida en el cuerpo libre.

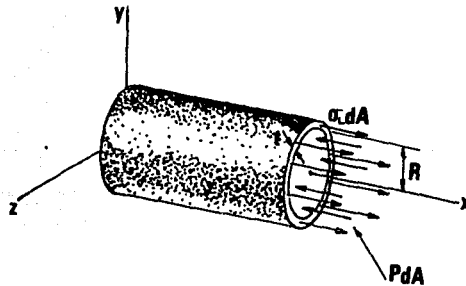


figura 2.4

La resultante de las fuerzas resistentes en las paredes de la sección es³

$$\sigma_L dA = \sigma_L (2\pi R t)$$

y la resultante de las fuerzas elementales de presión que actúan en el cuerpo libre es

3. El área de esta sección es igual al espesor de la pared multiplicado por la circunferencia media, o sea $2\pi(R + t/2)t$. Si t es pequeño comparado con R , el área es aproximadamente igual a $2\pi R t$, más si consideramos el radio medio $R_m = R + t/2$, para calcular la fuerza resultante en dicha sección obtendríamos un valor mas preciso del esfuerzo longitudinal, digamos

$$\sigma_L = [PR/2t][1/(1 + t/2R)] \quad (2.2')$$

sin embargo para un recipiente de presión de pared delgada, el término $t/2R = t/D$ es lo suficientemente pequeño para permitir el uso de la ecuación (2.2) para análisis y diseños de ingeniería.

$$PdA = P(\pi R^2)$$

escribimos la ecuación de equilibrio $\Sigma F_x = 0$

$$\Sigma F_x = 0 : \quad \sigma_L(2\pi Rt) - P(\pi R^2) = 0$$

y despejando el esfuerzo longitudinal σ_L :

$$\sigma_L = \frac{PR}{2t} = \frac{PD}{4t} \quad (2.2)$$

donde

σ_o = Esfuerzo circunferencial en MPa (lb/plg²)

σ_L = Esfuerzo longitudinal en MPa (lb/plg²)

P = Presión manométrica del fluido almacenado en MPa
(lb/plg²)

R = Radio interior del cilindro en mm (plg)

D = Diámetro interior del cilindro en mm (plg)

t = Espesor de la pared del cilindro en mm (plg)

2.1.3 CAMBIOS EN LAS DIMENSIONES.

a) Cambio de longitud.

El cambio de longitud del cilindro puede calcularse a partir de la deformación longitudinal, esto es sin considerar el esfuerzo radial.

De la teoría básica de deformación normal bajo carga axial, encontramos que el valor de la deformación unitaria debida al esfuerzo longitudinal será

$$\epsilon_L = \frac{1}{E} [\sigma_L - \nu\sigma_o]$$

y como $\delta_L = \epsilon_L L$ tenemos

$$\delta_L = \frac{1}{E} [\sigma_L - \nu \sigma_R] L$$

que reordenando queda

$$\delta_L = \frac{PD}{4tE} [1 - 2\nu] L \quad (2.3)$$

donde

ϵ_L = Deformación longitudinal unitaria o porcentual (adim.)

δ_L = Deformación longitudinal en mm (plg)

ν = Relación de poisson (adim.)

L = Longitud original del cilindro en mm (plg)

E = Módulo de elasticidad del material utilizado en MPa
(lb/plg²)

b) Cambio de diámetro.

Al igual que en la deducción anterior, el cambio de diámetro puede calcularse a partir de la deformación en un diámetro, es decir, la deformación unitaria diametral

$$\epsilon_D = \frac{\delta_D}{D}$$

entonces el cambio de diámetro puede encontrarse considerando el cambio de circunferencia. El esfuerzo que actúa alrededor de una circunferencia es el esfuerzo circunferencial σ_o , el cual provoca la *deformación circunferencial unitaria* ϵ_o . El cambio de circunferencia será

$$\delta_o = \epsilon_o [\pi D]$$

pero
$$\epsilon_o = \frac{1}{E} [\sigma_o - \nu \omega L]$$

donde

πD = Diámetro de la circunferencia original

debido a esto la nueva circunferencia será

$$C_N = \pi D + \pi D \epsilon_o$$

$$C_N = \pi D [1 + \epsilon_o]$$

pero esta es una circunferencia de diámetro

$$D[1 + \epsilon_o]$$

entonces el nuevo diámetro es

$$D_N = D[1 + \epsilon_o]$$

y el cambio de diámetro

$$\delta_D = D \epsilon_o$$

y como se había dicho la deformación diametral unitaria es

$$\epsilon_D = \frac{\delta_D}{D} = \frac{D \epsilon_o}{D} = \epsilon_o$$

es decir, la deformación diametral unitaria es igual a la deformación circunferencial unitaria. De éste modo

$$\delta_D = D \epsilon_o = \frac{D}{E} [\sigma_o - \nu \omega L]$$

$$\delta_D = \frac{PD^2}{4tE} [2 - \nu] \quad (2.4)$$

donde

ϵ_D = Deformación diametral unitaria (adim.)

ϵ_o = Deformación circunferencial unitaria (adim.)

δ_D = Deformación diametral en mm (plg)

δ_o = Deformación circunferencial en mm (plg)

c) Cambio en el volumen interno.

Empezaremos por analizar las deformaciones producidas por la presión interna. Con base en la teoría que representa la *Ley Generalizada de Hooke para carga multiaxial* y sin considerar el esfuerzo radial, la *deformación volumétrica unitaria* será la suma de tres deformaciones directas mutuamente perpendiculares

$$\begin{aligned} \epsilon_v &= \epsilon_L + 2\epsilon_D \\ &= \frac{1}{E} [\sigma_L - \nu\sigma_o] + \frac{2}{E} [\sigma_o - \nu\sigma_L] \\ &= \frac{1}{E} [\sigma_L + 2\sigma_o - \nu(\sigma_o + 2\sigma_L)] \\ &= \frac{PD}{4tE} [1 + 4 - \nu(2 + 2)] \\ \epsilon_v &= \frac{PD}{4tE} [5 - 4\nu] \end{aligned}$$

y multiplicando por el volumen original V obtenemos el cambio en el volumen interno δV , quedando

$$\delta V = \epsilon_v V$$

$$\delta V = \frac{PD}{4tK} [5 - 4\nu] V \quad (2.5)$$

donde

V = Volumen interno original en m^3 (ft^3)

δV = Cambio en el volumen interno en m^3 (ft^3)

2.2 CASCARON ESFERICO DE PARED DELGADA CON PRESION INTERNA

Consideraremos ahora un recipiente esférico de radio interior R y espesor de pared t , que contiene un fluido sometido a presión manométrica P .

Debido a la simetría de la esfera, los esfuerzos que se generan serán un esfuerzo circunferencial y uno longitudinal mutuamente perpendiculares y de igual valor (fig.2.5) y un esfuerzo radial, entonces tenemos $\sigma_\theta = \sigma_\phi$.



figura 2.5

Como en el caso de los cilindros de pared delgada con una relación entre espesor y diámetro menor que $1/20$, el

esfuerzo radial se considera despreciable en comparación con el valor de los esfuerzos circunferencial y longitudinal generados.

Para determinar el valor del esfuerzo, hacemos un corte que pasa por el centro C del recipiente y consideramos el cuerpo libre consistente en la porción del recipiente localizado a la izquierda de la sección y su contenido (fig.2.6). La ecuación de equilibrio de este cuerpo libre es

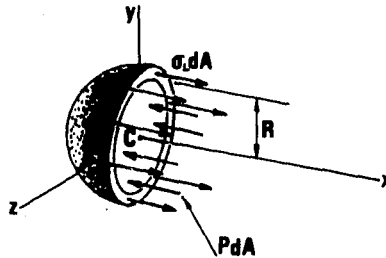


figura 2.6

la misma del cuerpo libre de la figura 2.4. De este modo concluimos que para un recipiente esférico

$$\sigma_o = \sigma_L = \frac{PR}{2t} = \frac{PD}{4t} \quad (2.6)$$

2.2.1 CAMBIO EN EL VOLUMEN INTERNO.

Al igual que en el caso del cilindro el cambio en el volumen está dado por la siguiente ecuación

$$\delta V = \epsilon_v V$$

pero en este caso la deformación volumétrica unitaria será la suma de tres deformaciones mutuamente perpendiculares, en este caso iguales

$$\begin{aligned}\epsilon_v &= 3\epsilon_D = 3\epsilon_o \\ &= \frac{3}{E} [\sigma_o - \nu\sigma_L]\end{aligned}$$

pero considerando que $\sigma_o = \sigma_L$, tenemos

$$\begin{aligned}\epsilon_v &= \frac{3}{E} [\sigma_o - \nu\sigma_o] \\ &= \frac{3PD}{4tE} [1 - \nu]\end{aligned}$$

finalmente multiplicando por el volumen original, el cambio en el volumen interno será

$$\delta V = \frac{3PD}{4tE} [1 - \nu]V \quad (2.7)$$

2.3 RECIPIENTES SOMETIDOS A LA PRESION DE UN FLUIDO.

Si se emplea un fluido como medio de presurización, el fluido en sí mismo cambiará de volumen conforme la presión se incremente, y esto debe considerarse cuando se calcule la cantidad de fluido que debe bombearse en el cilindro a fin de elevar la presión en una cantidad específica, cuando el cilindro inicialmente se encuentre lleno de fluido a la presión atmosférica.

Ahora, se define como *módulo volumétrico de un fluido* a la razón del esfuerzo volumétrico y la deformación volumétrica.

En este caso el esfuerzo volumétrico es igual a la presión y queda

$$K = \frac{P}{\epsilon_v}$$

de donde resulta que K tiene las unidades de la presión (MPa)(lb/plg²). Por otra parte sabemos que

$$\epsilon_v = \frac{\delta V}{V}$$

y sustituimos en la ecuación inmediata anterior resultando

$$K = \frac{P}{\delta V/V} = \frac{PV}{\delta V}$$

finalmente, despejando el cambio en el volumen del fluido a presión tenemos

$$\delta V = \frac{PV}{K} \tag{2.8}$$

por consiguiente, el fluido adicional para elevar la presión debe incluir este volumen junto con el incremento del volumen interno del cilindro en sí. Por consiguiente tenemos que el fluido adicional necesario para elevar la presión del cilindro en P será

$$\delta V^* = \frac{PD}{4tE} [5 - 4\nu]V + \frac{PV}{K} \tag{2.9}$$

en forma semejante para esferas el fluido adicional necesario es

$$\delta V' = \frac{3PD}{4tE} [1 - \nu]V + \frac{PV}{K} \quad (2.10)$$

2.4 VASO CILINDRICO CON EXTREMOS HEMISFERICOS.

Considere el recipiente que se muestra en la figura 2.7 en el cuál las paredes de las secciones cilíndrica y hemisférica pueden tener espesores diferentes (algunas veces esto es necesario, ya que el esfuerzo circunferencial en el cilindro es el doble que en una esfera del mismo radio y espesor de pared). Para fines de cálculo, se supone que el diámetro interno en ambas secciones es igual.

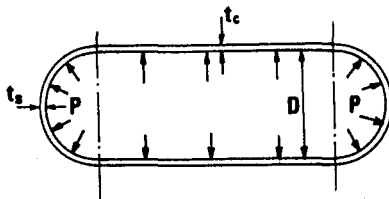


figura 2.7

Con base en las secciones anteriores sabemos que se aplican las siguientes fórmulas:

a) Para la sección cilíndrica

esfuerzo circunferencial $\sigma_c = \frac{PD}{2t_c}$

esfuerzo longitudinal $\sigma_L = \frac{PD}{4t_c}$

$$\begin{aligned} \text{deformación circunferencial} \\ \text{unitaria} \quad \epsilon_o &= \frac{1}{E} [\sigma_o - \nu \sigma_L] \\ &= \frac{PD}{4Et_o} [2 - \nu] \end{aligned}$$

b) Para los extremos hemisféricos

$$\begin{aligned} \text{esfuerzo circunferencial y} \\ \text{esfuerzo longitudinal} \quad \sigma_o &= \frac{PD}{4t_e} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{deformación circunferencial} \\ \text{unitaria} \quad \epsilon_o &= \frac{PD}{4Et_e} [1 - \nu] \end{aligned}$$

De este modo, igualando las deformaciones con el objeto de que no exista ninguna distorsión en la unión, tenemos

$$\frac{PD}{4t_o E} [2 - \nu] = \frac{PD}{4t_e E} [1 - \nu]$$

esto es

$$\frac{t_e}{t_o} = \frac{(1 - \nu)}{(2 - \nu)} \quad (2.11)$$

con el valor normalmente aceptado de la relación de poisson para el acero, de 0.3, la relación de espesores resulta

$$\frac{t_e}{t_o} = \frac{0.7}{1.7}$$

y por último

$$t_o = 2.43t_e$$

es decir, el espesor de las paredes del cilindro debe ser aproximadamente 2.43 veces el de los extremos hemisféricos para que no exista distorsión en la unión. En estas circunstancias, debido a la reducción del espesor de las paredes en los extremos, el esfuerzo máximo se presentará en dichos extremos. Para lograr esfuerzos máximos iguales en las dos porciones, el espesor de las paredes del cilindro debe ser el doble que en los extremos, entonces se presentará alguna distorsión en la unión.

2.5 EFECTOS EN LAS PLACAS Y JUNTAS DE LOS EXTREMOS.

En todas las secciones anteriores se ha supuesto que los materiales de todos los componentes tienen propiedades uniformes, y se han despreciado los efectos de uniones y placas de los extremos necesarias para la producción de dichos componentes. En general, la resistencia de los componentes se reducirá por la presencia de juntas soldadas, y eso debe tomarse en cuenta mediante la introducción de un factor de eficiencia de junta E_j en las ecuaciones que se dedujeron anteriormente.

a) Para cilindros de pared delgada

$$\text{esfuerzo circunferencial} \quad \sigma_c = \frac{PD}{2tE_{jL}}$$

$$\text{esfuerzo longitudinal} \quad \sigma_L = \frac{PD}{4tE_{jC}}$$

donde

E_{jL} = Eficiencia de las juntas longitudinales (adim.)

E_{jC} = Eficiencia de las juntas circunferenciales (adim.)

b) Para esferas de pared delgada

$$\sigma_o = \sigma_L = \frac{PD}{4tE_j}$$

2.6 EJEMPLOS ILUSTRATIVOS.

Ejemplo 2.1

Un cilindro con diámetro interior de 230 mm tiene paredes de 5 mm de espesor y longitud de 1 m. Se descubre que su volumen interno cambia en $12.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ cuando se llena con un líquido a la presión P. Si $E = 200 \times 10^3 \text{ MPa}$ y $\nu = 0.25$ y se supone que sus placas extremas son rígidas, calcule:

- Los valores de los esfuerzos circunferencial y longitudinal.
- Las modificaciones a estos valores si se suponen eficiencias de junta de 45% (circunferencial) y 85% (longitudinal).
- El cambio necesario en la presión P para crear un incremento adicional en el volumen interno. Puede suponerse que el líquido es incompresible.

Solución

a) Primeramente calculamos el volumen original

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 L = \frac{\pi}{4} (230 \times 10^{-3})^2 (1) = 41.548 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

recordamos la ec. 2.5

$$\delta V = \frac{PD}{4tE} (5-4\nu)V$$

conocemos el cambio de volumen, entonces despejamos P

$$P = \frac{4\delta V t E}{DV (5-4\nu)} = \frac{4(12 \times 10^{-8})(5)(200 \times 10^3)}{(230)(41.548 \times 10^{-3})(5-1)}$$

$$P = 1.256 \text{ MPa}$$

calculamos el esfuerzo circunferencial

$$\sigma_o = \frac{PD}{2t} = \frac{(1.256)(230)}{(2)(5)}$$

$$\sigma_o = 28.88 \text{ MPa}$$

y el esfuerzo longitudinal

$$\sigma_L = \frac{PD}{4t} = \frac{(1.256)(230)}{(4)(5)}$$

$$\sigma_L = 14.44 \text{ MPa}$$

b) Considerando ahora las eficiencias de junta tenemos

esfuerzo circunferencial (que actúa en las juntas longitudinales)

$$\sigma_o = \frac{PD}{2tE_{jL}} = \frac{(1.256)(230)}{(2)(5)(0.85)}$$

$$\sigma_o = 33.98 \text{ MPa}$$

y el esfuerzo longitudinal (que actúa en las juntas circunferenciales)

$$\sigma_L = \frac{PD}{2tE_j} = \frac{(1.256)(230)}{(4)(5)(0.45)}$$

$$\sigma_L = 32.09 \text{ MPa}$$

c) Como lo observamos en la ecuación 2.5 el cambio de volumen es directamente proporcional a la presión, entonces para incrementar el volumen en 15% será necesario elevar un 15% la presión

$$\delta P = (0.15)(1.256)$$

$$\delta P = 0.188 \text{ MPa}$$

Ejemplo 2.2

Calcule los esfuerzos circunferencial y longitudinal que se generan en el cascarón delgado de una caldera de sección circular, de 5 m de longitud y 1.3 m de diámetro interior, cuando la presión interior llega a un valor de 2.4 bars (0.240 MPa). En este caso, ¿cuál será el cambio de diámetro?. El espesor de la pared de la caldera es de 25 mm. $E = 210 \text{ GPa}$; $\nu = 0.3$

Solución

El esfuerzo circunferencial es

$$\sigma_o = \frac{PD}{2t} = \frac{(0.240)(1300)}{(2)(25)}$$

$$\sigma_o = 6.24 \text{ MPa}$$

el esfuerzo longitudinal es

$$\sigma_L = \frac{PD}{4t} = \frac{(0.240)(1300)}{(4)(25)}$$

$$\sigma_L = 3.12 \text{ MPa}$$

calculamos el cambio de diámetro con la ecuación 2.4

$$\delta_D = \frac{PD^2}{4tE} [2-\nu] = \frac{(0.240)(1300)^2}{(4)(25)(210 \times 10^3)} [2-0.3]$$

$$\delta_D = 0.033 \text{ mm}$$

$$\delta_D = 33 \text{ } \mu\text{m}$$

3. FACTORES TECNICOS PARA EL DISEÑO

3. FACTORES TECNICOS PARA EL DISEÑO.

Para realizar un diseño adecuado a las características y necesidades requeridas, es necesario tener un conjunto de alternativas en cuanto a la selección de todos los componentes que constituirán finalmente el recipiente que se necesita.

Dicho de otra manera, deberemos elegir de entre muchos tipos de componentes y factores técnicos, los que se ajusten a la necesidad de nuestro diseño, algunos de los cuales son:

1. Tipos de materiales
2. Tipos de envolventes
3. Tipos de tapas (cabezas)
4. Tipos de juntas soldadas
5. Tipos de boquillas
6. Tipos de accesorios como bridas, espárragos, etc.

Toda esta sección deberá estar basada estrictamente en las normas que rigen el diseño de este tipo de recipientes y que son las normas ASME Sección VIII, División 1, y son las vigentes en México.

3.1 MATERIALES

En el proceso del diseño de recipientes a presión, la selección del material (o materiales) que se utilizará para su construcción es de primera importancia, para lo cual se necesita definir una secuencia lógica en la elección. Vale aclarar que siendo este un tema muy amplio y complejo, es difícil llegar a dar o seguir recetas para una elección óptima de dicho material. Sin embargo, las siguientes consideraciones pueden ser de gran ayuda para conseguir, si no la elección óptima, por lo menos una de las mejores.

3.1.1 MATERIALES MAS COMUNES

El código de normas ASME indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. En la tabla 3-1 se dan algunos ejemplos de los materiales más utilizados, su especificación y su forma de suministro.

También son utilizadas algunas aleaciones especiales como:

- | | |
|--|--------------------------------|
| 1. Aceros especiales austeníticos y ferríticos | 8. Hastelloy A y B(Ni, Mo, Fe) |
| 2. Titanio | 9. Hastelloy C(Ni, Cr, Mo, Fe) |
| 3. Circonio | 10. Hastelloy D(Ni, Si) |
| 4. Hafnio | 11. Inconel(Ni, Cu, Fe) |
| 5. Tántalo | 12. Monel(Ni, Cu) |
| 6. Molibdeno | 13. Admiralty(Cu, Zn) |
| 7. Incoloy(Ni, Cr, Fe) | |

En el apartado 3.1.5 se proporcionan algunas tablas de propiedades de los materiales y de la interrelación de éstas en la fabricación de recipientes a presión.

3.1.2 PROPIEDADES QUE DEBEN TENER Y REQUISITOS QUE DEBEN CUMPLIR PARA SATISFACER LAS CONDICIONES DE SERVICIO.**a) Propiedades mecánicas.**

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

UNAM ENEP Ara RRM	Materiales mas utilizados en la construcción de recipientes a presión	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
		Tabla 3-1

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS
DE ALEACION

FORMA	COMPOSICION NOMINAL	ESPECIFICACION		ESFUERZO DE CEDENCIA MPa	ESFUERZO ULTIMO MPa	ESFUERZO DE DISEÑO MPa (243 a 598)K
		NUMERO	GRADO			
Placa	C-Si	SA-515	70	262.6	483.6	120.9
	C	SA-285	C	207.3	380.0	95.3
	C-Mn-Si	SA-36		248.7	400.7	87.7
Forja (bridas)	C-Si	SA-105		248.7	483.6	120.9
	C-Si	SA-181	clase 70	248.7	483.6	120.9
	C-Si	SA-266	II	241.8	483.6	120.9
Tubos de cédula	C-Si	SA-106	B	241.8	414.6	103.6
	C	SA-53	A	207.3	331.6	70.5
	C-Si	SA-333	1	207.3	380.0	94.7
Tubos de calibre	C-Si	SA-179			317.8	80.8
	C-Si	SA-334	1	207.3	380.0	94.7
	C-Mn	SA-556	C2	276.4	483.6	120.9

* Extraído de "Diseño de recipientes a presión" Norma para proyecto de obras -
No. 2.343.01 (segunda parte), segunda edición 1991, Petróleos Mexicanos, p. 504,505.

b) Propiedades físicas.

En este tipo de propiedades se buscará que el material tenga un coeficiente de expansión térmica bajo.

c) Propiedades químicas.

La principal propiedad química que se debe considerar en el material que se utilizará en la fabricación de recipientes a presión, es su resistencia a la corrosión. Este factor es de primordial importancia, ya que un material mal seleccionado causará múltiples problemas y sus consecuencias serán algunas como las siguientes:

1. Reposición del equipo corroído.

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

2. Sobrediseño 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 resultado que los equipos resulten más pesados, la elevación de su costo, 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 en la producción.

Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión, necesariamente debe ser retirado de operación, lo que 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 productos de la corrosión contaminan el producto, lo cual en algunos casos es muy costoso.

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. Daños a la salud.

La falla repentina de un recipiente a presión corroído puede ocasionar desgracias personales, además de que en algunos casos se manejan sustancias letales que en combinación con los productos de la corrosión pueden ser de fatales consecuencias.

Para evitar los daños mencionados anteriormente será conveniente tomar en cuenta lo que a continuación se explica.

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al

determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando un método adecuado de protección.

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 6.3 mm (0.25 plg) que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para las cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 6.3 mm (0.25 plg).

Para otros recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada del recipiente será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador. Un desgaste por corrosión de 0.127 mm (0.005 plg) por año, 1.6 mm (1/16 plg) en 12 años generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio (15 a 20 años), mientras que los secundarios o menores para períodos más cortos (8 a 10 años).

No necesita aplicarse el mismo margen por corrosión a todas las partes del recipiente si se esperan diferentes grados de ataque para las distintas partes.

Existen varios métodos diferentes para medir la corrosión. El más simple consiste en taladrar agujeros de prueba o indicadores de la corrosión.

Los recipientes sujetos a corrosión deberán tener una abertura de purga.

Todos los recipientes a presión sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica interiores deberán ser provistos con abertura de inspección.

Para eliminar la corrosión se utilizan materiales resistentes, ya sea como recubrimientos únicamente, o para fabricar todo el recipiente.

Un recipiente puede protegerse contra abrasión mecánica por medio de parches de placa, los cuales se sueldan o se unen por otros medios al área e puesta del recipiente.

En los recipientes sujetos a corrosión, se evitarán todos los entrehierros y bolsas angostas uniendo las partes a la pared del recipiente con soldadura continua.

En las tablas 3-3 y 3-4 se proporciona información de gran utilidad a cerca de la resistencia química de diversos materiales.

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 en que se tengan que soldar materiales diferentes entre si, 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.

3.1.3 EVALUACION DE LOS MATERIALES

En esta etapa se toman en cuenta los aspectos relacionados con la vida útil de la planta donde se instalarán los recipientes o equipos que se estén diseñando, y se fija la atención en los siguientes puntos:

1. Vida estimada de la planta.

Una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, generalmente 10 años, esto sirve de base para formarse un criterio sobre la clase de posibles materiales que podemos utilizar.

2. Duración estimada del material.

Para esto es necesario auxiliarse de la literatura existente sobre el comportamiento de los materiales en situaciones similares, reportes de las experiencias de personas que han operado y conocen los problemas que se presentan en plantas donde se manejen productos idénticos, para hacer buenas estimaciones.

3. Confiabilidad del material.

Es necesario tener en cuenta las consecuencias económicas, de seguridad del personal y del equipo en caso de que se llegaran a presentar fallas inesperadas.

4. Disponibilidad y tiempo de entrega del material.

Es conveniente tener en cuenta la producción nacional de materiales para construcción de recipientes a presión, ya que existiría la posibilidad de utilizar los materiales de que se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un costo menor que las importaciones.

5. Costo del material y de fabricación.

Por lo general, a un alto costo de material le corresponde un alto costo de fabricación.

6. Costo de mantenimiento e inspección.

Un material de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión menores, requiere de mantenimiento e inspección frecuentes, lo cual implica tiempo fuera de servicio, y mayores gastos por este concepto.

3.1.4 SELECCION DEL MATERIAL

La decisión final sobre el material a utilizar será de acuerdo con lo siguiente:

El material más adecuado será aquel que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos tales como:

1. Requisitos técnicos

Cumplir con el mayor número de requisitos técnicos es lo más importante para un material, ya que de estos depende el funcionamiento correcto y seguro del equipo.

2. Requisitos económicos.

Estos requisitos los cumplen los materiales que impliquen los menores gastos como son los iniciales, de operación y mantenimiento, sin que por este concepto se tenga que sacrificar el requerimiento técnico, que siempre es el más importante.

3.1.5 TABLAS DE PROPIEDADES DE LOS MATERIALES.

En este apartado se proporcionan algunas tablas con las que es posible identificar la mayor parte de las propiedades necesarias en los materiales para la elección adecuada de los mismos.

3.2 ENVOLVENTES CILINDRICAS

La presión uniforme, interna o externa, induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro (ver secciones 2.1.1 y 2.1.2).

Cuando otras fuerzas (de viento, sísmicas, etc.) no son factores importantes, un recipiente sujeto a presión, debe diseñarse para resistir solo la deformación circunferencial. Las normas establecen el método de diseño para llenar tal requisito. Cuando actúan además otras cargas (caso de un recipiente vertical alto), la combinación de las mismas puede ser la que rijan, y podrá requerirse una placa de mayor espesor que el necesario para resistir únicamente la deformación circunferencial.

A continuación se proporcionan todas las fórmulas aplicables para el diseño de envolventes cilíndricas sujetas a presión interna, para los casos posibles existentes.

Las siguientes definiciones se aplican en el diseño de envolventes cilíndricas y esféricas.

NOMENCLATURA

E_j = Eficiencia para la junta de unión o eficiencia de la junta adecuada en recipientes cilíndricos o de cualquier

UNAM		Propiedades de los materiales		TESIS PROFESIONAL	
ENEP Ara				DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
RRM				NORMAS	
				Tabla 3-2	
PROPIEDADES DE LOS MATERIALES					
ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION*					
FORMA	COMPOSICION NOMINAL	ESPECIFICACION		APLICACION	
		NUMERO	GRADO		
PLACA	C	SA-283	C	Calidad estructural. Para recipientes a presión puede usarse limitado; ver nota 1	
	C	SA-285	C	Calderas para servicio estacionario y otros recipientes a presión	
	C-Si	SA-515	55	Principalmente para servicio a temperaturas media y alta	
	C-Si	SA-515	60	- " -	
	C-Si	SA-515	65	- " -	
	C-Si	SA-515	70	- " -	
	C-Si	SA-516	55	Para servicio a temperaturas moderada y baja	
	C-Si	SA-516	60	- " -	
	C-Mn-Si	SA-516	65	- " -	
	C-Mn-Si	SA-516	70	- " -	
BRIDAS Y ACCESORIOS	C-Mn-Si	SA-105		Para servicio a alta temperatura	
	C-Si	SA-181	I	Para servicio general	
	C-Mn	SA-350	LF1	Para servicio a baja temperatura	
	C-Mn-Si	SA-350	LF2	- " -	
TUBERIA	C-Mn	SA-53	B	Para servicio general	
	C-Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura	
TORNILLERIA	1Cr-1/5Mo	SA-193	B7	Para servicio a alta temperatura; tornillos pasantes de 63 mm diámetro o menos	
		SA-194	2H	Tuercas para servicio a alta temperatura	
		SA-307	B	Tornillo de máquina para uso general	
* Datos de los materiales de uso mas frecuentes tomados de las normas ASME, secciones II y VIII.					

UNAM		Propiedades de los materiales (continuación) ¹				TESIS PROFESIONAL	
ENEP Ara						DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
RRM						NORMAS	
						Tabla 3-2	
PROPIEDADES DE LOS MATERIALES							
ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION							
FORMA	VER NOTAS	ESPECIFICACION		ESFUERZO DE	ESFUERZO	ESFUERZO DE DISEÑO	
		NUMERO	GRADO	CEDENCIA MPa	ULTIMO MPa	MPa (243 a 598)K	
Placa	1	SA-283	C	207.3	380.0	87.7	
	2,6	SA-285	C	207.3	380.0	95.3	
	3	SA-515	55	207.3	380.0	95.3	
	3	SA-515	60	221.1	414.6	103.6	
	3	SA-515	65	241.8	449.1	112.6	
	3	SA-515	70	262.6	483.6	120.9	
	3,8	SA-516	55	207.3	380.0	95.3	
	3,8	SA-516	60	221.1	414.6	103.6	
	3,8	SA-516	65	241.8	449.1	112.6	
	3,8	SA-516	70	262.6	483.6	120.9	
BRIDAS Y ACCESO- RIOS	2,3	SA-105		248.7	483.6	120.9	
	2,3	SA-181	I	207.3	414.6	103.6	
	-	SA-350	LF1	207.3	414.6	103.6	
TUBERIA	-	SA-350	LF2	248.7	483.6	120.9	
	2,3,4,7	SA-53	B	241.8	414.6	103.6	
TORNILLE- RIA	3	SA-106	B	241.8	414.6	103.6	
	-	SA-193	B7	725.5	863.6	172.7	
	-	SA-194	2H		380.0		
	5	SA-307	B		380.0		

UNAM	Propiedades de los materiales (continuación)2	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		N O R M A S
		Tabla 3-2
ENEP Ara		
RRM		

NOTAS:

1. La placa SA-283 ABCD puede usarse para partes a presión en recipientes sujetos a presión siempre que cumplan todos los requisitos siguientes:

- 1) Que los recipientes no se usen para contener sustancias letales, sean líquidas o gaseosas.
 - 2) Que el material no se utilice en la construcción de calderas de vapor sin fuego directo.
 - 3) Que la temperatura de aplicación del material este comprendida entre 243 y 598 K.
 - 4) Para cascos, cabezas y boquillas, solo se use si el espesor de las placas en las que se aplique soldadura de resistencia no exceda de 15.8 mm .
2. Para temperaturas de servicio superiores a 698 K se recomienda usar aceros muertos que contengan no menos de 0.10% de silicio residual. Los aceros muertos que han sido desoxidados con grandes cantidades de aluminio y los aceros rebordados pueden tener propiedades de escurrimiento plástico y ruptura por esfuerzo en el intervalo de temperatura superior a los 698 K, un poco inferiores a las que se han tomado como base para los valores de la tabla.
3. Por exposición prolongada a temperaturas superiores aproximadas a 673 K, la fase de carburo del acero puede convertirse en grafito.
4. Arriba de 698 K se utilizará solo acero muerto.
5. No se permite arriba de 585 K, valor de esfuerzo permitido de 48 MPa.
6. No se usará el material en espesores mayores de 50.8 mm .
7. Para tubo soldado los valores máximos de esfuerzo permitido son 15% menores. No se tolerará ningún incremento en estos valores de esfuerzo por haberse efectuado radiografía.
8. Los valores de esfuerzo a usar para temperaturas inferiores a 243 K cuando los aceros cumplan con el suplemento (5)SA-28, serán los que se dan en la columna de 243 a 598 K.

UNAM	Propiedades de los materiales (continuación) ³														TESIS PROFESIONAL		
	ENEP Ara															DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
		RRM															N O R M A S
																Tabla 3-2	
MÓDULO DE ELASTICIDAD PARA MATERIALES FERROSOS																	
E = MÓDULO DE ELASTICIDAD. VALORES EN GPa																	
MATERIAL	TEMPERATURA EN K																
	294	366	422	478	533	589	644	699	755	811	866	922	978	1033	1089		
Acero al carbono con C<=0.30%	203	199	195	191	188	184	176	167	154	141	124						
Acero al carbono con C>0.30%	202	198	194	190	187	183	174	165	154	139	123						
Acero al carbono molibdeno	201	197	193	189	186	182	174	165	153	139	123						
Acero al níquel	192	187	184	180	177	174	170	165	160	154	148	141	132	122			
Acero al cromo molibdeno (1/2)Cr-2Cr	205	200	197	192	190	185	181	176	171	165	159	150	141	130			
2(1/4)Cr-3Cr	211	205	203	199	195	191	187	181	177	170	163	155	145	134			
5Cr-9Cr	213	208	205	200	197	193	188	180	170	157	141						
Acero al cromo resistente	201	197	192	188	184	180	177	170	160	148	132						
Precipitación austenítica endurecida y otros aceros de alta aleación	195	190	186	183	179	174	171	166	162	157	152	146	139	132	125		

UNAM	Propiedades de los materiales (continuación)4	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		N O R M A S
ENEP Ara		Tabla 3-2
RRM		

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS
DE ALEACION

Valores máximos del esfuerzo permitido a tensión, en MPa*

ESPECIFICACION		PARA TEMPERATURA DEL METAL NO MAYOR DE, K																	
NUMERO	GRADO	243 A 598	623	648	673	698	755	783	811	839	866	894	922						
SA-283	C	88																	
SA-285	C	95	92	83	78	58	45												
SA-515	55	95	92	83	78	58	45	31	17										
SA-515	60	103	99	90	74	60	45	31	17										
SA-515	65	112	107	96	79	62	45	31	17										
SA-515	70	121	114	102	83	64	45	31	17										
SA-516	55	95	92	83	78	58	45	31	17										
SA-516	60	103	99	90	74	60	45	31	17										
SA-516	65	112	107	96	79	62	45	31	17										
SA-516	70	121	114	102	83	64	45	31	17										
SA-105		121	114	102	83	64	45	31	17										
SA-181	I	103	99	90	74	60	45	31	17										
SA-350	LF1	103	99	90	74	54	34	21	10										
SA-350	LF2	121	114	102	81	54	34	21	10										
SA-53	B	103	99	90	74	60	45												
SA-106	B	103	99	90	74	60	45	31	17										
SA-193	B7	172	172	163	144	117	86	59	31										
SA-194	2H																		
SA-307	B																		

*Los valores de esfuerzo de esta tabla pueden interpolarse para determinar los valores para temperaturas intermedias.

UNAM ENEP Ara RRM	Propiedades de los materiales (continuación)6	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		N O R M A S
		Tabla 3-2

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

ACERO INOXIDABLE P-No.8 Grupo No.1

Valores máximos del esfuerzo permisible en, MPa

MATERIALES DE LA TABLA	Para temperatura del metal no mayor de, K												NOTAS
	244 A311	366	422	478	533	589	616	644	672	700	728	755	
1	130 130	123 108	115 97	112 89	110 84	110 79	110 77	110 77	107 75	105 73	103 72	102 70	1
2	130 130	130 112	127 101	125 93	124 86	117 82	115 80	113 78	111 77	110 76	108 75	107 75	1
3	108 108	108 93	106 83	102 76	99 71	97 67	95 66	93 65	92 64	90 63			1
4	108 108	108 92	108 82	107 75	99 69	93 65	91 64	89 62	87 61	86 59	84 58		1

MATERIALES DE LA TABLA	Para temperatura del metal no mayor de, K												NOTAS
	783	818	839	866	894	922	950	978	1005	1033	1061	1089	
1	99 69	95 68	84 66	68 61	53 53	42 42	32 26	26 26	20 20	16 16	12 12	10 10	1
2	106 74	106 73	100 73	86 71	68 64	51 51	38 38	28 28	21 21	16 16	12 12	9 8	1

NOTAS:

1. Estos valores de esfuerzo mayor exceden en 2/3, pero no exceden del 90% de la - resistencia a la cedencia a tal temperatura. El uso de estos valores puede producir cambios dimensionales debidos a la deformación permanente. No se recomiendan estos valores de esfuerzo para bridas ni juntas empacadas ni en otras aplicaciones en las que una deformación ligera pueda ocasionar fuga o mal funcionamiento.
2. A temperaturas superiores a 311 K, estos valores de esfuerzo se aplican solamente cuando se tiene 0.04% de carbono o mas.
3. Para temperaturas superiores a 311 K, estos valores de esfuerzo pueden usarse solo si el material se trata térmicamente, calentandolo a una temperatura mínima de -- 1311 K y enfriándolo rápidamente en agua o por algún otro medio.
4. Resistencia mínima especificada a tensión, 449 MPa .
5. El uso de tablas de presión externa para el material en forma de barra de medidas estándares se permite únicamente para anillos atiesadores.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Las temperaturas de las notas están expresadas en grados F, para convertir a K utilice la siguiente ecuación:

$$T_K = (5/9)(T_F + 459.67)$$

Clasificación por resistencia:

A = Bueno
F = Regular
C = Precaución, depende de las condiciones
X = No se recomienda

Sustancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Acido acético, crudo	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Puro	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Vapores	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
150 lb/pulg ² a 400°F	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Anhídrido acético	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Acetona	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Acetileno	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de aluminio	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de aluminio	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Alumbres	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gas amoníaco, seco	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
húmedo	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de amonio	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de amonio	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Nitrato de amonio	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Fosfato de amonio	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de amonio	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Anilina, aceite de anilina	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Colorantes de anilina	F	F	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de bario	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Hidróxido de bario	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Sulfuro de bario	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Cerveza	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Licores de azúcar de remolacha	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
Benceno, benzol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bencina, éter de petróleo, nafta	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Licor negro de sulfato	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido bórico	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bromo	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Las notas continúan en la página siguiente

- En ausencia de oxígeno
- 125° máximo.
- Todas los porcentajes; 70°.
- Hasta ebullición.
- 5% a temperatura ambiente.
- Hasta 122°.
- El hierro y el acero se pueden oxidar considerablemente en presencia de agua y aire
- Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; el latón amarillo es aceptable.
- El Hastelloy "C" se recomienda hasta 103°.
- Cuando el color no es importante. No usar con ácido c.p.
- De temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
- Gas; 70°
- Hasta 500°.
- Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
- Desde temperatura ambiente hasta 158°.
- A temperatura ambiente.
- Cuando no es objetivo la decoloración.
- 5% máximo; 150° máximo.
- Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Las temperaturas de las notas están expresadas en grados F, para convertir a K utilice la siguiente ecuación:

$$T_k = (5/9)(T_f + 459.67)$$

Clasificación por resistencia:

- A = Bueno
- F = Regular
- C = Precaución, depende de las condiciones
- X = No se recomienda

Sustancia.	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Butano	A	A	A	-	-	A	-	-	A	A	A	A	A	A
Alcohol butílico, butanol	A,F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de calcio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hipoclorito de calcio	F	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido carbólico, fenol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bióxido de carbono, seco	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Húmedo	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tetracloruro de carbono	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloro, seco	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Húmedo	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Acido crómico	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Acido cítrico	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Eteres	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Etilenglicol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro férrico	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Sulfato férrico	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Formaldehído	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido fórmico	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Freón, seco	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Furfural	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gasolina, agría	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Refinada	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Glicerina, glicerol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido clorhídrico, < 150°F	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Acido fluorhídrico, frío, < 65%	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
> 65%	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Caliente < 65%	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
> 65%	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Hidrógeno gaseoso, frío	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A

Las notas continúan en la página siguiente

1. En ausencia de oxígeno.
2. 125° máximo.
3. Todos los porcentajes; 70°.
4. Hasta ebullición.
5. 5% a temperatura ambiente.
6. Hasta 122°.
7. El hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
8. Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; el latón amarillo es aceptable.
9. Hastelloy "C" se recomienda hasta 105°.

10. Cuando el color no es importante. No usar con ácido c.p.
11. De temperatura ambiente a 212°. La humedad inhibe el ataque.
12. Gas; 70°.
13. Hasta 300°.
14. Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
15. De temperatura ambiente hasta 158°.
16. A temperatura ambiente.
17. Cuando no es objetable la decoloración.
18. 5% máximo; 150° máximo.
19. Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Las temperaturas de las notas están expresadas en grados F, para convertir a K utilice la siguiente ecuación:

$$T_K = (5/9)(T_F + 459.67)$$

Clasificación por resistencia:

- A = Bueno
 R = Regular
 C = Precaución, depende de las condiciones
 X = No se recomienda

Sustancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Peróxido de hidrógeno	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Sulfuro de hidrógeno, seco (20)	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Húmedo	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Lacas (solventes)	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Acido láctico	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Aceites lubricantes, refinados	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Cloruro de magnesio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de magnesio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de magnesio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Mercurio	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Gas natural	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Acido nítrico, crudo	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
diluido	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
concentrado	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido oleico	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Acido oxálico	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Acido palmítico	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Aceites de petróleo, < 500°F -crudo	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Acido fosfórico	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Hidróxido de potasio	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Sulfato de potasio	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Propano	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Gas de cloacas	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Ceniza de sosa (carbonato de sodio)	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bisulfato de sodio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de sodio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cianuro de sodio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de sodio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hipoclorito de sodio	A	A	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A

Las notas continúan en la página siguiente

- En ausencia de oxígeno.
- 125° máximo.
- Todos los porcentajes; 70°.
- Hasta ebullición.
- 5% temperatura ambiente.
- Hasta 122°.
- El Hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
- Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; latón amarillo aceptable.
- Se recomienda Hastelloy "C" hasta 105°.
- Cuando no es importante el color. No usar con ácido c.p.
- Temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
- Gas; 70°.
- Hasta 500°.
- Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
- De temperatura ambiente hasta 158°.
- A temperatura ambiente.
- Cuando no es objetable la decoloración.
- 5% máximo; 150° máximo.
- Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Las temperaturas de las notas están expresadas en grados F, para convertir a K utilice la siguiente ecuación:

$$T_K = (5/9)(T_F + 459.67)$$

Clasificación por resistencia:

A = Bueno
F = Regular
C = Precaución, depende de las condiciones
X = No se recomienda

Sustancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Nitrato de sodio.....	A	A	A	A	A	A	A ₂₀	A ₂₀	A ₂₀	C	A	A	A	C ₁₅
Peróxido de sodio.....	C	C	F	F	F	F	F	F	F	A	A	A	A	A ₁₅
Sulfato de sodio.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfuro de sodio.....	A	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	A ₁₅
Tiosulfato de sodio, "hipo".....	A ₂₀	C	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	A	A
Acido estérico.....	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A ₁₅
Azufre.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Anhídrido sulfuroso, seco.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A ₁₅
Anhídrido sulfuroso, húmedo.....	A	F	F	F	F	F	F	F	F	A	A	A	A	A ₁₅
Acido sulfúrico, < 10%, frío.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A
Caliente.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A
10-75%, frío.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A
Caliente.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A ₁₅
75-95%, frío.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A ₁₅
Caliente.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	C	C	C	A ₁₅
Fumante.....	A	F	F	F	F	F	F	F	F	A	A	A	A	A ₁₅
Acido sulfuroso.....	X	F	F	F	F	F	F	F	F	C	C	C	C	A ₁₅
Acido tartárico.....	X	F	F	F	F	F	F	F	F	C	C	C	C	A ₁₅
Tolueno.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tricloroetileno, seco.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Húmedo.....	X	F	F	F	F	F	F	F	F	A	A	A	A	A
Trementina.....	C	C	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	A	A
Agua, potable (de grifo, alimentación de calderas, etc.).....	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A
Agua de mar.....	C	A	A	A	A	C	A	A	A	C	C	C	C	A
Whisky y vinos.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	A	A	A	A	A
Cloruro de zinc.....	X	X	X	X	X	X	X	X	X	A	A	A	A	A
Sulfato de zinc.....	C	C	C	C	C	X	F	F	F	A	A	A	A	A

Las notas continúan en la página siguiente.

- En ausencia de oxígeno.
- 125° máximo.
- Todos los porcentajes; 70°.
- Hasta ebullición.
- 5% temperatura ambiente.
- Hasta 122°.
- El hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
- Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por los Códigos; latón amarillo aceptable.
- Se recomienda Hastelloy "C" hasta 105°.
- Cuando no es importante el color. No usar con ácido c.p.
- De temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
- Gas; 70°.
- Hasta 500°.
- Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
- De temperatura ambiente hasta 158°.
- A temperatura ambiente.
- Cuando no se objetable la decoloración.
- 5% máximo; 150° máximo.
- Satisfactorio para vapores hasta 212°.

junta en recipientes esféricos o eficiencia de los ligamentos entre aberturas, la que sea menor.

P = Presión de diseño, o presión máxima permisible de trabajo, en MPa (lb/plg²)

R = Radio interior de la envolvente en consideración, antes de agregar la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

R_o = Radio exterior de la envolvente en consideración, antes de agregar la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

S = Valor del esfuerzo máximo permisible, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor mínimo requerido de las placas de la envolvente sin incluir tolerancia por corrosión, en mm (plg)

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

Esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales)

1. Caso en el que $t \leq (R/2)$ ó $P \leq (0.385 SE_j)$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores se aplican las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR}{SE_j - 0.6P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SE_j t}{R + 0.6t} \quad (3.1)$$

2. Caso en el que $t > (R/2)$ ó $P > (0.385 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.1) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

$$\text{donde } t = R[Z^{1/2} - 1] \quad (3.2)$$

$$Z = \frac{SE_j + P}{SE_j - P} \quad (3.3)$$

o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P

$$P = SE_j \left[\frac{(Z - 1)}{(Z + 1)} \right] \quad (3.4)$$

donde

$$Z = \left[\frac{(R + t)}{R} \right] \quad (3.5)$$

Esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales)

1. Caso en el que $t \leq (R/2)$ ó $P \leq (1.25 SE_j)$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores se aplican las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR}{2SE_j - 0.6P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j}{R + 0.6t} \quad (3.6)$$

2. Caso en el que $t > (R/2)$ ó $P > (1.25 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.6) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

Cuando se conoce P y se quiere encontrar t, se utiliza la fórmula (3.2), donde

$$Z = \frac{P}{SE_j} + 1 \quad (3.7)$$

o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P

$$P = SE_j [Z - 1] \quad (3.8)$$

donde Z se obtiene de la fórmula (3.5)

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

Esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales)

1. Caso en el que $t \leq (R/2)$ ó $P \leq (0.385 SE_j)$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores se aplican las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR_o}{SE_j + 0.4P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SE_j t}{R_o - 0.4t} \quad (3.9)$$

2. Caso en el que $t > (R/2)$ ó $P > (0.385 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.9) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

Cuando se conoce P y se quiere encontrar t

$$t = R_o \left[\frac{Z^{1/2} - 1}{Z^{1/2}} \right] \quad (3.10)$$

donde Z se obtiene de la fórmula (3.3)

o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P, se utiliza la fórmula (3.4), donde

$$Z = \left[\frac{R_o}{R_o - t} \right]^2 \quad (3.11)$$

Esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales)

1. Caso en el que $t \leq (R/2)$ ó $P \leq (0.385 SE_j)$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores se aplican las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR_o}{2SE_j + 0.4P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{R_o - 0.4t} \quad (3.12)$$

2. Caso en el que $t > (R/2)$ ó $P > (1.25 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.12) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

Cuando se conoce P y se quiere encontrar t, se utilizan las fórmulas (3.7) y (3.10), o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P, se utilizan las fórmulas (3.8) y (3.11).

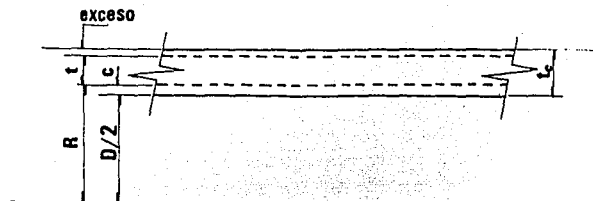
En la figura 3.1 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para una envolvente cilíndrica.

UNAM
ENEP Ara
RRM

Memoria de cálculo para espesor de una envolvente
cilíndrica bajo presión interna
UG-27

TESIS PROFESIONAL
DISEÑO DE RECIPIENTES
A PRESIÓN
NORMAS
Figura 3.1

61



MATERIAL DEL CUERPO =		observaciones/operaciones
PRESION DE OPERACION =	MPa	
PRESION DE DISEÑO (P) =	MPa	
TEMPERATURA DE OPERACION =	K	
TEMPERATURA DE DISEÑO =	K	
ESFUERZO DE TRABAJO- A TEMPERATURA DE DISEÑO (S) =	MPa	
EFICIENCIA DE JUNTA (E) =		
DIAMETRO INTERIOR (D) =	mm	
CORROSION PERMISIBLE (C) =	mm	
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t) =	mm	
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CUERPO (t _c) =	mm	
(D/2)+C=R R= + mm R= mm		
$t = \frac{PR}{SE-0.6P} = \frac{\quad}{\quad} = \quad$ mm		
t+C= mm t _c = mm		
D ₀ =D+2t _c = mm		
EXCESO=t _c -(t+C)= mm		
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA		
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=PHC		
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOFERICA (S _{ATH})= MPa		
$PHC = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5 \left[\frac{\quad}{\quad} \right] = \quad$ MPa		
PHC= MPa		

3.3 TIPOS DE CABEZAS

Para "cerrar" recipientes cilíndricos sometidos a presión, existen varios tipos de cabezas, entre otras se tienen las siguientes: Cabezas planas, planas con ceja, únicamente abombadas, abombadas con ceja invertida, toriesféricas, semielípticas, semiesféricas, tapas 80:10, cónicas, toricónicas, etc. .

A continuación se dan las características principales , usos y fórmulas de cálculo que se emplean para cada uno de los tipos de cabezas antes mencionados.

3.3.1 CABEZAS PLANAS

Se utilizan para "cerrar" recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes sujetos a presión interna. Su costo entre los tipos de cabezas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones. A continuación se proporciona la teoría necesaria para su diseño.

3.3.1.1 CABEZAS CIRCULARES PLANAS SIN REFORZAR

Las siguientes definiciones se aplican al diseño de cabezas circulares planas sin reforzar y cabezas no-circulares planas sin reforzar.

NOMENCLATURA

A_b = Area transversal neta de los tornillos, en mm^2 (plg^2)

A_m = Area transversal requerida de los tornillos tomada como la que resulte mayor de A_{m1} y A_{m2} , en mm^2 (plg^2)

A_{m1} = Area transversal neta requerida de los tornillos en condiciones de operación, en mm^2 (plg²)

A_{m2} = Area transversal neta requerida de los tornillos para asentamiento del empaque, en mm^2 (plg²)

b = Ancho efectivo de asiento del empaque o de la superficie de asiento de la junta de contacto, en mm (plg). Ver tablas 3-5 y 3-6.

b_0 = Ancho básico de asiento del empaque, en mm (plg). Ver tabla 3-5.

c = Para cabezas no-circulares planas sin reforzar, c es la dimensión básica usada para el tamaño mínimo de soldaduras, en mm (plg), igual a t_n ó t_x , el que sea menor. Ver figura 3.3(m, n).

C = Factor adimensional, que depende de la forma de fijación de la cabeza, y las dimensiones de la envolvente. Los factores para tapas soldadas también incluyen un factor de 0.667 el cual incrementa el esfuerzo permisible para construcciones semejantes a 1.5S.

d = Diámetro o claro menor, medido como se indica en la figura 3.2, en mm (plg)

D = Claro mayor de las cabezas o tapas no-circulares, medido perpendicularmente al claro menor, en mm (plg)

E_j = Eficiencia de la junta soldada para cualquier categoría A de soldadura. Ver tabla

g_0 = espesor del mamelón o cubo, en el extremo pequeño, en mm (plg). Ver figura 3.3(m, n)

G = Diámetro en el punto de localización de la reacción de la carga del empaque, en mm (plg)

G se define como sigue: Ver tabla 3-5.

Cuando $b_o \leq 6.3$ mm (1/4 plg)

G es el diámetro medio de la cara de contacto del empaque menos $2b$, en mm (plg)

Cuando $b_o > 6.3$ mm (1/4 plg)

G es el diámetro exterior de la cara de contacto del empaque menos $2b$, en mm (plg). En los dos casos anteriores ver tabla 3-6.

h_g = Brazo de palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción de la carga en el empaque, en mm (plg). Ver tabla 3-5.

l = Longitud de la parte recta de la cabeza plana medida desde la línea de tangencia como se muestra en (a) y (c) de la figura 3.2, en mm (plg)

L = Perímetro de las cabezas no-circulares atornilladas, medido sobre la línea de centros de los barrenos para los tornillos, en mm (plg)

m = Que se utiliza en cabezas circulares planas sin reforzar, es el factor de empaque, obtenido de la tabla 3-6.

m = Que se utiliza en cabezas no-circulares planas sin reforzar, es la relación adimensional t_r/t_e .

P = Presión de diseño, en MPa (lb/plg²).

Los recipientes amparados por el Código de Normas ASME, Sección VIII, División 1, deberán diseñarse como mínimo para la condición coincidente más severa de presión y temperatura esperada en condición normal. Para esta condición, debe considerarse la diferencia máxima de presión entre el interior y el exterior del recipiente o entre dos cámaras cualesquiera de una unidad con servicio combinado.

r = radio de esquina interior en cabezas formadas, en mm (plg)

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en MPa (lb/plg²). Ver tablas 3-1 y 3-2.

S_a = Esfuerzo máximo permisible de los tornillos, a temperatura ambiente, en MPa (lb/plg²)

S_b = Esfuerzo máximo permisible de los tornillos, a temperatura de diseño, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor mínimo necesario de la cabeza o tapa plana, sin incluir la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

t_h = Espesor real de la cabeza o tapa plana, sin incluir la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

t_n = Espesor nominal de la envolvente o pared de la boquilla a la cual se ha unido la brida o traslape, menos la tolerancia por corrosión, en mm (plg). Ver figura 3.3(m, n).

t_p = Distancia mínima desde la superficie exterior de la cabeza plana hasta el filo de la preparación de la soldadura, medida como se muestra en la figura 3.3 .

t_r = Espesor requerido por presión, de una envolvente sin costura, en mm (plg)

t_s = Espesor real de la envolvente, sin incluir la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

t_w = Espesor de la soldadura que une el extremo de la cabeza con la parte interior de la envolvente, tal como se muestra en (g) de la figura 3.2, en mm (plg)

t_x = Dos veces el espesor g_o cuando en el diseño se calcula como brida integral, en mm (plg), o dos veces el espesor de la envolvente o pared de la boquilla necesaria para la presión interna, cuando el diseño se calcula como brida suelta (loose-type), pero no menor de 6.5 mm (0.25 plg). Ver figura 3.3(m, n)

W = Carga de diseño de los tornillos en la brida, para las condiciones de operación o asentamiento del empaque, cuando aplique, en N (lb)

W_{m1} = Carga mínima requerida de los tornillos para las condiciones de operación, en N (lb). Para bridas compañeras utilizadas para contener cabezales para tubos, cabezas flotantes, tubos tipo U, cambiadores de calor u otros diseños similares, W_{m1} debe ser el mayor de los valores calculados individualmente para cada brida y ese valor debe utilizarse para ambas bridas.

W_{m2} = Carga mínima requerida de los tornillos para asentamiento del empaque, en N (lb)

y = carga unitaria de asentamiento del empaque o de la superficie de contacto de la junta, en MPa (lb/plg²). Su valor depende de la forma y material del empaque. Ver tabla 3-6.

Z = Factor adimensional para cabezas y tapas no-circulares planas, que depende de la relación del claro menor al claro mayor como se da en la ecuación (3.19).

El espesor mínimo necesario para cabezas circulares planas sin reforzar, tapas y bridas ciegas, se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$t = d [CP/SE_j]^{1/2} \quad (3.13)$$

Excepto cuando la cabeza, tapa o brida ciega se fije por medio de tornillos, causando un momento en el borde (ver j y k de la figura 3.2, en cuyo caso el espesor se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$t = d \left[\frac{CP}{SE_j} + \frac{1.90 W hg}{SE_j d^3} \right]^{1/2} \quad (3.14)$$

Se deberán tener en cuenta las siguientes restricciones:

1. La cabeza deberá ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos listados en las normas ANSI B-16.5 .
2. Deberá estar entre los rangos de presión y temperatura mostrados en la tabla B-16.5 de las normas ANSI.
3. El espesor obtenido de la ecuación correspondiente, deberá considerarse como mínimo y deberá agregarse la tolerancia por corrosión, si existiera.

Cuando se use la ecuación 3.14, el espesor t debe calcularse tanto para las condiciones de operación, como para las de asiento del empaque, y el mayor de los dos valores es el que debe usarse. Para las condiciones de operación, P debe ser la presión de diseño y los valores de S se toman a la temperatura de diseño. El valor de W será el que resulte mayor de los dos siguientes:

$$W_{m1} = 0.785 G^2 P + 2\pi b G m P \quad (3.15)$$

$$W_{m2} = \pi b G y \quad (3.16)$$

Para las condiciones de sello del empaque, se tomará $P = 0$, el valor de S a la temperatura ambiente y W será:

$$W = \frac{(A_m + A_b) S_a}{2} \quad (3.17)$$

donde A_m se toma como el área que resulte mayor de las dos siguientes:

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b} \quad y \quad A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_a}$$

3.3.1.2 CABEZAS NO-CIRCULARES PLANAS SIN REFORZAR

Las cabezas planas sin reforzar, tapas o bridas ciegas, pueden ser de forma cuadrada, rectangular, elíptica, oblonga, segmental o cualquier otra forma no-circular. El espesor necesario, se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = d [ZCP/SE_j]^{1/2} \quad (3.18)$$

donde

$$Z = 3.4 - \frac{2.4 d}{D} \quad (3.19)$$

con la limitación de que Z no debe ser, en ningún caso, mayor de 2.5 .

La ecuación (3.18) no se aplica a cabezas no-circulares, tapas o bridas ciegas, fijadas por medio de tornillos que causen un momento en el extremo por el tornillo ver (j) y (k) de la figura 3.2. Para cabezas no-circulares de este tipo, el espesor necesario se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$t = d \left[\frac{ZCP}{SE_j} + \frac{6Whg}{SE_j L d^2} \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

cuando se usa la ecuación (3.20), el espesor t debe calcularse de la misma forma que en el caso de la ecuación (3.14)

Valores mínimos de C.

Para los tipos de diseño mostrados en la figura 3.2, los valores mínimos de C, que se usan en las ecuaciones (3.13), (3.14), (3.18) y (3.20) son:

Figura 3.2 (a).

C = 0.17 para cabezas con piezas de transición circulares y no-circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, con un radio interior de la esquina no menor de tres veces el espesor requerido de la cabeza, no se necesita cumplir ningún requisito especial respecto a la longitud de la pestaña l y donde la soldadura cumple los requisitos para juntas circunferenciales dados en el presente trabajo.

$C = 0.10$ para cabezas circulares, cuando la longitud de la pestaña para cabezas del diseño descrito anteriormente, es como mínimo de:

$$l = [1.1 - 0.8 (t_s/t_h)^2][d_{th}]^{1/2} \quad (3.21)$$

$C = 0.10$ para cabezas circulares, cuando la longitud de la pestaña es menor que la requerida por la ecuación (3.21), pero el espesor del casco es como mínimo:

$$t_s = 1.12 t_h \left[1.1 - \frac{1}{(d_{th})^{1/2}} \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

para una longitud mínima del casco de $2[d_{ts}]^{1/2}$ medida desde la cara interior de la cabeza. Cuando se use $C = 0.10$ la pendiente del cono debe ser como mínimo $1/3$.

Figura 3.2 (b.1).

$C = 0.17$ para cabezas circulares y no-circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, donde el espesor de la pestaña no es menor de dos veces el espesor de la envolvente, el radio interior de la esquina es como mínimo de tres veces el espesor de la pestaña y la soldadura cumple todos los requisitos para juntas circunferenciales dados en el presente trabajo.

Figura 3.2 (b.2).

$C = 0.33m$, pero no menor de 0.20 , para cabezas circulares y no-circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, donde el espesor de la pestaña no es menor que el espesor de la envolvente, el radio de esquina sobre el lado interior no debe ser menor que lo siguiente:

$r_{\min} = 10 \text{ mm (0.375 plg)}$ para $t_s \leq 38 \text{ mm (1.5 plg)}$

$r_{\min} = 0.25t_s$ para $t_s > 38 \text{ mm (1.5 plg)}$, pero no menor de 19 mm (0.75 plg)

Las soldaduras deben cumplir todos los requisitos para juntas circunferenciales dados en el presente trabajo.

Figura 3.2 (c).

$C = 0.13$ para cabezas circulares soldadas a traslape o con autógena al recipiente, con un radio de esquina de $3t$ mínimo y l no menor que la requerida por la ecuación (3.21)

$C = 0.20$ para cabezas circulares y no-circulares con soldadura a traslape o autógena, de la misma construcción que la indicada anteriormente, pero sin requisito especial con respecto a l .

$C = 0.30$ para piezas de transición circulares roscadas, sobre el extremo del recipiente con un radio interior de la esquina de $3t$ mínimo, en las que el diseño de la junta roscada contra falla por corte, tensión o compresión, resultante de la carga debida a la presión, se basa en un factor de seguridad de 4 como mínimo; las partes roscadas son por lo menos tan robustas como las roscas para tuberías estándar de mismo diámetro. Se puede usar soldadura de sello si se desea.

Figura 3.2 (d).

$C = 0.13$ para cabezas planas circulares integrales cuando la dimensión d no excede de 610 mm (24 plg) o menor, la relación del espesor de la cabeza al diámetro d , es entre 0.05 mínimo y 0.25 como máximo; el espesor de la cabeza t_h es por lo menos igual al espesor de la envolvente t_s , el radio interior de la esquina es como mínimo de $0.25t$, y la

construcción se efectúa por medio de técnicas especiales de colocación y fijación en el extremo de la envolvente, como las empleadas en el cierre de extremos de cabezales.

Figura 3.2 (e, f, g).

$C = 0.33m$, pero no menor de 0.20 para placas circulares soldadas al interior del recipiente y que cumplen los requisitos para los diferentes tipos de recipientes soldados. Si se usa un valor de m menor de 1 en el cálculo de t , el espesor de la envolvente t_e , debe mantener como mínimo una longitud interior igual a por lo menos $2[dt_e]^{1/2}$ desde la cara interior de la cabeza. El espesor de garganta de las soldaduras de filete en (e) y (f) debe ser de $0.7t_e$ mínimo. El tamaño de la soldadura t_w en (g), debe ser como mínimo de dos veces el espesor necesario para una envolvente sin costura pero no menor de 1.25 veces el espesor nominal de la envolvente, aunque en ningún caso debe de ser mayor que el espesor de la cabeza; la soldadura se debe depositar en una ranura para tal efecto, cuya raíz se localice en la cara interior de la cabeza tal como se muestra en la figura 3.2

$C = 0.33$ para placas no circulares soldadas al interior del recipiente y que cumplan los requisitos para los diferentes tipos de recipientes soldados. El espesor de garganta de la soldadura de filete de (e) y (f) debe ser como mínimo de $0.7 t_e$. El tamaño de la soldadura t_w en (g) no debe ser menor de 2 veces el espesor requerido por una envolvente sin costura, ni menor de 1.25 veces el espesor nominal de la envolvente, no debiendo ser mayor que el espesor de la cabeza; la soldadura debe ser depositada en una ranura cuya raíz esté localizada en la cara interior de la cabeza tal como se muestra en la figura 3.2

Figura 3.2 (h).

$C = 0.33$ para placas circulares soldadas al extremo de la envolvente, cuando t_s es por lo menos $1.25t_r$ y los detalles de soldadura cumplen los requisitos mostrados en (a) a (g) de la figura 3.3.

Figura 3.2 (i).

$C = 0.33m$, pero no menor de 0.20 para placas circulares si se usa filete interior de soldadura con un espesor mínimo de garganta de $0.7t_s$, y los detalles de la soldadura exterior cumplen los requisitos de los esquemas (a) a (g) de la figura 3.3, en la que la soldadura interior puede considerarse que contribuye con una cantidad igual a t_s a la suma de las dimensiones a y b.

Figura 3.2 (j, k).

$C = 0.3$ Para cabezas y tapas circulares y no-circulares atornilladas al recipiente como se indica en las figuras. Deben usarse las fórmulas (3.14) o (3.20) debido al momento extra aplicado a la tapa por la tornillería.

Cuando la placa de la tapa se ranura para colocar un empaque perimetral, como se muestra en (k), el espesor neto de la tapa bajo la ranura o entre la ranura y la orilla exterior de la tapa, no debe ser menor de:

a) Para cabezas y tapas circulares

$$t = d \left[\frac{1.9 Whg}{Sd^3} \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

b) Para cabezas y tapas no-circulares

$$t = d \left[\frac{6Whg}{SLd^2} \right] \quad (3.24)$$

Figura 3.2 (m, n, o).

C = 0.3 para placas circulares insertadas en el extremo del recipiente y fijada por medio de un dispositivo mecánico de cierre hermético, y cuando todos los posibles medios de falla (ya sea corte, compresión, tensión y/o deformación radial, incluyendo abocinado o avellanado, resultante de la presión y la expansión térmica diferencial) son resistidas con un factor de seguridad mínimo de 4. Se puede emplear la soldadura de sello si se desea.

Figura 3.2 (p).

C = 0.25 para tapas circulares y no-circulares atornilladas a la envolvente, a bridas o a placas laterales, con empaques de cara completa.

Figura 3.2 (q).

C = 0.75 para placas circulares roscadas, en el extremo del recipiente cuyo diámetro interior d, no sea mayor de 305 mm (12 plg), o para cabezas que tienen una brida integral roscada sobre el extremo del recipiente cuyo diámetro interior d, sea mayor de 305 mm (12 plg) y cuando el diseño de la junta roscada, contra falla por corte, tensión, compresión o deformación radial, incluyendo abocinamiento o avellanado, resultante de la presión y la expansión térmica diferencial, se basa en un factor de seguridad mínimo de 4. Puede usarse soldadura de sello, si se desea.

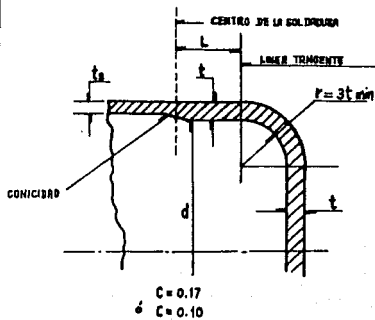
Figura 3.2 (r).

$C = 0.33$ para placas circulares con una dimensión d , no mayor de 457 mm (18 plg), insertadas en el recipiente como se muestra en la figura y por otra parte cumpliendo los requisitos de los respectivos tipos de recipientes soldados. En el extremo del recipiente se debe hacer una ceja doblada a un ángulo mayor de 30° pero menor de 45° . El doblado puede hacerse en frío únicamente cuando esta operación no cause daños al metal. La garganta de la soldadura debe ser cuando menos del mismo espesor de la tapa plana o de la envolvente, el que sea mayor.

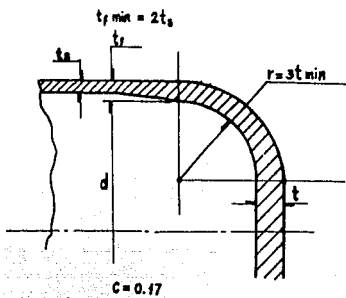
Figura 3.2 (s).

$C = 0.33$ para placas circulares biseladas con un diámetro máximo d , de 457 mm (18 plg), insertadas en el recipiente en cuyo extremo se hará un doblado a un ángulo mínimo de 30° pero no mayor de 45° y cuando el rebaje para el asiento, deje por lo menos 80% del espesor de pared del recipiente. El biselado debe ser como mínimo del 75% del espesor de la cabeza. El doblado se efectuará cuando la circunferencia se uniformemente calentada a la temperatura de forja para el material empleado. Para esta construcción la relación t_e/d no debe ser menor que P/S , ni menor de 0.05. La presión máxima permisible para este diseño no debe ser mayor de $P = S/5d$. Este diseño no se permite si es maquinado de placa rolada.

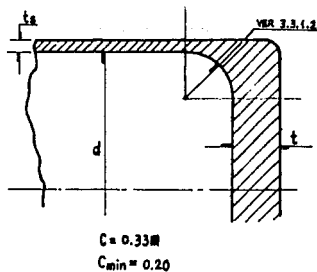
(a)



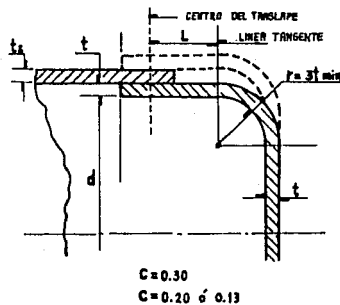
(b-1)

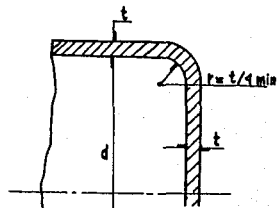
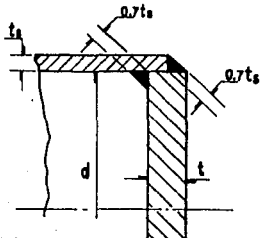
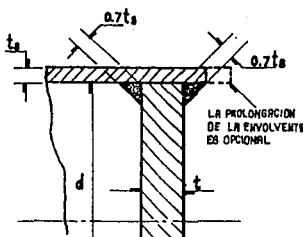
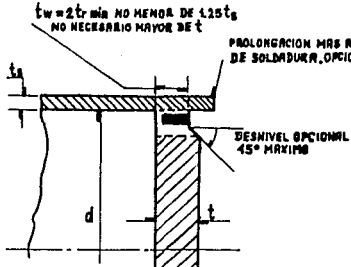


(b-2)



(c)

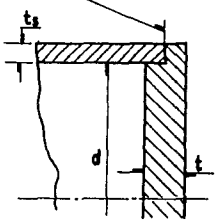


<p>UNAM</p> <p>ENEP Ara</p> <p>RRM</p>	<p>Tipos aceptables de cabezas planas sin reforzar (continuación)</p>	<p>TESIS PROFESIONAL</p> <p>DISÑO DE RECIPIENTES A PRESION</p> <p>NORMAS</p> <p>Figura 3.2</p>
<p>(d)</p>  <p>$r = t/4 \text{ min}$</p> <p>$C = 0.15$</p>	<p>(e)</p>  <p>PARA C VER 3.3.1.2</p>	
<p>(f)</p>  <p>LA PROLONGACION DE LA ENVOLVENTE ES OPCIONAL</p> <p>PARA C VER 3.3.1.2</p>	<p>(g)</p>  <p>$t_w = 2t \text{ min NO MENOR DE } 1.25t_s$ NO NECESARIO MAYOR DE t</p> <p>PROLONGACION MAS ALLA DE SOLDADURA OPCIONAL</p> <p>DESIVEL OPCIONAL 45° MAXIMO</p> <p>PARA C VER 3.3.1.2</p>	

UNAM ENEP Ara RRM	Tipos aceptables de cabezas planas sin reforzar (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
		Figura 3.2

(h)

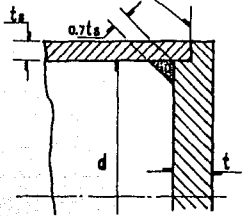
VER FIG 3.3, (a) a (g) INCLUSIVE, PARA
DETALLES DE JUNTAS SOLDADAS, t_s
NO MENOR DE 1.25 t



$C = 0.33$

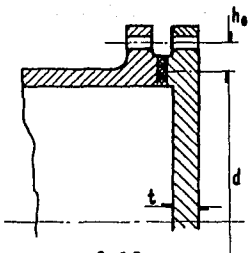
(i)

VER FIG 3.3 (a) a (g) INCLUSIVE, PARA
DETALLES DE JUNTAS SOLDADAS, t_s
NO MENOR DE 1.25 t



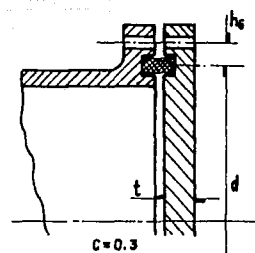
$C = 0.33m$
 $C_{min} = 0.20$

(j)

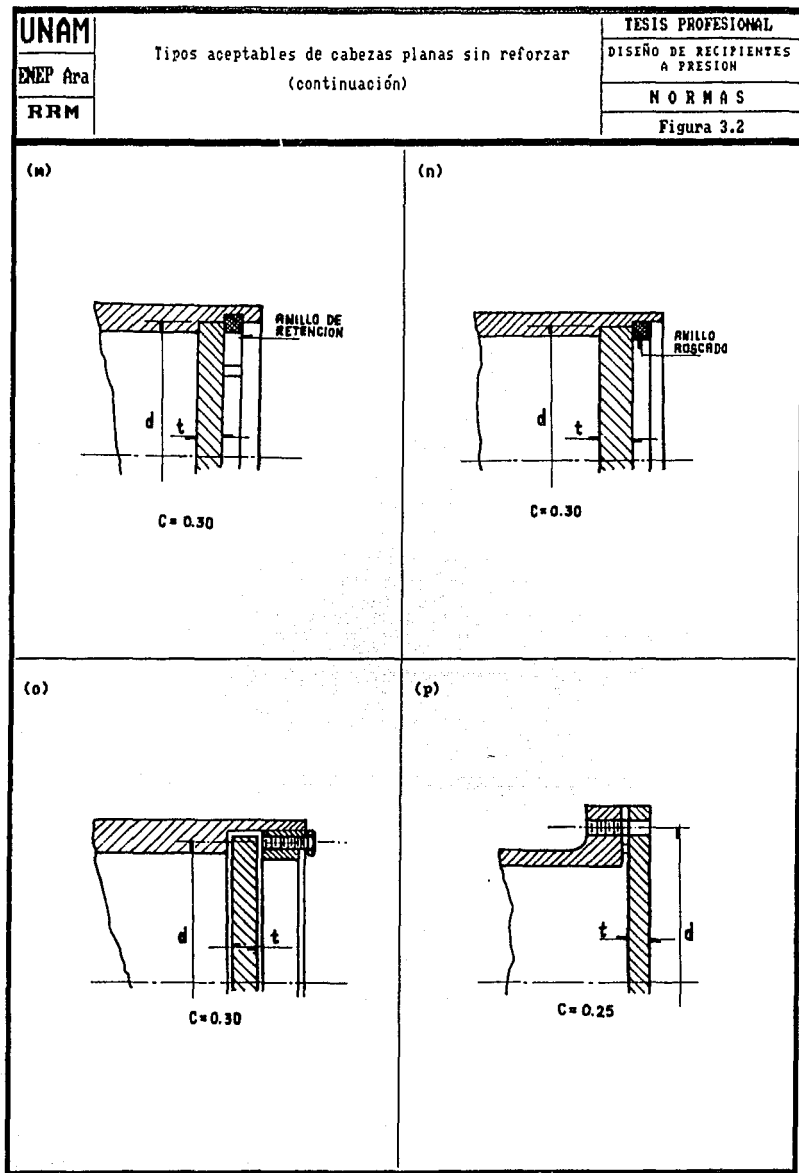


$C = 0.3$
[USE LA EC. (3.14) O' (3.22)]

(k)



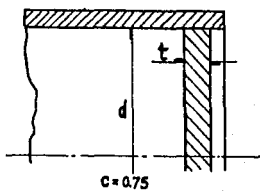
$C = 0.3$
[USE LA EC. (3.14) O' (3.22)]



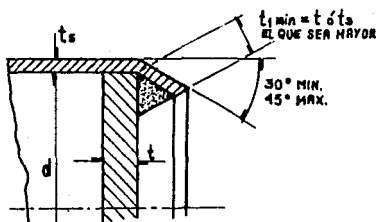
ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

UNAM	Tipos aceptables de cabezas planas sin reforzar (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		N O R M A S
		Figura 3.2

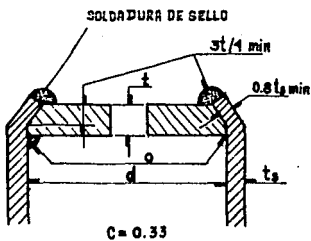
(q)



(r)

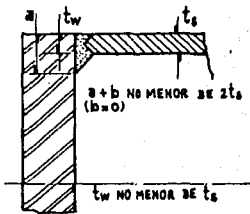


(s)

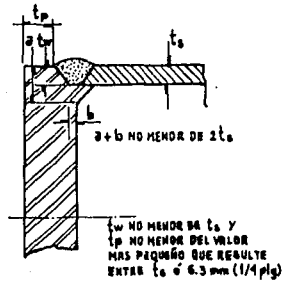


Cabezas planas sin reforzar típicas, espejos soportados y sin soportar
sin una brida atornillada y placas laterales de recipientes rectangulares
para cabezas planas sin reforzar.

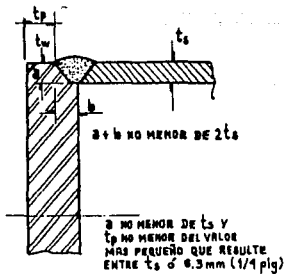
(a)



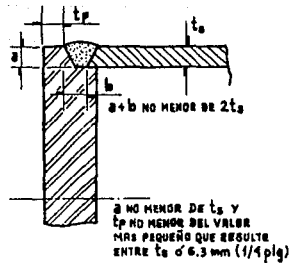
(b)



(c)



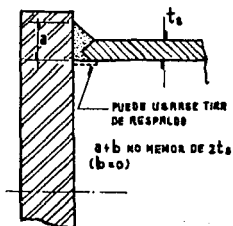
(d)



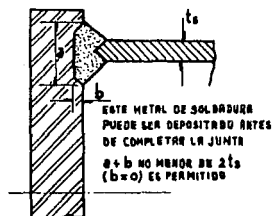
UNAM ENEP Ara RRM	Fijación de partes a presión a placas planas para formar juntas en esquina (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
		N O R M A S
		Figura 3.3

Cabezas planas sin reforzar típicas, espejos soportados y sin soportar
sin una brida atornillada y placas laterales de recipientes rectangulares
para cabezas planas sin reforzar.

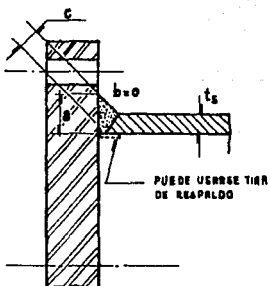
(e)



(f)



(g)

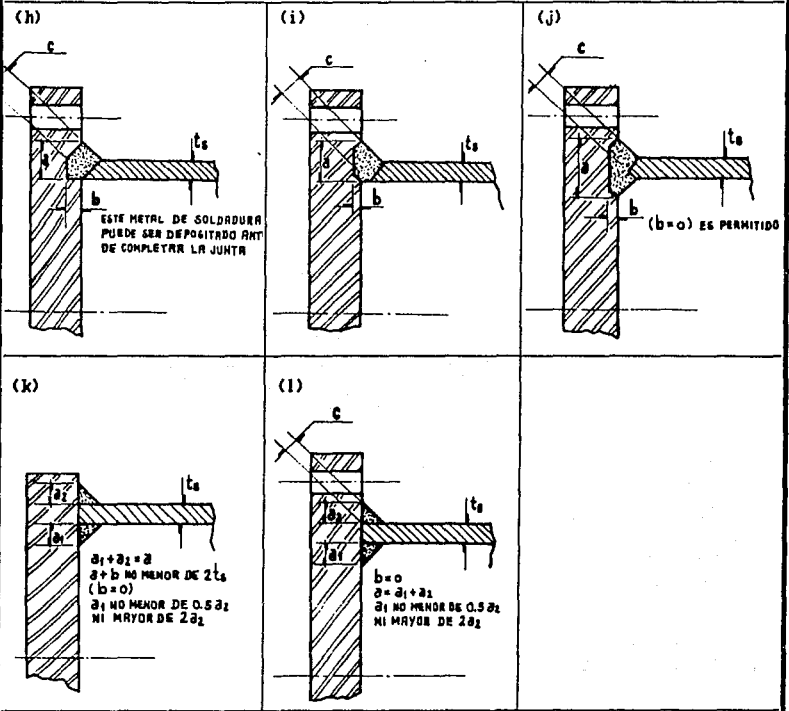


UNAM
 ENEP Ara
 RRM

Fijación de partes a presión a placas planas
 para formar juntas en esquina
 (continuación)

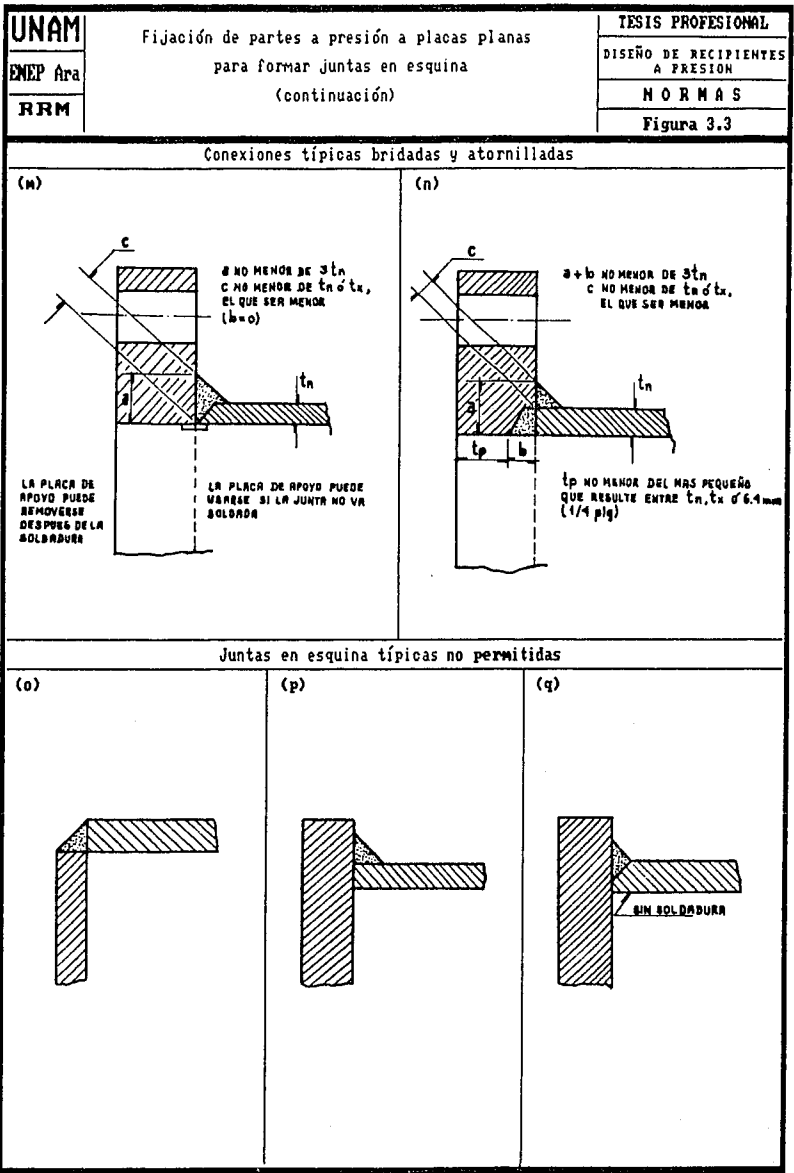
TESIS PROFESIONAL
 DISEÑO DE RECIPIENTES
 A PRESION
 N O R M A S
 Figura 3.3

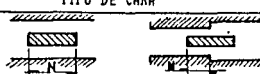
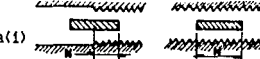




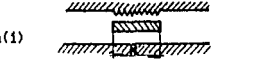


Cabezales soportados y sin soportar típicos con brida atornillada



NOTAS GENERALES:

1. PARA CABEZALES SOPORTADOS: $a+b$ no menor de $2t_s$, c no menor del valor mas pequeño que resulte entre $0.7t_s$ o $1.4tr$.
2. PARA ESPEJOS SIN SOPORTAR: $a+b$ no menor de $3t_s$, c no menor del valor mas pequeño que resulte entre t_s o $2tr$.

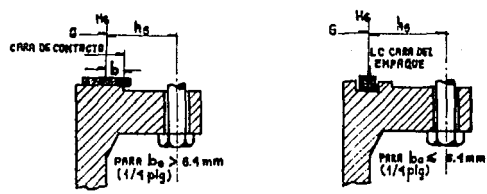


TIPO DE CARA	(b _e) columna I	(b _e) columna II
(1a) 	(H/2)	(H/2)
(1b)  Ver nota(1)		
(1c)  w < H	(w+T)/2	(w+T)/2
(1d)  Ver nota(1) w < H	(w+H)/4 máx	(w+H)/4 máx
(2)  0,39mm (1/64plg) w < H/2	(w+H)/4	(w+3H)/8
(3)  0,39mm (1/64plg) w < H/2	(H/4)	(3H/8)
(4)  Ver nota(1)	(3H/8)	(7H/16)
(5)  Ver nota(1)	(H/4)	(3H/8)
(6) 	(w/8)	...

ANCHO EFECTIVO PARA ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE











$b = b_e'$ cuando $b_e < 6.3mm (1/4plg)$, $b = 0.5[b_e']^{1/2}$ cuando $b_e < 6.3mm (1/4plg)$


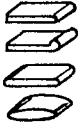

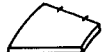

LOCALIZACION DE LA CARGA DE REACCION EN EL EMPAQUE



NOTAS:
 (1) CUANDO EL CORTE NO EXCEDA DE 0.38mm (0.016plg) DE PROFUNDIDAD Y SEA ESPACIADO A UN ANCHO DE 0.79mm (0.31plg) DEBEN SER USADAS LAS FIGURAS (1b) y (1d).
 (2) LOS FACTORES DE EMPAQUE LISTADOS SOLAMENTE APLICAN PARA JUNTAS BRIDADAS EN LAS CUALES EL EMPAQUE ES CONTENIDO TOTALMENTE DENTRO DEL INTERIOR DEL CIRCULO DE TORNILLOS

UNAM	Factores de empaque y esfuerzo mínimo de diseño para asentamiento	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		N O R M A S
		Tabla 3-6
ENEP Ara		
RRM		

MATERIALES PARA EMPAQUES Y CARAS DE CONTACTO (NOTA 1)				
MATERIAL DEL EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE (m)	ESFUERZO MÍNIMO DE DISEÑO PARA ASENTAMIENTO (y) MPa	FIGURA	NUM. DE FIGURA Y COLUMNA EN LA TABLA 3-5
TIPOS AUTOENERGIZADO (ANILLOS, METALICO, ELASTOMERO, OTROS TIPOS EMPAQUES CONSIDERADOS COMO AUTOSSELLANTES)	0	0		
ELASTOMEROS FABRICADOS SIN O CON ALTO PORCENTAJE DE FIBRA DE ASBESTO				(1a), (1b), (1c), (1d), (4) y (5) en la columna II
ABAJO DE 75A DUREZA SHORE CON 75A O MAS DE DUREZA SHORE	0.50 1.00	0 1.4		
ASBESTOS CON UN AGLUTINANTE APROPIADO PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION				(1a), (1b), (1c), (1d), (4) y (5) en la columna II
3.175mm(1/8plg) DE ESPESOR 1.6mm(1/16plg) DE ESPESOR 0.79mm(1/32plg) DE ESPESOR	2.00 2.75 3.50	11.1 25.6 44.9		
ELASTOMEROS FABRICADOS CON ALGODON INSERTADO	1.25	2.8		(1a), (1b), (1c), (1d), (4) y (5) en la columna II
ELASTOMEROS FABRICADOS CON ASBESTO INSERTADO (CON O SIN ALAMBRE REFORZADO)				
3 CAPAS	2.25	15.2		
2 CAPAS	2.50	20.0		(1a), (1b), (1c), (1d), (4) y (5) en la columna II
1 CAPA	2.75	25.6		
FIBRA VEGETAL	1.75	7.6		(1a), (1b), (1c), (1d), (4) y (5) en la columna II
METAL ENROLLADO EN ESPIRAL RELLENO DE ASBESTO				(1a) y (1b) en la columna II
CARBON INOXIDABLE O MONEL	2.50 3.00	69.1 69.1		
METAL CORRUGADO, ASBESTO INSERTADO A CHAQUETA DE METAL CORRUGADO RELLENO DE ASBESTO				(1a) y (1b) en la columna II
ALUMINIO SUAVE CORRE SUAVE O LATON HIERRO O ACERO SUAVE MONEL O CROMO 4%-6% ACEROS INOXIDABLES	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	20.0 25.6 31.1 38.0 44.9		

UNAM ENEP Ara RRM	Factores de empaque y esfuerzo mínimo de diseño para asentamiento (continuación)		TESIS PROFESIONAL	
			DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
			N O R M A S	
			Tabla 3-6	
MATERIALES PARA EMPAQUES Y CARAS DE CONTACTO (NOTA 1)				
MATERIAL DEL EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE (m)	ESFUERZO DE DISEÑO PARA ASNTAMIENTO (y) MPa	FIGURA	NUM. DE FIGURA Y COLUMNA EN LA TABLA 3-5
METAL CORRUGADO				
ALUMINIO SUAVE	2.75	25.6		(1a), (1b), (1c), (1d) en la columna II
COBRE SUAVE O LATON	3.00	31.1		
HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	38.0		
MONEL O CROMO 4%-6%	3.50	44.9		
ACEROS INOXIDABLES	3.75	52.5		
METAL PLANO RELLENO CON ASBES TO ENCHAQUETADO				
ALUMINIO SUAVE	3.25	38.0		(1a), (1b), (1c) ² , (1d) ² , (2) ² en la columna II
COBRE SUAVE O LATON	3.50	44.9		
HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	52.5		
MONEL	3.50	55.3		
CROMO 4%-6% ACEROS INOXIDABLES	3.75	62.2		
METAL ACANALADO				
ALUMINIO SUAVE	3.25	38.0		(1a), (1b), (1c), (1d), (2) y (3) en la columna II
COBRE SUAVE O LATON	3.50	44.9		
HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	52.5		
MONEL O CROMO 4%-6%	3.75	62.2		
aceros inoxidables	4.25	69.8		
METAL PLANO SOLIDO				
ALUMINIO SUAVE	4.00	60.8		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3), (4), (5) en la columna I
COBRE SUAVE O LATON	4.75	89.8		
HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	124.4		
MONEL O CROMO 4%-6%	6.00	150.6		
aceros inoxidables	6.50	179.6		
JUNTAS DE ANILLO				
HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	124.4		(6) en la columna I
MONEL O CROMO 4%-6%	6.00	150.6		
ACEROS INOXIDABLES	6.50	179.6		
NOTAS:				
1. EN ESTA TABLA SE DA UNA LISTA DE LOS MATERIALES DE EMPAQUE USADOS COMUNMENTE Y LAS CARAS DE CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUGERIDOS PARA (m) Y (y) QUE SE HAN PROBADO SATISFACTORIAMENTE EN SERVICIO REAL CUANDO SE USA EL ANCHO EFECTIVO DE ASENTAMIENTO (b) DADO EN LA TABLA 3-5.				
2. LA SUPERFICIE DE UN EMPAQUE CON TRASLAPE NO DEBE ESTAR EN CONTRA DEL REBORDE.				

3.3.2 CABEZAS CON ABOMBADO ESFERICO (CABEZAS ATORNILLADAS)

Las cabezas esféricas circulares abombadas, con bridas atornilladas, sujetas a presión tanto en el lado cóncavo como en el convexo y formados similarmente a los diversos tipos ilustrados en la figura 3.4, se deben diseñar de acuerdo a las ecuaciones dadas en esta definición.

Es importante hacer notar que el valor real del momento total M_o puede calcularse (aproximadamente) para ambas cabezas, cóncavas o convexas, sometidas a presión. Sin embargo, en todas las fórmulas que siguen se usan los valores absolutos de P y M_o .

Las siguientes definiciones se aplican al diseño de cabezas con abombado esférico.

NOMENCLATURA.

A = Diámetro exterior de la brida, en mm (plg)

B = Diámetro interior de la brida, en mm (plg)

C = Diámetro de la circunferencia de centros de barrenos, en mm (plg)

g_1 = Espesor del mamelón o cubo, en el respaldo de la brida, en mm (plg). Ver figura 3.5 .

G = Diámetro en el punto de localización de la reacción de la carga del empaque, en mm (plg)

h_p = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros a la circunferencia donde actúa H_p , como se indica en la tabla 3-7, en mm (plg).

h_G = Distancia radial desde la reacción de la carga del empaque, a la circunferencia de agujeros, en mm (plg). Su valor está dado por la siguiente ecuación:

$$h_G = (C - G)/2$$

h_T = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros a la circunferencia donde actúa H_T , como se indica en la tabla 3-7, en mm (plg)

L = Radio interior de corona o esférico, en mm (plg)

P = Presión de diseño, o presión máxima permisible de trabajo para recipientes existentes, en MPa (lb/plg²)

R = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros al punto de intersección entre el mamelón y el respaldo de la brida, en mm (plg), (para bridas integrales y de mamelón). Su valor está dado por la siguiente ecuación:

$$R = (C - B)/2 - g_1$$

S = Esfuerzo máximo permisible del material del material, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor mínimo requerido de la placa de la cabeza, después del formado, en mm (plg)

T = Espesor de la brida, en mm (plg)

W = Carga de diseño de los tornillos en la brida, para las condiciones de operación o asentamiento del empaque, cuando aplique, en N (lb)

W_{m1} = Carga mínima requerida de los tornillos para las condiciones de operación, en N (lb). Para bridas compañeras

utilizadas para contener cabezales para tubos, cabezas flotantes, tubos tipo U, cambiadores de calor, u otros diseños similares, W_{m1} debe ser el mayor de los valores calculados individualmente para cada brida y ese valor debe utilizarse para ambas bridas.

A continuación se indican las ecuaciones para calcular M_o , tanto para condiciones de operación como para las condiciones de sello del empaque, y se utilizará el valor que resulte mayor de los dos, para sustituirlo en las fórmulas (3.25) a (3.35).

Para condiciones de operación.

El momento total de la brida M_o , es la suma de los tres momentos individuales M_D , M_G y M_T basados en la carga de tornillos para el diseño de bridas de la fórmula (3.15) con los brazos de palanca dados en la tabla 3-7. Se calculará por medio de la siguiente ecuación:

$$M_o = 0.785 PV + \frac{W_{m1}(C - G)}{2} \quad (3.25)$$

donde

$$V = B^2 h_D - \frac{G^2(C - G)}{2} + (G^2 - B^2) h_T \quad (3.25')$$

Para las condiciones de sello del empaque.

El momento de la brida M_o , está basado en la carga W de los tornillos para el diseño de la brida definida por la ecuación (3.17) y se calcula por la siguiente ecuación:

$$M_o = \frac{W(C - G)}{2} \quad (3.26)$$

Cabezas del tipo mostrado en la figura 3.4 (a).

Este tipo de cabezas no requieren el factor de eficiencia de junta. El espesor de la cabeza se calcula con la siguiente ecuación

$$t = \frac{5PL}{6S} \quad (3.27)$$

y el espesor de la brida

a) Con empaque de anillo

$$T = [M_oX/SB]^{1/2} \quad (3.28)$$

b) Con empaque de cara completa

$$T = 0.6 [PB(C - B)X/S]^{1/2} \quad (3.29)$$

en los dos casos anteriores

$$X = [(A + B)/(A - B)] \quad (3.29')$$

Nota: Las componentes radiales de la carga de membrana en el segmento esférico, se supone que son resistidas por su brida. (Dentro de los límites de la norma ANSI B-16.5, las caras de bridas y barrenos deben cumplir con dicha norma y el espesor especificado en la misma se considera como el mínimo requerido).

Cabezas del tipo mostrado en la figura 3.4 (b).

Este tipo de cabezas no requieren factor de eficiencia de la junta. Para calcular el espesor de la cabeza se utilizará la ecuación (3.27), y para el espesor de la brida

a) Para empaque de anillo para cabezas con barrenos redondos para tornillos

$$T = Q + \left[\frac{1.875M_o(C + B)}{SB(7C - 5B)} \right]^{1/2} \quad (3.30)$$

en donde

$$Q = \frac{PL}{4S} \left[\frac{C + B}{3C - B} \right] \quad (3.31)$$

b) Para empaque de anillo para cabezas con ranuras T (slot) para tornillos en la orilla de la cabeza.

$$T = Q + \left[\frac{1.875M_o(C + B)}{SB(3C - B)} \right]^{1/2} \quad (3.32)$$

en donde

$$Q = \frac{PL}{4S} \left[\frac{C + B}{3C - B} \right] \quad (3.33)$$

c) Para empaques de cara completa para cabezas con barrenos redondos para tornillos

$$T = Q + \left[Q^2 + \frac{3BQ(C - B)}{L} \right]^{1/2} \quad (3.34)$$

Para calcular Q use la ecuación (3.31)

d) Para empaques de cara completa para cabezas con ranuras en T (slot) para tornillos en la orilla de la cabeza

Se calcula T de acuerdo a las ecuaciones (3.33) y (3.34).

El espesor requerido de la brida dado por las fórmulas de (a) a (d) anteriores, en todos los casos no debe ser menor que el dado por la ecuación (3.27).

Cabezas del tipo mostrado en la figura 3.4 (c).

Tampoco en este tipo de cabezas se requiere de eficiencia de la junta. Para calcular el espesor de la cabeza se utilizará la ecuación (3.27).

El espesor de la brida se calcula por

$$T = F + [F^2 + J]^{1/2} \quad (3.35)$$

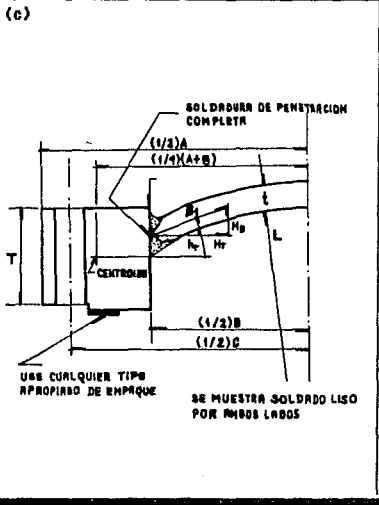
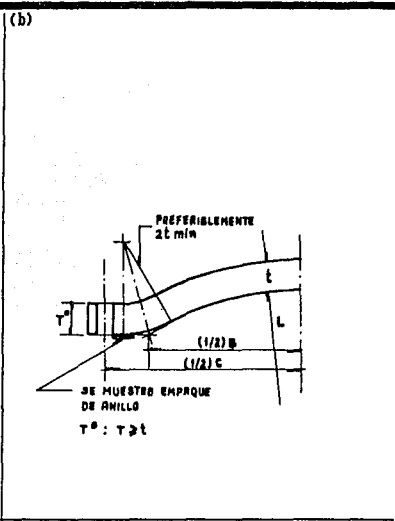
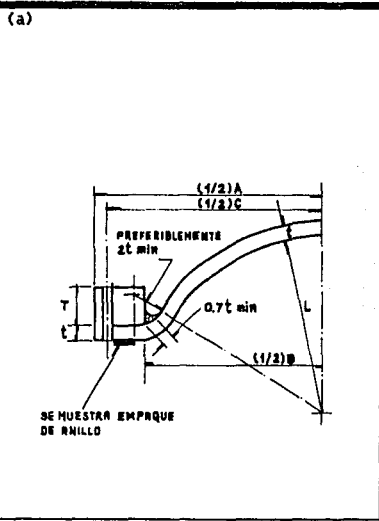
donde

$$F = \frac{PB}{8S} \left[\frac{4L^2 - B^2}{(A - B)^2} \right]^{1/2} \quad (3.36)$$

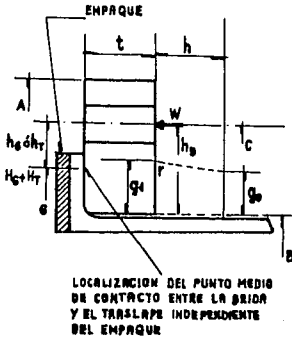
$$J = \frac{Mo}{SB} \left[\frac{A + B}{A - B} \right] \quad (3.37)$$

Estas fórmulas son aproximadas y no toman en cuenta la continuidad entre el anillo de la brida y la cabeza abombada. Cuando se requiera, se debe usar un método de análisis más exacto que tome en cuenta esta continuidad.

UNAM ENEP Ara RRM	Tapas con abombado esférico	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
		Figura 3.4

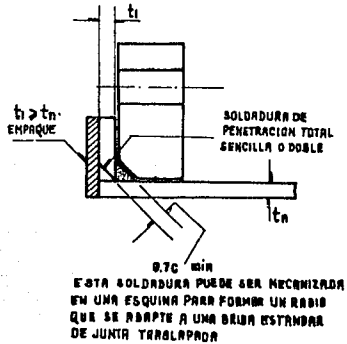


(1)

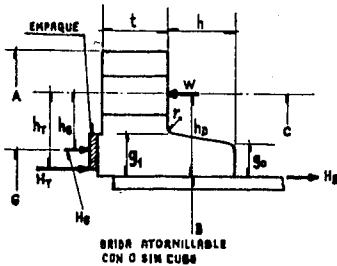


(1a)

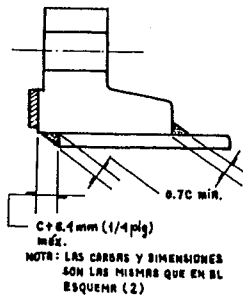
NOTA: LA SOLDADURA DE PENETRACION TOTAL PUEDE HACERSE A TRAVÉS DEL TRASLAPE (t_2) O A TRAVÉS DE LA PARED (t_n)



(2)



(3)



UNAM

ENEP Ara

RRM

Tipos de bridas
(continuación)

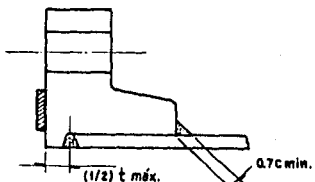
TESIS PROFESIONAL

DISEÑO DE RECIPIENTES
A PRESION

NORMAS

Figura 3.5

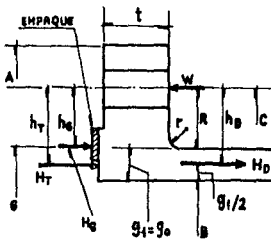
(4)



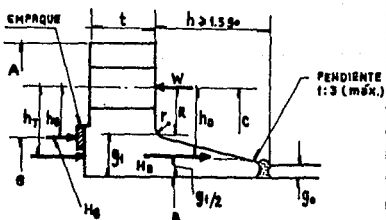
PARA CUBOS AHUECADOS DE 6° O MENORES
USE $g_0 = g_1$

NOTA: LAS CARGAS Y DIMENSIONES
SON LAS MISMAS QUE EN EL
ESQUEMA (2)

(5)

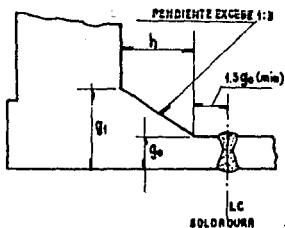


(6)

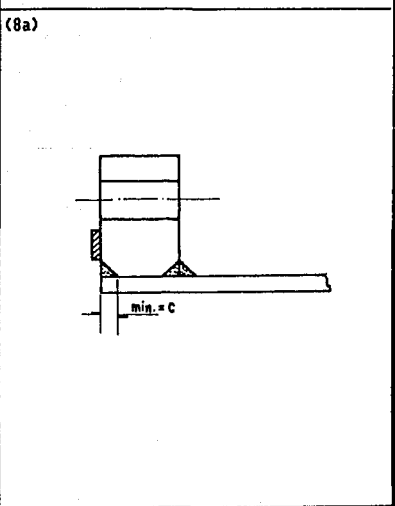
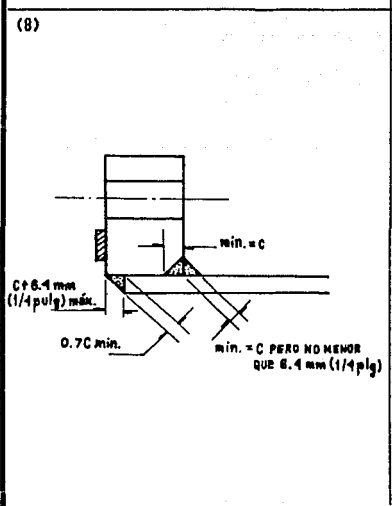
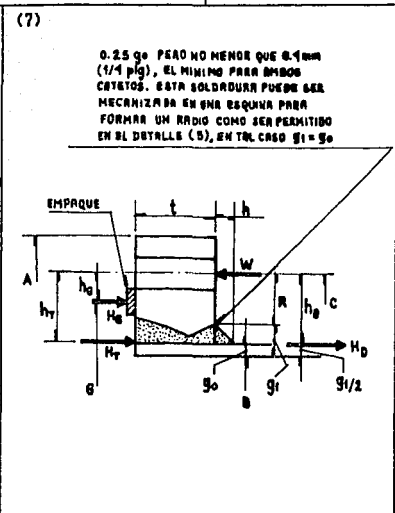
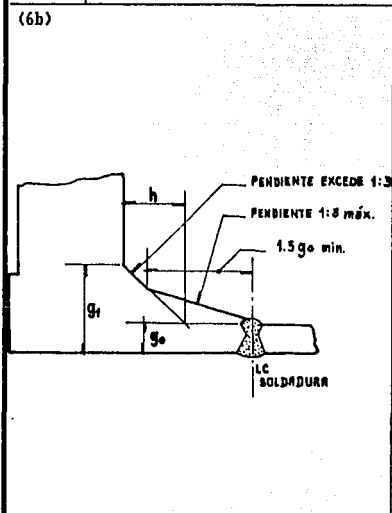


CUANDO LA PENDIENTE DEL CUBO DE
LA BRIDA EXCEDE 1:3 USE LOS DETALLES
(6a) ó (6b)

(6a)

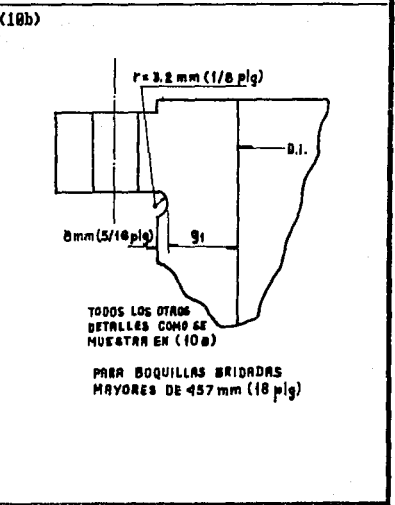
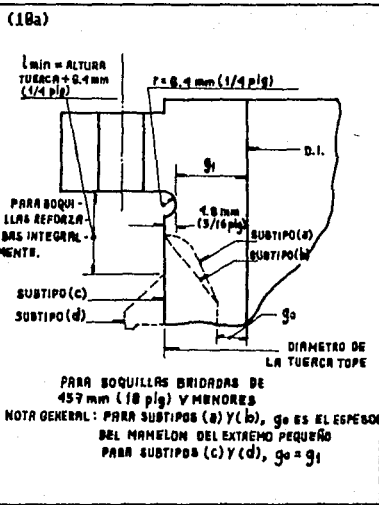
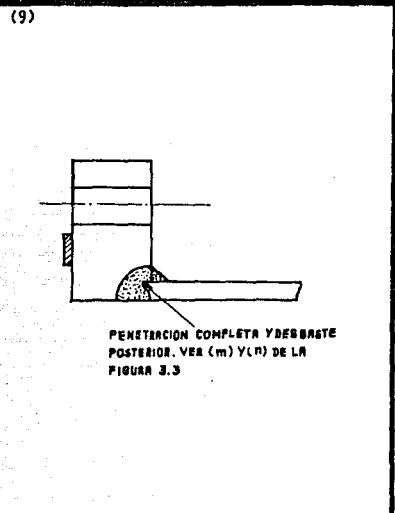
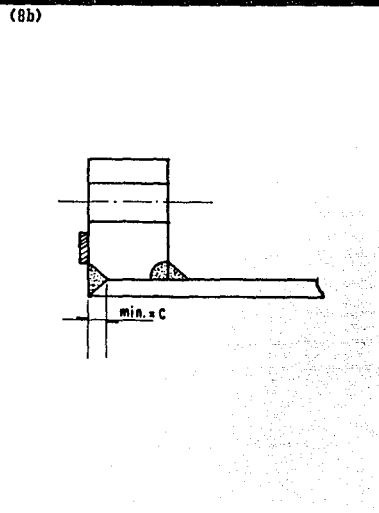


UNAM ENEP Atra RRM	Tipos de bridas (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
		Figura 3.5



UNAM ENEP Ara RRM	Tipos de bridas (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
		NORMAS

Figura 3.5



UNAM ENEP Ara RRM	Brazos de momento para carga en bridas bajo condiciones de operación		TESIS PROFESIONAL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION N O R M A S Tabla 3-7
TIPO DE BRIDA	h_D	h_T	h_G
Bridas tipo integral, ver esquemas (5), (6), (6a), (6b) y (7); y para bridas tipo opcional calculadas como tipo integral ver esquemas (8), (8a), (8b) y (9), todos de la figura 3.5 .	$R+0.5g_1$	$0.5(R+G_1+h_G)$	$0.5(C-G)$
Bridas sueltas (loose-type) excepto las de traslape, ver esquemas (2), (3) y (4); y para bridas del tipo opcional calculadas como tipo - suelta, ver esquemas (8), (8a), (8b) y (9), todos de la figura 3.5 .	$0.5(C-B)$	$0.5(h_D+h_G)$	$0.5(C-G)$
Bridas del tipo traslape - (lap-joint), ver esquemas (1) y (1a) de la figura 3.5 .	$0.5(C-B)$	$0.5(C-G)$	$0.5(C-G)$

Las siguientes definiciones se utilizan para el diseño de cabezas toriesféricas, cabezas 80:10, semielípticas y semiesféricas.

NOMENCLATURA.

D = Diámetro interior de la ceja, de la cabeza o longitud interior del eje mayor de la cabeza semielíptica, en mm (plg). Las mediciones deben hacerse sin considerar la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

D_o = Diámetro exterior de la ceja de la cabeza, o longitud exterior del eje mayor de la cabeza semielíptica, en mm (plg).

$D/2h$ = Relación entre el eje mayor y el eje menor de la cabeza semielíptica, el cual equivale al diámetro interior de la ceja recta, dividido entre dos veces la profundidad interior y se usa en la tabla 3-10.

E_j = La menor eficiencia correspondiente a cualquier junta en la cabeza, en las cabezas semiesféricas incluyendo la junta de la cabeza con la envolvente.

K = Factor que depende de la relación $D/2h$ en cabezas semielípticas.

L = Radio interior de la parte esférica o de la corona, en mm (plg)

L_o = Radio exterior de la parte esférica o de la corona, en mm (plg)

L/r = Relación adimensional entre el radio interior de la corona y el radio interior de transición en cabezas toriesféricas, usado en la tabla 3-9, en mm (plg)

M = Factor adimensional en las fórmulas para cabezas toriesféricas, que depende de la relación L/r. Ver la tabla 3-8.

P = Presión de diseño, o presión máxima permisible de operación para recipientes existentes, en MPa (lb/plg²)

r = Radio interior de transición en cabezas toriesféricas, en mm (plg)

R = Radio interior de la cabeza semiesférica, antes de aumentar la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

R_o = Radio exterior de la cabeza semiesférica, antes de aumentar la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

S = Esfuerzo máximo permisible de trabajo, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor mínimo requerido de la cabeza después del formado, sin incluir tolerancia por corrosión, en mm (plg)

3.3.3 CABEZAS TORIESFERICAS

Son las que mayor aceptación tienen en la industria, debido a su bajo costo y a que son capaces de resistir altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

$$t = \frac{PI_M}{2SE_j - 0.2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{IM + 0.2t} \quad (3.38)$$

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

$$t = \frac{P L o M}{2SE_j + P(M - 0.2)} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{L o M - t(M - 0.2)} \quad (3.39)$$

en donde

$$M = \frac{1}{4} [3 + (L/r)^{1/2}] \quad (3.40)$$

Los valores de M se dan en la tabla 3-8. En la figura 3.6 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para una cabeza toriesférica.

UNAM	Tabla 3-8. Valores tabulados del factor M					TESIS PROFESIONAL		
	ENEP Ara	Tabla 3-9. Valores tabulados del factor K					DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
							N O R M A S	
RRM						Tabla 3-8,3-9		

VALORES DEL FACTOR M (NOTA 1)							
(L/r)	M	(L/r)	M	(L/r)	M	(L/r)	M
1.00	1.00	3.25	1.20	7.50	1.44	12.00	1.62
1.25	1.03	3.50	1.22	8.00	1.46	12.50	1.63
1.50	1.06	4.00	1.25	8.50	1.48	13.00	1.65
1.75	1.08	4.50	1.28	9.00	1.50	13.50	1.67
2.00	1.10	5.00	1.31	9.50	1.52	14.00	1.69
2.25	1.13	5.50	1.34	10.00	1.54	14.50	1.70
2.50	1.15	6.00	1.36	10.50	1.56	15.00	1.72
2.75	1.17	6.50	1.39	11.00	1.58	16.00	1.75
3.00	1.18	7.00	1.41	11.50	1.60	16.67 ⁽³⁾	1.77

VALORES DEL FACTOR K (NOTA 2)							
(D/2h)	K	(D/2h)	K	(D/2h)	K	(D/2h)	K
3.0	1.83	2.4	1.29	1.8	0.87	1.2	0.57
2.9	1.73	2.3	1.21	1.7	0.81	1.1	0.53
2.8	1.64	2.2	1.14	1.6	0.76	1.0	0.50
2.7	1.55	2.1	1.07	1.5	0.71		
2.6	1.47	2.0	1.00	1.4	0.66		
2.5	1.37	1.9	0.93	1.3	0.61		

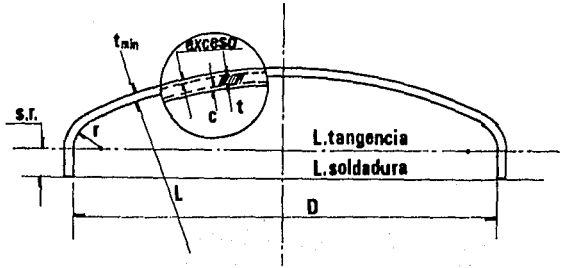
NOTAS:

- (1) Usese el valor de (L/r) mas cercano; no es necesario interpolar.
- (2) Usese el valor de (D/2h) mas cercano; no es necesario interpolar.
- (3) Relación máxima permitida, cuando L es igual al diámetro exterior de la ceja de la cabeza.

UNAM
 ENEP Ara
 RRM

Memoria de cálculo para espesor de una cabeza torisférica bajo presión interna
 UG-32, UA-4

TESIS PROFESIONAL
 DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
 NORMAS
 Figura 3.6



MATERIAL DE LA CABEZA	=	
PRESION DE DISEÑO	(P) =	MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO	=	K
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE	(S) =	MPa
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA	(D) =	mm
RADIO INTERIOR DE LA CORONA	(L) =	mm
RADIO INTERIOR DE TRANSICION	(r) =	mm
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA	(E _J) =	
FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS	(M) =	
CORROSION PERMISIBLE	(C) =	mm
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION	(t) =	mm
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	=	mm

observaciones/operaciones

$$t = \frac{PLM}{2SE_j - 0.2P} = \text{mm}$$

t+C = mm t_{MIN} = mm

EXCESO = t_{MIN} - (t+C) = mm

CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = P_{HC}
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S_{ATH}) = MPa

$$P_{HC} = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5 \left[\text{---} \right] = \text{MPa}$$

P_{HC} = MPa

3.3.4 CABEZAS 80:10

Debido a que en México no se cuenta con prensas lo suficientemente grandes para troquelar cabezas semielípticas relación 2:1 de dimensiones relativamente grandes, se ha optado por fabricar este tipo de cabezas, cuyas características principales son que el radio de abombado es el 80% del diámetro, y el radio de esquina o radio interior de transición es el 10% del diámetro. Este tipo de cabezas se usan como equivalentes a la semielíptica relación 2:1.

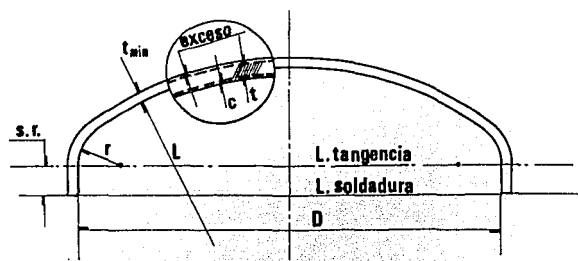
FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

$$t = \frac{0.73PL}{SE_j - 0.1P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SE_j t}{0.73L + 0.1t} \quad (3.41)$$

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

$$t = \frac{0.73PL_o}{SE_j + 0.63P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SE_j t}{0.73L_o + 0.1t} \quad (3.42)$$

En la figura 3.7 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para una cabeza 80:10.



MATERIAL DE LA CABEZA	=	observaciones/operaciones
PRESION DE DISEÑO (P)	=	MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO	=	K
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S)	=	MPa
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D)	=	mm
RADIO INTERIOR DE LA CORONA (L)	=	mm
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r)	=	mm
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J)	=	
FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS (N)	= 1.46	
CORROSION PERMISIBLE (C)	=	mm
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t)	=	
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	=	
$t = \frac{1.46PL}{2SE_J - 0.2P} = \text{mm}$		
t+C=	mm	t _{MIN} = mm
EXCESO=t _{MIN} -(t+C)= mm		
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA </div>		
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=PHC		
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S _{ATH})= MPa		
$PHC = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5 \left[\quad \right] = \text{MPa}$		
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> PHC= MPa </div>		

3.3.5 CABEZAS SEMIELIPTICAS

Las cabezas semielípticas son empleadas cuando el espesor calculado de una cabeza toriesférica es relativamente alto, ya que las cabezas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas cabezas es el troquelado, y las más comunes son las que basan sus dimensiones en una elipse que tiene relación de su eje mayor al menor de 2:1. Su costo es alto y en México se fabrican hasta un diámetro máximo de 3 metros

Las siguientes ecuaciones se utilizan para diseñar este tipo de cabezas.

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

$$t = \frac{PDK}{2SE_j - 0.2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{KD + 0.2t} \quad (3.43)$$

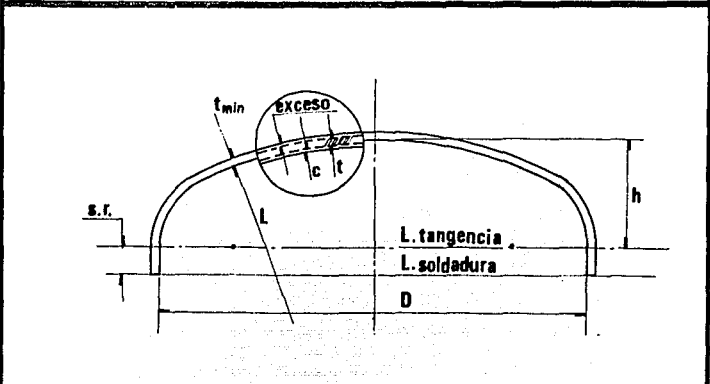
FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

$$t = \frac{PD_oK}{2SE_j + 2P(K - 0.1)} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{KD_o - 2t(K - 0.1)} \quad (3.44)$$

en donde

$$K = \frac{1}{6} [2 + (D/2h)^2] \quad (3.45)$$

Los valores tabulados de K se dan en la tabla 3-9. En la figura 3.8 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para una cabeza semielíptica.



MATERIAL DE LA CABEZA =		observaciones/operaciones
PRESIÓN DE DISEÑO (P) =	MPa	
TEMPERATURA DE DISEÑO =	K	
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S) =	MPa	
DIÁMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D) =	mm	
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J) =		
FACTOR DEL COCIENTE DE EJES (K) =		
CORROSIÓN PERMISIBLE (C) =	mm	
ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSIÓN (t) =	mm	
ESPESOR MÍN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN}) =	mm	
$t = \frac{PDK}{2SE_j - 0.2P} = \text{mm}$		
t+C = mm	t _{MIN} = mm	
EXCESO = t _{MIN} - (t+C) = mm		
<p>CÁLCULO DE LA MÁXIMA PRESIÓN HIDROSTÁTICA CORREGIDA POR TEMPERATURA</p> <p>PRESIÓN HIDROSTÁTICA CORREGIDA = P_{HC}</p> <p>ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFÉRICA (S_{ATM}) = MPa</p> <p>P_{HC} = 1.5P $\left[\frac{S_{ATM}}{S} \right] = 1.5 \left[\frac{\quad}{\quad} \right] = \text{MPa}$</p> <p>P_{HC} = MPa</p>		

3.3.6 CABEZAS SEMIESFERICAS

Son utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas. Como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

Las siguientes ecuaciones se utilizan para el diseño de cabezas semiesféricas.

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

1. Caso en el que $t \leq (0.356 R)$ ó $P \leq (0.665 SE_j)$

Si se cumplen las dos condiciones anteriores se aplican las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR}{2SE_j - 0.2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{R + 0.2t} \quad (3.46)$$

2. Caso en el que $t > (0.356 R)$ ó $P > (0.665 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.46) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

Cuando se conoce P y se quiere encontrar t

$$t = R [Y^{1/3} - 1] \quad (3.47)$$

donde

$$Y = \frac{SE_j + P}{SE_j - 0.5P} \quad (3.48)$$

o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P :

$$P = 2SE_j [(Y - 1)/(Y - 2)] \quad (3.49)$$

donde

$$Y = [(R + t)/R]^3 \quad (3.50)$$

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

1. Caso en el que $t \leq (0.356 R)$ ó $P \leq (0.665 SE_j)$

$$t = \frac{PR_o}{2SE_j + 0.8P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t}{R_o - 0.8t} \quad (3.51)$$

2. Caso en el que $t > (0.356 R)$ ó $P > (0.665 SE_j)$

Si al efectuar el cálculo con las fórmulas (3.51) se cumpliera cualquiera de las condiciones enunciadas arriba, se aplicarán las siguientes fórmulas:

Cuando se conoce P y se quiere encontrar t

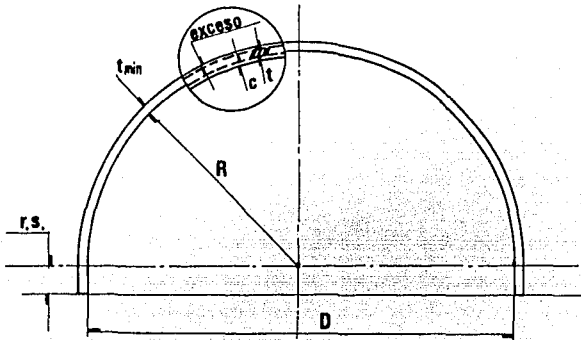
$$t = R_o [(Y^{1/3} - 1)/Y^{1/3}] \quad (3.52)$$

donde Y se obtiene de la fórmula (3.48).

o bien, cuando se conoce t y se quiere encontrar P , se aplica la fórmula (3.49) y Y se obtiene de

$$Y = [R_o/(R_o - t)] \quad (3.53)$$

En la figura 3.9 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para una cabeza semiesférica.



MATERIAL DE LA CABEZA	=		observaciones/operaciones
PRESION DE DISEÑO	(P) =	MPa	
TEMPERATURA DE DISEÑO	=	K	
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE	(S) =	MPa	
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA	(D) =	MM	
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA	(E _j) =		
RADIO INTERIOR	(R) =	MM	
CORROSION PERMISIBLE	(C) =	MM	
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION	(t) =	MM	
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	=	MM	
$t = \frac{PR}{2SE_j - 0.2P}$	=	MM	
t+C =	MM	t _{MIN} =	MM
EXCESO = t _{MIN} - (t+C)	=	MM	
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA			
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = P _{HC}			
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S _{ATH}) = MPa			
$P_{HC} = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} - 1.5 \right] =$ MPa			
P _{HC} = MPa			

Las siguientes definiciones se aplican para el diseño de cabezas cónicas sin curva de transición y para cabezas toricónicas.

NOMENCLATURA.

A_{rL} = Area del refuerzo requerida en el extremo mayor del cono, en mm^2 (plg^2)

A_{rS} = Area del refuerzo requerida en el extremo menor del cono, en mm^2 (plg^2)

A_e = Area efectiva del refuerzo en la intersección debido al espesor excedente del metal, en mm^2 (plg^2)

D = Diámetro interior de una cabeza toricónica medido a una distancia ($r \text{ sen } \alpha$) desde la línea que describe D_1 hacia la parte del cilindro, sin considerar margen por corrosión, en mm (plg). Ver figura 3.11, en cabezas cónicas sin curva de transición es el diámetro interior en el punto considerado, sin incluir tolerancia por corrosión, medido perpendicularmente al eje longitudinal, en mm (plg)

D_o = Diámetro exterior de una cabeza cónica sin curva de transición, en el punto considerado, sin incluir tolerancia por corrosión, medido perpendicularmente al eje longitudinal, en mm (plg)

D_1 = Diámetro interior de la parte cónica de una cabeza toricónica, en el punto de tangencia de la parte cónica con la parte curva, sin considerar margen por corrosión, en mm (plg). Ver figura 3.11.

E = Con los subíndices s , c , r , módulo de elasticidad del material del casco, cono y anillo de refuerzo, respectivamente, en MPa (lb/plg^2)

E_j = Con los subíndices 1, 2, 3, eficiencia de las juntas soldadas en el casco, cono y anillo de refuerzo, respectivamente, para cabezas cónicas sin curva de transición y para cabezas toricónicas es la menor eficiencia de cualquier junta en la cabeza, en MPa (lb/plg²)

K = Factor dado por $K = y/(S_r E_r)$; con la restricción de que $K \geq 1.0$.

L = Longitud utilizada para el cálculo de la parte curva de una cabeza toricónica, en mm (plg)

L_o = Longitud exterior utilizada para el cálculo de la parte curva de una cabeza toricónica, en mm (plg)

m = El menor valor entre $[(t_s/t) \cos(\alpha - \Delta)]$ o bien, $[t_o \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta)/t]$.

P = Presión de diseño, en MPa (lb/plg²)

r = Radio interior de la transición en una cabeza toricónica, en mm (plg). Ver figura 3.10.

R_L = Radio interior del cilindro mayor o del extremo mayor del cono en cabezas cónicas sin curva de transición, en mm (plg)

R_s = Radio interior del cilindro menor o del extremo menor del cono en cabezas cónicas sin curva de transición, en mm (plg)

S = Con los subíndices s, c, r, esfuerzo máximo permisible del material del casco, cono y anillo de refuerzo, respectivamente, en cabezas cónicas sin curva de transición

y para cabezas toricónicas es el esfuerzo máximo permisible para el material de la cabeza, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor mínimo requerido del cilindro en la unión cono-cilindro, sin considerar margen por corrosión, en mm (plg)

t_o = Espesor nominal del cono en la unión cono-cilindro de cabezas cónicas sin curva de transición, sin considerar margen por corrosión, en mm (plg)

t_e = El menor valor entre (t_s - t) o bien, [t_c - (t/cosα)] en cabezas cónicas sin curva de transición, en mm (plg)

t_s = Espesor nominal del cilindro en la unión cono-cilindro de cabezas cónicas sin curva de transición, sin considerar margen por corrosión, en mm (plg)

x = Factor cono-cilindro, el menor de S_eE_{j1} ó S_oE_{j2}, en MPa (lb/plg²)

y = Factor cono-cilindro, el mayor de S_eE_e ó S_oE_o, en (MPa)² (lb²/plg⁴)

α = La mitad del ángulo ápex del cono o sección cónica, en grados

Δ = Angulo que indica la necesidad de refuerzo en la unión cono-cilindro cuando se tiene α ≤ 30°. Cuando Δ ≥ α no se requiere refuerzo en la unión, en grados. Ver tablas 3-10 y 3-11 .

3.3.7 CABEZAS CONICAS (SIN CURVA DE TRANSICION)

Este tipo de cabezas se utilizan, generalmente, en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60°. Las cabezas cónicas con ángulo mayor de 60° en el vértice, deberán ser calculadas como cabezas planas.

El espesor requerido de las cabezas cónicas o de una sección de envolvente cónica en la cual $\alpha \leq 30^\circ$, se determina por las siguientes ecuaciones:

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE_j - 0.6P)} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t \cos\alpha}{D + 1.2t \cos\alpha} \quad (3.54)$$

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

$$t = \frac{PD_o}{2\cos\alpha(SE_j + 0.4P)} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t \cos\alpha}{D_o - 0.8t \cos\alpha} \quad (3.55)$$

Se debe suministrar un anillo de compresión cuando sea necesario, de acuerdo con los siguientes requisitos:

Unión en el cilindro mayor

El refuerzo debe suministrarse en la junta del cono con el cilindro mayor para cabezas cónicas y secciones reducidas

sin transición cuando el valor de Δ obtenido de la tabla 3-10 y usando la relación P/x adecuada, es menor de α .

El área de la sección transversal del anillo de refuerzo debe ser como mínimo igual a la calculada por la siguiente fórmula:

$$A_{rL} = \frac{PR_L^2 K}{2x} \left[1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right] \tan \alpha \quad (3.56)$$

Cuando el espesor, sin considerar tolerancia por corrosión, de la sección reducida y del cilindro, excede el requerido por las fórmulas aplicables de diseño, el exceso respecto al espesor mínimo puede considerarse como contribuyente al anillo de refuerzo requerido de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$A_e = 4t_e [RLt_e]^{1/2} \quad (3.57)$$

Cualquier área adicional de refuerzo cuando se requiera, debe localizarse dentro de una distancia de $[RLt_e]^{1/2}$ desde la unión del reductor y el cilindro. El centroide del área adicionada debe caer dentro de una distancia de $0.5[RLt_e]^{1/2}$ a partir de la unión.

Unión en el cilindro menor

Un refuerzo debe suministrarse en la unión de la envolvente cónica de una sección reducida sin ensanchar y un cilindro pequeño cuando el valor de Δ obtenido de la tabla 3-11 y usando una relación P/x adecuada, es menor que α .

El área de la sección transversal del anillo de refuerzo debe ser como mínimo igual a la indicada por la siguiente fórmula:

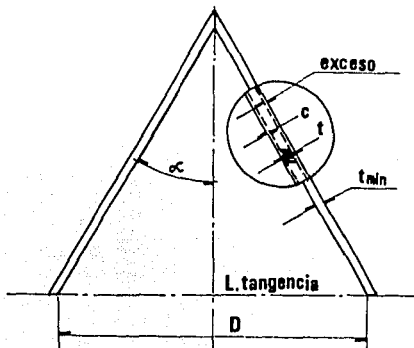
$$A_{rs} = \frac{PR_s^2 K}{2x} \left[1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right] \tan \alpha \quad (3.58)$$

Cuando el espesor, menos la tolerancia por corrosión del reductor y/o del cilindro, exceden del requerido por la fórmula de diseño aplicable, el espesor excedente puede considerarse como contribuyente al anillo de refuerzo, de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$A_s = m[R_s t_s]^{1/2} [(t_o - t/\cos \alpha) + (t_s - t)] \quad (3.59)$$

Cualquier área adicional de refuerzo requerido, debe situarse dentro de una distancia de $[R_s t_s]^{1/2}$ de la unión, y el centroide del área adicionada debe de estar dentro de una distancia de $0.5[R_s t_s]^{1/2}$ desde la unión. En la figura 3.10 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para cabezas o secciones cónicas.

UNAM ENEP Ara RRM	Tabla 3-10. Valores tabulados del ángulo Δ para uniones en el cilindro mayor.									TESIS PROFESIONAL	
	Tabla 3-11. Valores tabulados del ángulo Δ para uniones en el cilindro menor.									DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
										N O R M A S	
Tabla 3-10,3-11											
CONCEPTO	VALORES DE Δ PARA UNIONES EN EL CILINDRO MAYOR, PARA $\alpha \leq 30$ GRADOS										
P/x	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	(1)	
Δ	11	15	18	21	23	25	27	28.5	30		
NOTA: (1) $\Delta = 30^\circ$ para valores mayores de P/x .											
CONCEPTO	VALORES DE Δ PARA UNIONES EN EL CILINDRO MENOR, PARA $\alpha \leq 30$ GRADOS										
P/x	0.002	0.005	0.010	0.02	0.04	0.08	0.10	0.125	(1)		
Δ	4	6	9	12.5	17.5	24	27	30			
NOTA: (1) $\Delta = 30^\circ$ para valores mayores de P/x .											



MATERIAL DE LA CABEZA =		observaciones/operaciones	
PRESION DE DISEÑO (P) =	MPa		
TEMPERATURA DE DISEÑO =	K		
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S) =	MPa		
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D) =	mm		
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J) =			
MITAD DEL ANGULO EN EL VERTICE (α) =	grados		
CORROSION PERMISIBLE (C) =	mm		
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCL. CORROSION EN CABEZA (t) =	mm		
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN}) =	mm		
$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE_J - 0.6P)}$ =	mm		
t+C =	mm	t _{MIN} =	mm
EXCESO=t _{MIN} -(t+C)=	mm		
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA			
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=FHC			
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S _{ATH}) =		MPa	
FHC=1.5P $\left[\frac{S_{ATH}}{S} \right]$ = 1.5 $\left[\frac{\quad}{\quad} \right]$ =		MPa	
FHC =		MPa	

3.3.8 CABEZAS TORICONICAS

A diferencia de las cabezas cónicas, este tipo de cabezas tiene en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ni a tres veces el espesor de la curvatura. Tiene las mismas restricciones que la cabeza cónica a excepción de que en México no se pueden fabricar con un diámetro mayor de 6 metros.

El espesor requerido de la porción cónica de una cabeza toricónica que cumple con las condiciones anteriores se determina con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PD_1}{2\cos\alpha(SE_j - 0.6P)} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SE_j t \cos\alpha}{D_1 + 1.2t \cos\alpha} \quad (3.60)$$

donde

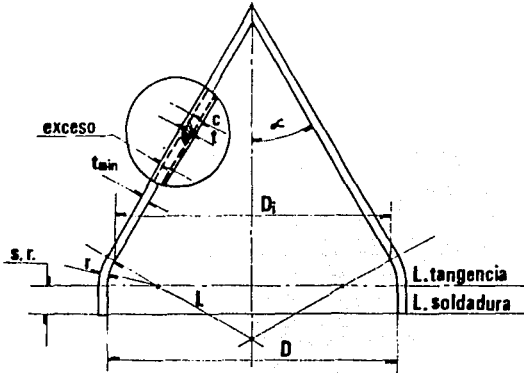
$$D_1 = D - 2r(1 - \cos\alpha) \quad (3.61).$$

El espesor requerido de la curvatura, se determina mediante las ecuaciones (3.38), (3.39) y (3.40), en las cuales

$$L = D_1/(2 \cos\alpha) \quad (3.62)$$

y recordando que $L_o = L + t$.

Las cabezas toricónicas pueden ser usadas cuando $\alpha \leq 30^\circ$ y son obligatorias para los diseños de cabezas cónicas cuando $\alpha > 30^\circ$. En la figura 3.11 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para cabezas toricónicas.



MATERIAL DE LA CABEZA =	observaciones/operaciones
PRESION DE DISEÑO (P) = MPa	
TEMPERATURA DE DISEÑO = X	
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S) = MPa	
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D) = mm	
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _j) =	
MITAD DEL ANGULO EN EL VERTICE (α) = grados	
CORROSION PERMISIBLE (C) = mm	
ESPESOR MINIMO REQUERIDO-	
EXCL. CORROSION EN CABEZA (t) = mm	
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN}) = mm	
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r) = mm	
ESPESOR MIN. REQ. EN CURVA. EXCL. CORR. (t) = mm	
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CURVA. (t _{MIN}) = mm	
ESPESOR EN CABEZA	
$t = \frac{PD_i}{2\cos\alpha(SE_j - 0.6P)} = \frac{P}{2\cos(\alpha - 0.6P)}$ = mm	
$D_i = D - 2r(1 - \cos\alpha) = D - 2r(1 - \cos\alpha)$ = mm	
ESPESOR EN CURVATURA	
$t = \frac{PLN}{2SE_j - 0.2P} = \frac{PLN}{2\cos\alpha - 0.2P}$ = mm	
$L = D_i / 2\cos\alpha = D_i / 2\cos\alpha$ = mm	
FACTOR M =	
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA	
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = PHC	
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S _{ATH}) = MPa	
$PHC = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5 \left[\frac{\quad}{\quad} \right] = \quad$ MPa	
PHC = MPa	

3.4 SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESION

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura, el cual eliminó el sistema de remachado que se usó hasta hace pocos años.

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, el cual puede ser manual o automático. En cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa y se deberá eliminar la escoria dejada por un cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente.

Con el fin de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada, se utilizan varias formas de inspección, entre ellas está la de radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y algunas veces se utiliza el ultrasonido.

La prueba más comunmente utilizada es el radiografiado, este puede ser total o por puntos. Cuando se practica el radiografiado por puntos, en recipientes a presión, se debe tomar por lo menos una radiografía por cada 15 metros de soldadura y la longitud de cada radiografía será como mínimo de 15 centímetros.

La eficiencia de las soldaduras está mostrada en la tabla 3-12, en ella se dan los diferentes valores de la eficiencia de juntas que se deben usar en los cálculos de acuerdo con el tipo de unión.

Existen varios métodos para hacer juntas soldadas. En cada caso particular, la elección de un tipo de entre las numerosas alternativas, depende de:

1. Las circunstancias en que ha de realizarse la soldadura
2. Los requisitos del código

3. Los aspectos económicos**1. CIRCUNSTANCIAS PARA LA REALIZACION DE LA SOLDADURA**

En muchos casos la accesibilidad de la junta determina el tipo de soldadura. En un recipiente de diámetro pequeño [menos de 457.2 - 609.6 mm (18 - 24 plg)], no puede aplicarse la soldadura manual. Se utiliza una tira de respaldo, y esta debe permanecer en su lugar. En los recipientes de mayor diámetro, si no tienen registro para hombre, la última junta (de cierre) solo puede soldarse desde el exterior. El tipo de soldadura puede ser determinado también por el equipo del fabricante.

2. REQUISITOS DE LAS NORMAS

De acuerdo al tipo de junta, las normas establecen requisitos basados en el servicio, el material y la ubicación de la soldadura. Los procesos de soldadura que pueden aplicarse en la construcción de recipientes están restringidos también por las normas.

Las normas se presentan en las páginas siguientes bajo los títulos:

a. Tipos de juntas soldadas

(Juntas permitidas por las normas, su eficiencia y las limitaciones de sus aplicaciones, tabla UW-12), tabla 3-12.

b. Diseño de juntas soldadas

(Tipos de juntas en recipientes para varios servicios y con ciertas condiciones de diseño, UW-2, UW-3), tabla 3-13.

c. Eficiencias de junta y reducciones de esfuerzos

(Eficiencias de juntas en ciertos puntos y esfuerzo permisible reducido para usarse en cálculos de componentes de recipientes), tabla 3-14.

Los datos de esta tabla están basados en las siguientes regulaciones del código:

Total, por zonas, examen radiográfico parcial o no radiografiado de juntas A, B y C. UW-11

Para el cálculo del esfuerzo longitudinal, la eficiencia de junta parcialmente radiografiada es la misma que la de juntas radiografiadas por zonas.

Las secciones de recipientes sin costura y cabezas con juntas a tope, categoría B, C ó D que son radiografiadas por zonas, deberán diseñarse para esfuerzo circunferencial con un valor de esfuerzo igual al 85% del esfuerzo máximo permisible del material. UW-12(b).

Cuando las juntas no se radiografían, como eficiencia, E, de la junta deben usarse los valores de la columna c de la tabla 3-12, y en todo otro cálculo de diseño deberá tomarse un valor de esfuerzo igual al 80% del esfuerzo máximo permisible del material, excepto para cabezas planas no atirantadas, etc. UW-12(c)

3. ECONOMIA DE LA SOLDADURA

Si los dos factores anteriores permiten la libre elección, la economía es el factor decisivo.







A continuación se dan algunas consideraciones relativas a la economía de las soldaduras.

1. La preparación de bordes en V, que puede hacerse a soplete, es siempre más económica que la preparación para juntas en J o en U.

2. La preparación en V doble requiere solo de la mitad de soldadura depositada de la que requiere la preparación en V sencilla.

3. Al aumentar el tamaño de una soldadura de filete, su resistencia aumenta en proporción directa, mientras que el metal de soldadura depositado aumenta en proporción al cuadrado de su tamaño.

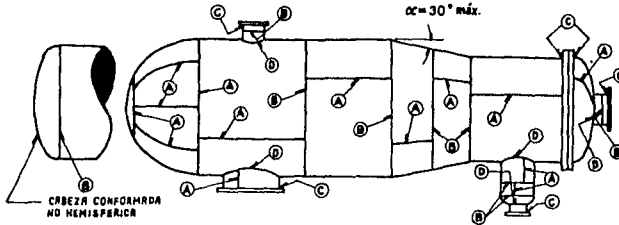
4. La soldadura de baja calidad hace necesaria la utilización de placa de mayor espesor para el recipiente. El que sea más económico utilizar soldadura de mayor resistencia y placa más delgada o lo contrario, depende del tamaño del recipiente, del equipo de soldadura, etc. Esto debe decidirse en cada caso particular.

UNAM		TESIS PROFESIONAL		
ENEP Ara		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION		
RRM		N O R M A S		
		Tabla 3-12		
TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UN-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E _j		
FIGURA	DESCRIPCION	RADIOGRAFIADA TOTALMENTE	EXAMINADA POR ZONAS	NO EXAMINADA
1 	<p>untas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza.</p> <p>Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse esta despues de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2  SOLO EN JUNTAS CIRCUNFERENCIALES	<p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar despues de terminar la soldadura.</p>	0.90	0.80	0.65
3 	<p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo.</p>	-	-	0.60
4 	<p>Junta a traslape de doble filete completo.</p>	-	-	0.55
5 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldadura de tapón.</p>	-	-	0.50
6 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón.</p>	-	-	0.45

UNAM ENEP Ara RRM	Soldadura de recipientes sometidos a presión (continuación)		TESIS PROFESIONAL								
			DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION								
			N O R M A S								
			Tabla 3-12								
TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS											
LIMITACIONES AL APLICAR LOS DISTINTOS TIPOS DE SOLDADURA		NOTAS									
<p>PARA EL TIPO 1 NINGUNA</p> <p>PARA EL TIPO 2, NINGUNA</p> <p>Excepto soldadura a tope con una placa desplazada; para uniones circunferenciales -- únicamente.</p> <p>PARA EL TIPO 3</p> <p>Para uniones circunferenciales únicamente, no mas de 15.8 mm (5/8plg) de espesor y no mas de 609 mm (24plg) de diámetro exterior.</p> <p>PARA EL TIPO 4</p> <p>Uniones longitudinales de no mas de 9.5 mm (3/8plg) de espesor. Uniones circunferenciales de no mas de 15.8 mm (5/8plg) de espesor</p> <p>PARA EL TIPO 5</p> <p>a) Uniones circunferenciales para juntas de cabezas de no mas de 609 mm (24plg) de diámetro exterior a cascos de no mas de 12.7 mm (1/2plg) de espesor.</p> <p>Se excluyen las juntas de cabezas hemisféricas a cascos.</p> <p>b) Uniones circunferenciales para juntas a cascos de no mas de 15.8 mm (5/8plg) de espesor nominal, cuando la distancia del centro de la soldadura de tapón a la orilla de la placa no sea menor de 1.5 veces el diámetro del orificio para el tapón.</p> <p>PARA EL TIPO 6</p> <p>a) Para la unión de cabezas convexas hacia la presión a cascos de no mas de 15.8 mm (5/8plg) de espesor requerido, solo aplicando soldadura de filete en el interior del casco.</p> <p>b) Para la unión de cabezas con la presión en cualquiera de sus lados, a cascos de no mas de 609 mm (24 plg) de diámetro interior y no mas de 6.3 mm (1/4plg) de espesor requerido con soldadura de filete en el exterior de la brida de la cabeza solamente.</p>		<p>1. En esta tabla se indican los tipos de - juntas soldadas que son permitidas por las normas en procesos de soldadura por arco y con gas.</p> <p>2. La forma de los bordes por unir mediante soldadura a tope deberá ser tal que permita lograr una fusión y penetración completas.</p> <p>3. Las juntas a tope deberán estar libres de socavaciones, traslapes y lomos y - valles bruscos. Para asegurarse de que se llenen completamente de soldadura las ranuras, el metal de soldadura puede - acumularse como refuerzo. El espesor del refuerzo no debe exceder de las medidas siguientes:</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>ESPESOR PLACA (mm)</th> <th>REFUERZO MAX. (mm)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>hasta 12.7 inclusive</td> <td>2.3</td> </tr> <tr> <td>de 12.7 a 25.4 incl.</td> <td>3.1</td> </tr> <tr> <td>mas de 25.4</td> <td>4.7</td> </tr> </tbody> </table> <p>4. Antes de soldar el segundo lado de una junta a tope de doble cordón, las impurezas de la soldadura del primer lado - deben separarse por rebabeo, a esmeril o por fusión para que haya metal firme para penetración y fusión completas. Para la soldadura de arco sumergido se recomienda formar por rebabeo una ranura en el cráter.</p> <p>5. Las máximas eficiencias permitidas para la junta que se dan en esta tabla se usarán en los cálculos de las cargas, al hacer las uniones por los procedimientos de soldadura por arco o con gas.</p>		ESPESOR PLACA (mm)	REFUERZO MAX. (mm)	hasta 12.7 inclusive	2.3	de 12.7 a 25.4 incl.	3.1	mas de 25.4	4.7
ESPESOR PLACA (mm)	REFUERZO MAX. (mm)										
hasta 12.7 inclusive	2.3										
de 12.7 a 25.4 incl.	3.1										
mas de 25.4	4.7										

UNAM ENEP Para RRM	Soldadura de recipientes sometidos a presión	TESIS PROFESIONAL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION N O R M A S Tabla 3-13
---------------------------------	--	---

DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS



UBICACION DE LAS JUNTAS SOLDADAS

Las juntas designadas por las mismas letras estan sujetas a las mismas condiciones y tienen los mismos requisitos.

Tales requisitos, relacionados con el servicio, material, espesor y otras condiciones de diseño se indican a continuación

CONDICION DE DISEÑO	TIPO DE SOLDADURA	EXAMEN RADIOGRAFICO	EFICIENCIA DE JUNTA	TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA SOLDADURA
1 EL DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESION SE PASA EN UNA EFICIENCIA DE JUNTA DE 1.00 UN-11(a) (5)	JUNTAS A Y D. LAS JUNTAS A Y B (ROBLONADO-TRANSVERSAL UNICAMENTE) DEBEN SER DEL TIPO 1(1)O(2).	COMPLETO COMPLETO POR ZONAS NO	1.0 TIPO 1 TIPO 2 1.00 0.90 0.85 0.80 0.70 0.65	POR LA NORMA UCS-56
	LAS JUNTAS B Y C DEBEN SER A TOPE UN-11 (a) (5) (b) LAS JUNTAS A TOPE B Y C EN BOQUILLAS Y PASOS MENORES DE 254 MM (10 PLG) DE DIAMETRO NOMINAL Y ESPESOR DE PARED MENOR DE 28.5 MM (1 1/8 PLG) NO REQUIEREN DE EXAMEN RADIOGRAFICO, EXCEPTO PARA EL ACERO FERRITICO CUYAS PROPIEDADES A LA TENSION MEJORAN CON TRATAMIENTO TERMICO (UHT-57)	(LA TOTALIDAD DE LA SOLDADURA ES ACEPTABLE POR EL EXAMEN RADIOGRAFICO PARCIAL) UN-51(C)(1)	0.85 TIPO 1 0.80 TIPO 2	
2 RECIPIENTES A PRESION EN LOS QUE EL EXAMEN RADIOGRAFICO COMPLETO NO ES OBLIGATORIO UN-11(b)	TODAS LAS JUNTAS A TOPE DEBEN SER DEL TIPO 1 O 2. UN-11(D)	JUNTAS A TOPE EXAMINADAS POR ZONAS UN-12(b) LAS SECCIONES DE RECIPIENTES SIN COSTURA Y LAS CABEZAS CON JUNTAS B, C O D, DEBEN DISEÑARSE PARA ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL CON UN VALOR DE ESFUERZO DE EL MATERIAL DE EL 85%	0.85 TIPO 1 0.80 TIPO 2	POR LA NORMA UCS-56

UNAM	Soldadura de recipientes sometidos a presión (continuación)	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
ENEP Ara		Tabla 3-13
RRM		

DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS				
CONDICION DE DISEÑO	TIPO DE SOLDADURA	EXAMEN RADIOGRAFICO	EFICIENCIA DE JUNTA	TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA SOLDADURA
3 EL RECIPIENTE SE DISEÑA PARA PRESION -- EXTERNA UNICAMENTE O EL -- DISEÑO ESTA -- BASADO EN UM-12(C) (VER TABLA).	CUALQUIER JUNTA SOLDADA UM-11(C).	NO SE REQUIERE EXAMEN RADIO -- GRAFICO.	0.70 TIPO 1 0.65 TIPO 2 0.60 TIPO 3 0.55 TIPO 4 0.50 TIPO 5 0.45 TIPO 6	EN TODOS LOS -- DEMAS CALCULOS DE DISEÑO SE -- USARÁ EL 80% -- DEL VALOR DE -- ESFUERZO DEL -- MATERIAL.
4 RECIPIENTES -- QUE CONTENGAN SUSTANCIAS -- TOXICAS Y PE -- LIGROSAS. UM-2(a).	LAS JUNTAS A SERAN DEL TIPO 1 UM-2(a)(1)(a). LAS JUNTAS B Y C SERAN DEL -- TIPO 1 O 2. UM-2(a)(1)(b). LAS JUNTAS D LLEVARAN SOLDADURA DE PENETRACION TOTAL -- ATRAVES DE TODO EL ESPESOR DE LA PARED DEL RECIPIENTE O LA BOQUILLA. UM-2(a)(1)(c).	COMPLETO TODAS LAS JUN -- TAS A TOPE EN CASCOS Y CABE -- ZAS DEBEN EXA -- MINARSE RADIO -- GRAFICAMENTE POR COMPLETO, EXCEPTO LOS -- TUROS DE INTER CAMBIADORES Y LOS INTERCAM -- BIADORES UM-2(a)(2), (3) UM-11(a)(4)	1.00 1.00 0.90*	LOS RECIPIEN -- TES FABRICADOS DE ACEROS AL -- CARBONO O CON BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION -- DEBEN TRATARSE TERMICAMENTE DESPUES DE HABERSE SELDA -- DO. UM-2(C).
5 LOS RECIPIEN -- TES QUE TRABA -- JEN A MENOS -- DE 244 X SE -- REQUIERE PRUE -- BA DE IMPACTO DEL MATERIAL -- O DEL METAL -- DE APOORTE. UM-2(b).	LAS JUNTAS A SERAN DEL TIPO 1 (EXCEPTO PARA ACERO INOXIDA -- BLE 304) LAS JUNTAS B SERAN DEL TIPO 1 O 2. UM-2(b)(1)Y(2) LAS JUNTAS C LLEVARAN SOLDADURAS DE PENETRACION COMPLETA QUE SE EXTIENDAN POR TODA LA SECCION DE LA JUNTA. LAS JUNTAS D LLEVARAN SOLDADURAS DE PENETRACION COMPLETA QUE SE EXTIENDAN POR TODA LA SECCION DE LA JUNTA. UM-2(b)(2)Y(3).	COMPLETO POR ZONAS NO	TIPO 1 TIPO 2 1.00 0.90 0.85 0.80 0.70 0.65	FOR LA NORMA UCS-56.
6	LAS JUNTAS A SERAN DEL TIPO 1 LAS JUNTAS B SERAN DEL TIPO 1 O 2. UM-2(c).	TODAS LAS JUN -- TAS A TOPE EN CASCOS Y CABE -- CERAS DEBEN -- SER RADIOGRA -- FIADAS POR COM -- PLETO EXCEPTO CUANDO ASI LO INDICAN LAS -- NORMAS. UM-11(a)(4) UM-2(c)	1.00 1.00 TIPO 1 0.90 TIPO 2	LOS RECIPIEN -- TES FABRICADOS CON ACEROS AL -- CARBONO O CON ACERO DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION DEBE -- RAN TRATARSE TERMICAMENTE DESPUES DE -- HABERSE SELDA -- DO. UM-2(C).

UNAM		Soldadura de recipientes sometidos a presión (continuación)		TESIS PROFESIONAL	
ENEP Ara				DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
RRM				NORMAS	
				Tabla 3-13	
DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS					
CONDICION DE DISEÑO	TIPO DE SOLDADURA	EXAMEN RADIOGRAFICO	EFICIENCIA DE JUNTA		TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA SOLDADURA
7 RECIPIENTES A PRESION SUJETOS A FUEGO DIRECTO	LAS JUNTAS A SERAN DEL TIPO 1 LAS JUNTAS B SERAN DEL TIPO 1 O 2 CUANDO EL ESPESOR SEA -- MAYOR DE 15.8MM(5/8P19). UM-2(d)	COMPLETO POR ZONAS NO	TIPO 1 1.00 0.85 0.70	TIPO 2 0.95 0.80 0.65	CUANDO EL ESPESOR EN LAS JUNTAS SOLDADAS - EN ACEROS AL - CARBONO(P-1) - SEA MAYOR DE - 15.8MM(5/8P19) ASI COMO CUALQUIER ESPESOR PARA ACEROS - CON BAJO CON - TENIDO DE ELE - MENOS DE ALEA - CION(DIFEREN - TES DEL P-1), ES OBLIGATORIO EL TRATAMIENTO TERMICO DES - PUES DE LA SOL - DADURA.
8 SOLDADURA DE ELECTROSCORIA.	TODAS LAS SOLDADURAS A TOPE. UM-11(a)(6). CUALQUIER SOLDADURA.	COMPLETO. EXAMEN POR UL - TRASONIDO EN - LUGAR DE RADIO GRAFIADO.	1.00 TIPO 1 0.90 TIPO 2		FOR CODIGO UCS-56
9 CIERRE FINAL DE RECIPIENTES.	CUALQUIER TIPO DE SOLDADURA. UM-11(a)(7).	COMPLETO EXAMEN POR UL - TRASONIDO CUAN DO LA CONSTRUC ION IMPIDE EL RADIOGRAFIADO	1.00 TIPO 1 0.90 TIPO 2		FOR CODIGO UCS-56

3.4.2.1 FIJACION DE CABEZAS A ENVOLVENTES

NOMENCLATURA

t_h = Espesor nominal de la cabeza, sin tomar en cuenta la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

t_s = Espesor nominal de la envolvente, sin tomar en cuenta la tolerancia por corrosión, en mm (plg)

REGLAS DE LAS NORMAS

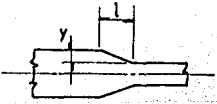
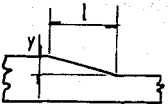
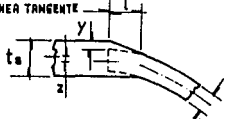
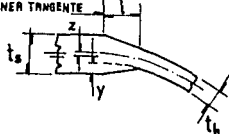
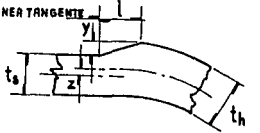
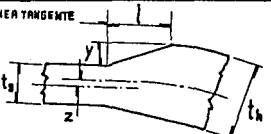
Las cabezas formadas elípticas, toriesféricas y de otros tipos deben fijarse a la envolvente como se ilustra en la tabla 3-12, tipos (1),(2),(3),(4),(5) y (6). Las limitaciones relativas al uso de estas uniones se indican en la misma tabla, así como sus notas. Las cabezas que sean fijadas interiormente sobre la envolvente deben ser ajustadas antes de la soldadura.

3.4.2.1.1 JUNTAS SOLDADAS A TOPE DE PLACAS DE ESPESOR DESIGUAL

Se debe hacer una transición cónica con una longitud mínima igual a tres veces la diferencia de espesores de las superficies colindantes a tope, como se muestra en la figura 3.12, entre las cabezas formadas y envolventes que difieren en espesores mas de 1/4 del espesor de la sección más delgada o más de 3.2 mm (0.125 plg), el que sea menor.

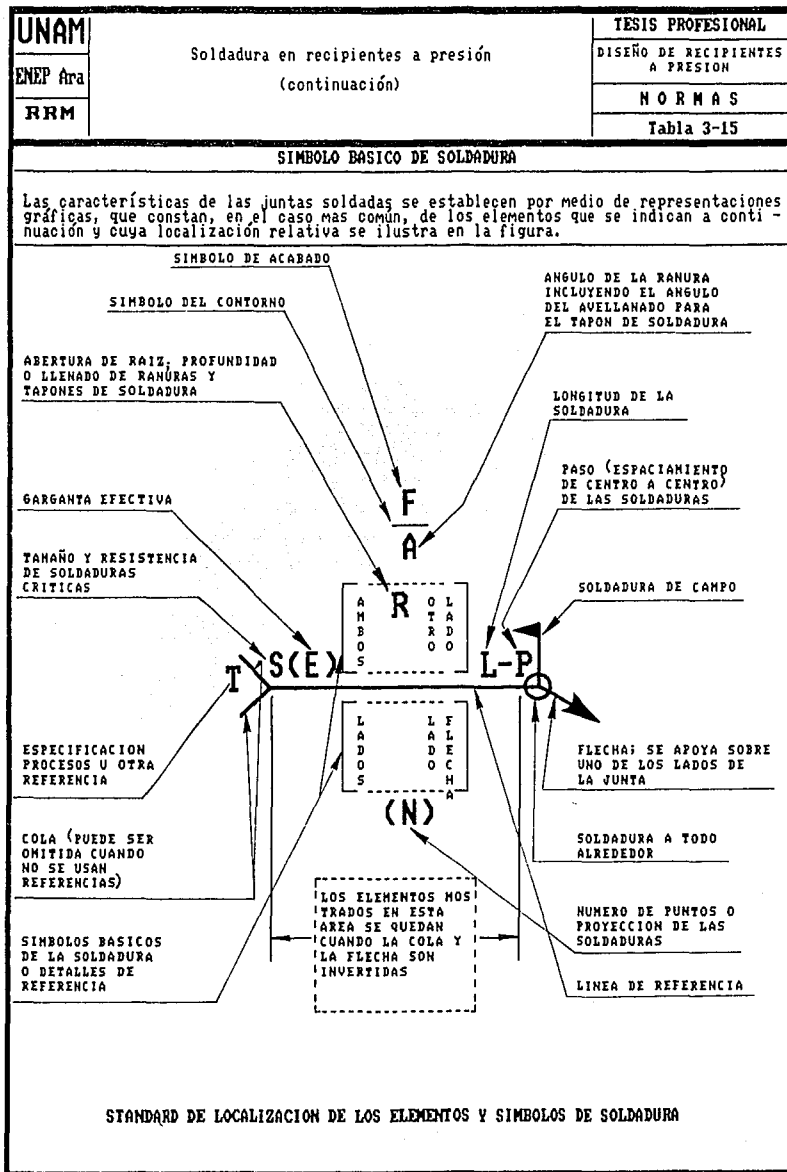
Cuando una conicidad sea necesaria sobre cualquier cabeza formada más gruesa que la envolvente, se diseña para que sean soldadas a tope, ver esquemas (e) y (f) de la figura 3.12, la ceja recta debe ser lo suficientemente larga para que la longitud de transición requerida no rebase la línea de tangencia. El eje del desalineamiento entre la

envolvente y la cabeza, no debe ser mayor que la mitad de la diferencia entre el espesor real de la envolvente y la cabeza, como se ilustra en los esquemas (c),(d),(e) y (f) de la figura 3.12 .




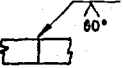

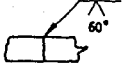
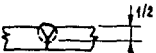


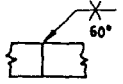


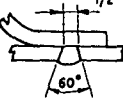
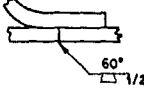


UNAM ENEP Ara RRM	Fijación de cabezas a envoltentes	TESIS PROFESIONAL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION NORMAS Figura 3.12
JUNTAS SOLDADAS A TOPE DE PLACAS DE ESPESOR DESIGUAL		
<p>CUANDO SE UNEN PLACAS DE ESPESOR DESIGUAL CON SOLDADURA A TOPE, LA PLACA MAS GUESA DEBERA ACHAFLANARSE SI LA DIFERENCIA DE ESPESORES ES MAYOR DE $3.17mm$ ($1/8plg$) O DE LA CUARTA PARTE DE LA PLACA MAS DELGADA; NORMA UM³(C), UM¹³.</p> <p>LA LONGITUD DE LA TRANSICION ACHAFLANADA DEBERA SER COMO MINIMO DE TRES VECES EL DESPLAZAMIENTO QUE HAYA ENTRE LAS SUPERFICIES ADYACENTES. LA SOLDADURA PUEDE ESTAR PARCIAL O TOTALMENTE DENTRO DE LA SECCION ACHAFLANADA O ADYACENTE A ESTA.</p>		
<p>a</p> 	$l) = 3y$	
<p>b</p> 	$l) = 3y$ Achaflanado por el interior o por el exterior del recipiente	
<p>c</p> <p>LINEA TANGENTE</p> 	UNIONES DE CABEZAS A CASCOS $l) = 3y \quad Z (< 1/2(ts - th))$	
<p>d</p> <p>LINEA TANGENTE</p> 	El eje de la placa del casco puede estar a cualquier lado del eje de la placa de la cabeza.	
<p>e</p> <p>LINEA TANGENTE</p> 	UNIONES DE CABEZAS A CASCOS $l) = 3y \quad Z (< 1/2(th - ts))$	
<p>f</p> <p>LINEA TANGENTE</p> 	Cuando th sea mayor que ts , la longitud mínima de la brida recta es $3th$, pero necesita ser no mayor de $38.1mm$ ($1.5plg$), excepto cuando sea necesario para dar la longitud necesaria del challán. Cuando th sea igual o menor que $1.25ts$, la longitud de la brida recta sera suficiente para cualquier achaflanado que se requiera. La línea de centros de la placa del casco puede estar a cualquier lado de la línea de centros de la placa de la cabeza.	

3.4.3 EFICIENCIA DE JUNTAS Y REDUCCION DE ESFUERZOS


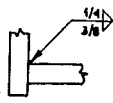

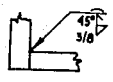

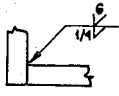

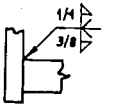


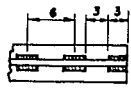

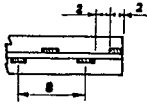


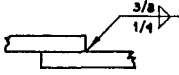
UNAM ENEP Ara RRM	Soldadura de recipientes sometidos a presión (continuación)				TESIS PROFESIONAL		
					DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION		
					NORMAS		
					Tabla 3-14		
EFICIENCIAS DE JUNTAS Y REDUCCION DE ESFUERZOS PARRATOS DEL CODIGO UM-11(a), (b), (c) y UM-12(b)y(c)							
CASCO SIN COSTURA-CABEZA SIN COSTURA							
RADIOGRAFIA		CALCULOS DEL ESPESOR DE CABEZA		CALCULOS DEL ESPESOR DEL CASCO			
				ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL		ESFUERZO LONGITUDINAL	
		E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%
Completa			100	1.0	100	1.0	100
Parcial		1.0			85	0.85/0.80 (1) (2)	85
Por zonas			85		80	0.70/0.65	100
No			80				
CASCO SOLDADO-CABEZA SIN COSTURA							
RADIOGRAFIA		CALCULOS DEL ESPESOR DE CABEZA		CALCULOS DEL ESPESOR DEL CASCO			
				ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL		ESFUERZO LONGITUDINAL	
		E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%
Completa	Completa		100	1.00/0.90		1.00/0.90	
Parcial	Completa		85	T I P O (1) (2)		T I P O (1) (2)	
Por zonas	Completa		100				
No	Completa		85	T I P O (1) (2)		T I P O (1) (2)	
Completa	Por zonas	1.0		0.85/0.80	100	0.85/0.80	100
Parcial	Por zonas		85				
Por zonas	Por zonas		100				
No	Por zonas		85	T I P O (1) (2)		T I P O (1) (2)	
Completa	No		100				
Parcial	No		85				
Por zonas	No		80	0.70/0.65		0.70/0.65	
No	No						
CASCO SIN COSTURA-CABEZA SOLDADA							
RADIOGRAFIA		CALCULOS DEL ESPESOR DE CABEZA		CALCULOS DEL ESPESOR DEL CASCO			
				ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL		ESFUERZO LONGITUDINAL	
		E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%	E.J.	ESFUERZO PERM.%
Completa	Completa		100	1.00/0.90		1.00/0.90	100
Completa	Parcial		85				85
Completa	Por zonas		100				100
Completa	No		85	T I P O (1) (2)		T I P O (1) (2)	85
Por zonas	Completa	0.85/0.80	100	1.0	100	0.85/0.80	100
Por zonas	Parcial		85				85
Por zonas	Por zonas		100				100
Por zonas	No		85	T I P O (1) (2)		T I P O (1) (2)	85
No	Completa		100				100
No	Parcial		85				85
No	Por zonas		80	0.70/0.65		0.70/0.65	100
No	No						



SIMBOLOS DE SOLDADURA

REAL	SIMBOLO	SIGNIFICADO DEL SIMBOLO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA ESCUADRADA EN EL LADO DE LA FLECHA. ABERTURA EN LA RAIZ 3.17 mm (1/8 P19)
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V CON ANGULO DE 60 GRADOS EN EL LADO DE LA FLECHA
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V CON ANGULO DE 60 GRADOS EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA DE RESPALDO DEL TIPO DE CORDON EN EL OTRO LADO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN U DE 12.7 mm (1/2 P19)
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V EN EL LADO DE LA FLECHA Y EN LA CARA OPUESTA CON ANGULO DE 60 GRADOS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN U EN EL LADO DE LA FLECHA Y EN EL OTRO LADO CON ABERTURA EN LA RAIZ DE 3.17 mm (1/8 P19)
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE TAPON DE 12.7 mm (1/2 P19) DE DIAMETRO Y CON ANGULO DE 60 GRADOS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 6.35 mm (1/4 P19)

SIMBOLOS DE SOLDADURA (Continuación)

REAL	SIMBOLO	SIGNIFICADO DEL SIMBOLO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 9.52MM(3/8P19) EN EL LADO DE LA FLECHA Y DE 6.35MM(1/4P19) EN LA CARA OPUESTA
		EL SIMBOLO INDICA RANURA BISELADA CON ANGULO DE 45 GRADOS; SOLDADURA DE FILETE DE 9.52MM(3/8P19) EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA POSTERIOR DEL TIPO DE CORDON EN EL LADO CONTRARIO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 6.35MM(1/4P19) EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA DE RANURA BISELADA EN LA CARA OPUESTA; ESHERILE A RAS EN EL OTRO LADO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA BISELADA Y DE FILETE DE 9.52MM(3/8P19) EN EL LADO DE LA FLECHA; RANURA BISELADA Y SOLDADURA DE FILETE DE 6.35MM(1/4P19) EN LA CARA OPUESTA
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE TODO ALREDEDOR; DE 6.35MM(1/4P19)
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DISCONTINUA DE FILETE DE 6.35MM(1/4P19); CADA UNA DE 76.2MM(3P19) DE LARGO, ESTACIADAS A 152.4MM(6P19) ENTRE CENTROS; APLICADAS EN CAMPO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DISCONTINUA DE FILETE DE 6.35MM(1/4P19); CADA UNA DE 50.8MM(2P19) DE LARGO, Y ESTACIADAS A 253.2MM(10P19) ENTRE CENTROS. LAS SOLDADURAS VAN ALTERNADAS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 6.35MM(1/4P19) EN EL LADO DE LA FLECHA Y DE 9.52MM(3/8P19) EN EL OTRO LADO

**4. DISEÑO DE LOS DOS RECIPIENTES
VERTICALES**

4.1 TEORIA PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES VERTICALES (TORRES ALTAS)

4.1.1 CALCULO POR PRESION INTERNA

Para realizar el cálculo de los espesores requeridos en un recipiente cilíndrico vertical, se debe considerar que en una torre alta, además de actuar la presión de operación (P_o) actúa la presión hidrostática debida a la columna de fluido, la cual en este caso es considerable por las alturas que se manejan en este tipo de recipientes.

El fluido contenido en el recipiente ejerce presión sobre las paredes del mismo. Cuando el fluido está en reposo, la intensidad de la presión en un punto es igual en todas direcciones hacia los lados y el fondo del recipiente y varía según la altura del fluido respecto al punto en el que se esté considerando la presión.

Debido a que las placas más comunes tienen 1.828 m (6 ft) de ancho, es recomendable calcular las presiones a distintas alturas con incrementos de 1.828 m, aproximadamente.

El valor de la presión de diseño (P), está dado por la que resulte mayor de las siguientes ecuaciones:

$$P = 1.1 (P_o + P_H) \quad \text{MPa(lb/plg}^2) \quad (4.1)$$

$$\text{ó} \quad P = P_o + P_H + 0.2073 \quad \text{MPa} \quad (4.2)$$

$$P = P_o + P_H + 30 \quad \text{lb/plg}^2 \quad (4.2')$$

donde

$$P_H = (0.00980665)\delta H \quad \text{MPa} \quad (4.3)$$

$$P_H = (0.4326184896)\delta H \quad \text{lb/plg}^2 \quad (4.3')$$

δ = Densidad relativa del producto, (adim.)

H = Altura de la columna de producto, en m (ft)

0.00980665 = Presión que produce una columna de agua de 1m de altura, en MPa

0.4326184896 = Presión que produce una columna de agua de 1ft de altura, en lb/plg²

4.1.2 CALCULO POR PRESION DEL VIENTO

Las torres sujetas al empuje del viento se consideran como vigas en voladizo con carga uniformemente distribuida.

Al efectuar los cálculos, se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

1. El diámetro a utilizar será el exterior, incluyendo el espesor del aislamiento, si lo llevara.

2. Para obtener el valor de la presión del viento P_w se debe tomar en cuenta un factor de forma, el cual tendrá un valor de 1.0 para superficies planas y 0.6 para superficies cilíndricas.

3. Los valores de la velocidad del viento, y por lo tanto la presión del viento, dependerán del lugar geográfico donde se vaya a instalar el recipiente, y de la altura del mismo.

4. El código ASME, sección VIII, división 1, recomienda que al calcular un recipiente cilíndrico vertical por presión del viento y por sismo, se considere únicamente el mayor de ellos, ya que generalmente nunca se presentan de manera simultanea ambos.

En las figuras 4.1 y 4.2 se proporcionan los valores de las velocidades y presiones del viento en la República Mexicana, y en la figura 4.3 se indican las fórmulas

utilizadas para el cálculo del espesor de pared requerido para soportar carga por presión del viento.

El momento flector debido al viento disminuye de la parte inferior a la superior de la torre, por lo cual, el espesor de la placa también puede disminuir proporcionalmente. En la figura 4.4 se dan una tabla y una gráfica que son auxiliares convenientes para determinar la distancia medida desde la parte superior de la torre, para la cual es adecuado un cierto espesor.

4.1.3 CALCULO POR PESO PROPIO

El peso del recipiente da origen a esfuerzo de compresión solamente cuando no existen cargas excéntricas, y la fuerza resultante coincide con el eje del recipiente. Por lo general la compresión debida al peso es insignificante y no es de carácter controlador.

El peso deberá calcularse para las diversas condiciones de la torre como se indica.

A. PESO DEL ARMADO

Este concepto incluye el peso de:

1. El casco
2. Cabezas
3. Placas interiores
4. Soportes de las artesas
5. Anillos de aislamiento
6. Boquillas
7. Faldón
8. Anillo base
9. Anillo para anclas
10. Orejas de anclaje

UNAM		Diseño de torres altas			TESIS PROFESIONAL	
ENEP Ara		velocidades máximas del viento en la República Mexicana			DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
RRM					NORMAS	
					Figura 4.1	
VELOCIDADES MAXIMAS DEL VIENTO						
NUM ORDEN	OBSERVATORIO	COORDENADAS en grados y minutos		ALTITUD metros	RUMBO	
		LAT.	LONG.		DIRECCION	VELOCIDAD m/s
1	Ensenada, B.C.	31-51	116-38	13	N	14.4
2	La Paz, B.C.	24-10	110-25	10	N	37.0
3	Puerto Cortés, B.C.	24-26	111-52	5	N	21.8
4	Campeche, Camp.	19-51	90-33	5	N	36.0
5	Torreón, Coah.	23-32	103-27	1013	SSE	38.0
6	Saltillo, Coah.	25-25	102-00	1600	SSE	39.0
7	Piedras Negras, Coah.	26-42	100-34	220	N	41.0
8	Monclova, Coah.	26-53	101-25	591	NNE	16.5
9	Colima, Col.	19-14	103-43	494	SE	38.4
10	Manzanillo, Col.	19-03	104-17	8	WSW	65.0
11	Comitán, Chis.	16-15	92-00	1530	E	29.0
12	Tapachula, Chis.	14-55	92-16	102	N	25.0
13	Tuxtla Gutiérrez, Chis	16-45	93-07	518	W/NNE	19.0
14	Chihuahua, Chih.	28-38	106-05	1423	SSW	38.5
15	Tacubaya, D.F.	19-24	99-12	2300	SSE	28.4
16	Cd. Lerdo, Dgo.	25-32	103-31	1135	SW	38.0
17	Durango, Dgo.	24-02	104-40	1809	N	43.8
18	Acapulco, Gro.	16-50	99-56	28	N	49.9
19	Chilpancingo, Gro.	17-33	99-30	360	E	23.0
20	Guanajuato, Gto.	21-01	101-15	2050	E-SE-SE	21.0
21	Pachuca, Hgo.	20-08	98-44	2426	W-NE	33.3
22	Guadalajara, Jal.	20-43	103-23	1589	N	27.6
23	Huejucar, Jal.	22-21	103-12	1932	N	20.5
24	Toluca, Mex.	19-18	99-40	2680	SW	20.0
25	Morelia, Mich.	19-42	101-11	1941	N	22.1
26	Tepec, Nay.	21-31	104-54	915	W	12.5
27	Monterrey, N.L.	25-40	100-18	538	ESE	30.5
28	Oaxaca, Oax.	17-04	96-43	1550	W	27.0
29	Salina Cruz, Oax.	16-10	95-12	6	NW	34.0
30	Puebla, Pue.	19-02	98-12	2162	SE	23.0
31	Querétaro, Qro.	20-31	100-23	1842	W/SE	25.0
32	Corzumel, Q. Roo	18-30	86-57	3	N	53.5
33	Chetumal, Q. Roo	18-30	88-18	3	SE-E-ESE	14.0
34	San Luis Potosí S.L.P.	22-09	100-59	1877	W	25.2
35	Rio Verde, S.L.P.	21-56	100-59	987	ESE	15.0
36	Culiacán, Sin.	24-49	107-24	84	SE	27.7
37	Mazatlán, Sin.	23-12	106-25	3	N	60.0
38	Guaymas, Son.	27-55	110-54	44	NNE	39.5
39	Hermosillo, Son.	29-04	110-58	237	ESE	12.5
40	Tampico, Tamps.	22-43	97-51	12	N	36.7
41	Ilxcala, Ilax.	19-19	98-14	2232	S	29.3
42	Córdoba, Ver.	18-54	96-56	924	NW	25.0
43	Jalapa, Ver.	19-32	96-55	1427	N	32.0
44	Orizaba, Ver.	19-51	97-07	1204	S	19.6
45	Veracruz, Ver.	19-12	96-08	16	NNW	67.5
46	Mérida, Yuc.	20-59	89-39	9	NNE	24.7
47	Progreso, Yuc.	21-18	89-39	8	SSE	28.9
48	La Bufa, Zac.	22-47	102-34	2612	SSW	17.9

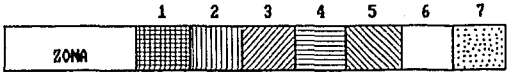
UNAM ENEP Ara RRM	Diseño de torres altas Zonas eólicas	TESIS PROFESIONAL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
		Figura 4.2

PRESIONES DEL VIENTO

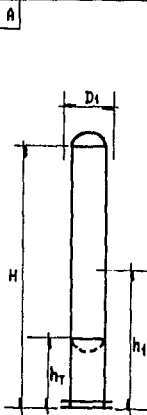


ALTURA M (ft)	ZONAS DEL MAPA						
	1	2	3	4	5	6	7
menos de 9.14 (30)	720 15	960 20	1200 25	1200 25	1439 30	1679 35	1919 40
9.14 a 4.94 (30 a 49)	960 20	1200 25	1439 30	1679 35	1919 40	2159 45	2399 50
15.24 a 30.18 (50 a 99)	1200 25	1439 30	1919 40	2159 45	2399 50	2639 55	2879 60
30.48 a 152.1 (100 a 499)	1439 30	1919 40	2159 45	2639 55	2879 60	3359 70	3599 75

*MULTIPLIQUE
LOS VALORES DE P_H POR
0.80 CUANDO LA SECCION
TRANSVERSAL HORIZONTAL
SEA HEXAGONAL U OCTAGONAL
Y POR 0.60 CUANDO LA
SECCION TRANSVERSAL HORI
ZONTAL SEA CIRCULAR O
ELIPTICA.



CARGA POR VIENTO



FORMULAS

FUERZA CORTANTE $V = (P_w) (D_{1,2}) (H_{1,2})$

MOMENTO FLECTOR $M = (V) (h_{1,2})$

$M_T = N - h_T (V - 0.5 P_w D_1 h_T)$

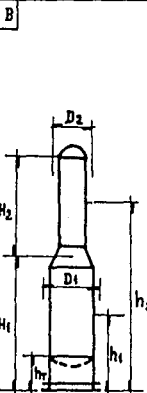
ESFUERZO $S = (M) / (3.1416 R^2 t E_f)$

ESPESOR REQUERIDO $t = (M) / (3.1416 R^2 S E_f)$

NOMENCLATURA

D_1, D_2	== ANCHO DEL RECIPIENTE CON AISLAMIENTO, EN M
E_f	== LA MENOR EFICIENCIA EN LAS JUNTAS
h_1, h_2	== BRAZO DE PALANCA, EN M
h_T	== DISTANCIA DE LA BASE A LA SECCION BAJO CONSIDERACION, EN M
H	== LONGITUD DEL RECIPIENTE O SECCION DEL MISMO, EN M
H_1, H_2	== MOMENTO MAXIMO (EN LA BASE), EN N-M
M	== MOMENTO A LA ALTURA h_T , EN N-M
P_w	== PRESION DEL VIENTO, EN PA
R	== RADIO MEDIO DEL RECIPIENTE, EN M
S	== ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL, EN Pa
t	== ESPESOR REQUERIDO, EN M
V	== FUERZA CORTANTE TOTAL, EN N

OBSERVACIONES/OPERACIONES



UNAM	Diseño de torres altas	TESIS PROFESIONAL
ENEP Ara	Reducción del espesor del casco a lo largo de la torre	DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
RRM		NORMAS
		Figura 4.4

FIG. 4.4(a) VALORES DEL FACTOR m

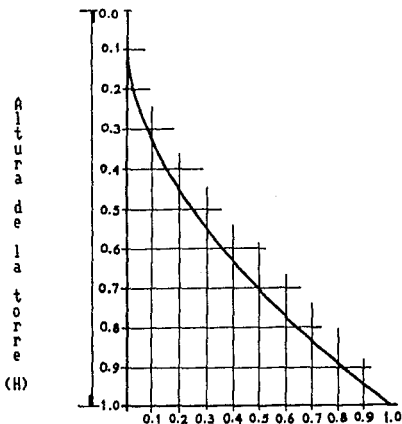
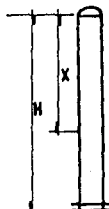
t_w/t_p m	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7
t_w/t_p m	1.0	0.91	0.84	0.79	0.74	0.71	0.67	0.64	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54

Como el esfuerzo longitudinal debido a la presión interna equivale a la mitad del esfuerzo circunferencial, la mitad del espesor de pared requerido por presión interna está disponible para resistir el momento flector causado por el viento. Por medio de la fig. 4.4(a), usando el factor m, puede determinarse la distancia X, medida desde la línea de tangencia superior, dentro de la cual el espesor calculado por presión interna es satisfactorio también -- para resistir la presión del viento.

NOMENCLATURA

- t_p = ESPESOR REQUERIDO POR PRESION INTERNA, EN MM
- t_w = ESPESOR REQUERIDO POR PRESION DEL VIENTO EN LA JUNTA DE LA CABEZA INFERIOR AL CASCO, EN MM

$X = mH$



La figura 4.4(b) muestra el diagrama de momentos de una torre sujeta a presión del viento. La figura también puede usarse para seleccionar el espesor de placa apropiado a diferentes alturas.

Relación del espesor de placa que se requiere en el fondo ($t_w/2 + t_p$) al espesor que se requiere a la altura considerada.

FIG. 4.4(b)

11. Accesorios
12. Aislamiento
13. Protección contra incendio
14. 6% del peso de los conceptos 1 a 11 por sobrepeso de las placas y peso de soldadura.

El peso total del armado es la suma de los conceptos 1 a 14.

B. PESO DE OPERACION

Este concepto incluye el peso de:

1. Recipiente instalado
2. Plataformas, escaleras, tuberías, etc.
3. Líquido de operación

C. PESO DE PRUEBA

Este concepto incluye el peso de:

1. Recipiente instalado
2. Agua para prueba hidrostática

Una manera práctica de calcular los pesos de los cuerpos y tapas de recipientes a presión, consiste en calcular las áreas en metros cuadrados, teniendo en cuenta que la placa de una pulgada de espesor, pesa aproximadamente 200 kg/m², por tanto la placa de 1/2 pulgada de espesor pesará 100 kg/m², la de 1/4 de pulgada 50 kg/m² y así sucesivamente se puede calcular el peso unitario de una placa de cualquier espesor¹.

¹. Cuando calcule el peso del recipiente y componentes en kg, deberá multiplicar este resultado por la aceleración gravitacional (9.80665 m/s²) para convertirlo a newtons y sustituirlo en la ecuación 4.4 .

Una vez que se haya calculado el peso del recipiente, el esfuerzo de compresión será calculado con la siguiente ecuación:

$$S = W/ct \quad (4.4)$$

donde

S = Esfuerzo unitario, en MPa (lb/plg²)

W = Peso del recipiente arriba de la sección en consideración, en N (lb)

c = Circunferencia del casco o faldón para el diámetro medio, en mm (plg)

t = Espesor del casco o faldón, en mm (plg)

4.1.4 CALCULO POR VIBRACION

Debido al viento y a las fuerzas producidas por los sismos, las torres altas vibran. El período de vibración debe limitarse, ya que los períodos naturales de vibración largos pueden conducir a falla por fatiga. El período permitido se ha calculado en base a la deflexión máxima permitida.

Las siguientes definiciones se utilizan para el cálculo de los períodos de vibración real y máximo permitido².

NOMENCLATURA

D = Diámetro exterior del recipiente, en ft

H = Longitud del recipiente incluyendo el faldón, en ft

g = Aceleración gravitacional, (32.2 ft/s²)

t = Espesor del faldón en la base, en plg

². En este apartado se utilizan unidades del Sistema Inglés ya que el autor incluye un factor de 0.0000265, del cual se ignoran las unidades, lo que hace que no sea posible realizar la conversión a unidades del Sistema Internacional. De cualquier forma el período queda en unidades compatibles (segundos).

- V = Fuerza cortante total, en lb, $V = CW$, ver figura 4.5
W = Peso de la torre, en lb
w = Peso de la torre por pie de altura, en lb/ft
T = Período real de vibración producido por viento o sismo, en segundos
 T_a = Período máximo de vibración permitido, en segundos

Las siguientes fórmulas se aplican para calcular el período real de vibración y el período máximo de vibración permitido:

$$T = 0.0000265 [H/D]^2 [wD/t]^{1/2} \quad (4.5)$$

$$T_a = 0.80 [WH/Vg]^{1/2} \quad (4.6)$$

Si el período producido por el viento (o sismo) fuese mayor que el máximo permitido, será necesario incrementar el espesor del faldón y efectuar el cálculo hasta que el período real sea menor que el máximo permitido.

4.1.5 CALCULO POR SISMO

Las cargas en una torre bajo fuerzas sísmicas son semejantes a las que hay en una viga en voladizo sometida a carga uniformemente variada hacia el extremo libre. La figura 4.5 muestra un formato para calcular los esfuerzos generados por sismos en recipientes cilíndricos verticales. Al efectuar estos cálculos debemos hacer las siguientes consideraciones:

1. Los esfuerzos generados dependerán de la intensidad de los sismos, y estos variarán de acuerdo con el lugar geográfico donde se vaya a instalar el recipiente. El manual de Altos Hornos de México (AHMSA) muestra en un mapa las diferentes zonas sísmicas de la República Mexicana, dicho mapa se proporciona en la figura 4.6 .

CALCULOS

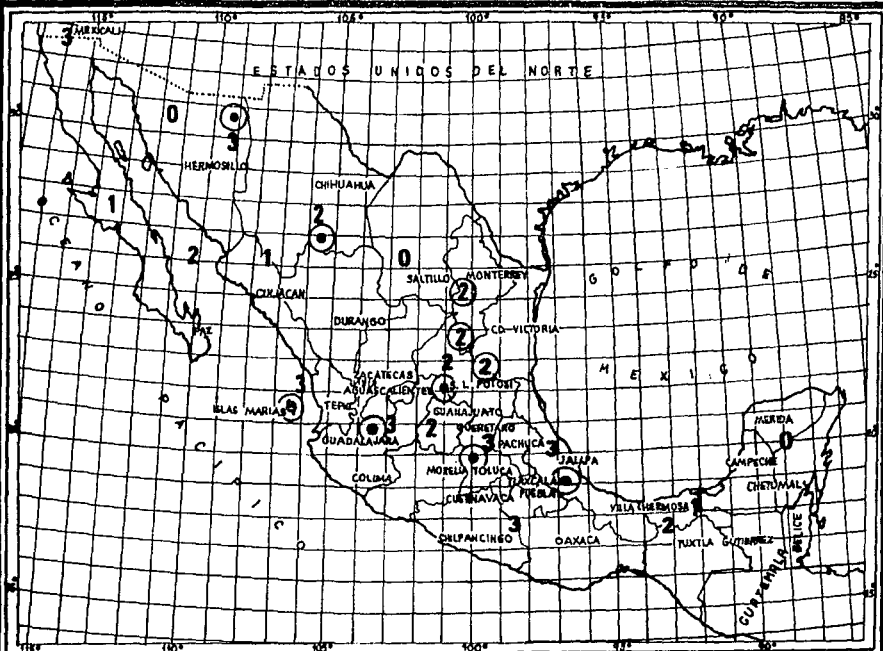


FORMULAS			
FUERZA CORTANTE	MOMENTO FLECTOR	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$V = CW$	$M = (2CWH) / 3$ $M_x = CWX^2(3H - X) / 3H^2$	$S = M / (3.1416R^2t)$	$t = M / (3.1416R^2SE_f)$

NOMENCLATURA

C = Coeficiente sísmico, ver tabla
E_j = Eficiencia de la junta en la base
H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m
M = Momento máximo (en la base), en N-m'
M_x = Momento a una distancia X, en N-m
R = Radio medio del recipiente, en m
S = Esfuerzo del material o esfuerzo actual, en Pa
T = Periodo de vibración, en seg. (ver ec. 4.5)
t = Espesor requerido, excluyendo corrosión, en m
W = Peso total de la torre, en N
X = Distancia desde la línea de tangencia mas alta a la sección mas baja en consideración, en m
V = Fuerza cortante total, en N

COEFICIENTE SISMICO (C)			
ZONA SISMICA	T < 0.4 s	T = 0.4 a 1.0 s	T > 1.0 s
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08



RIESGOS SISMICOS ZONIFICACION

ZONA	EFECTOS	GRADOS MERCALLI
0	Sin daños	I a III
1	Daños menores	IV a VI
2	Daños moderados	VI a VII
3	Daños mayores	VIII a XIII

NOTA: INTENSIDAD MEDIDA CON LA ESCALA MERCALLI MODIFICADA

2. En los casos donde se presenten sismos y vientos en el área donde se instalará el recipiente, se calcularán los valores de los esfuerzos producidos por estos dos fenómenos, y en el análisis de esfuerzos combinados se tomará en cuenta solo el que resulte mayor de los dos.

4.1.6 CALCULO POR DEFLEXION

Las torres deben diseñarse para que su deflexión no sea mayor de 5 milímetros por cada metro de altura (6 pulgadas por cada 100 pies de altura), ver figura 4.7 . La deflexión debida a la carga del viento puede calcularse usando la fórmula para vigas en voladizo con carga uniformemente distribuida.

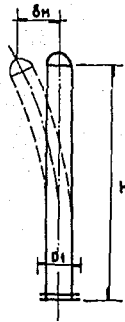


Figura 4.7

Las siguientes definiciones se utilizan para el cálculo de la deflexión en una torre alta.

NOMENCLATURA

δ_M = Deflexión máxima, en la parte superior, en mm (plg)

D_1 = Ancho de la torre con aislamiento, etc., en m (ft)

E = Módulo de elasticidad del material del casco, en MPa (lb/plg²)

H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m (ft)

I = πR^3 , momento de inercia para casco cilíndrico delgado (cuando $R > 10t$), en mm⁴ (plg⁴)

R = Radio medio de la sección transversal de la torre, en mm (plg)

t = Espesor del faldón, en mm (plg)

P_w = Presión del viento, en Pa (lb/ft²)

Para el cálculo de la deflexión máxima se utilizarán las siguientes fórmulas, en sistema internacional y sistema inglés, respectivamente:

$$\delta_m = [P_w D_1 H (1000H)^3 / 8EI] \quad (\text{mm}) \quad (4.7)$$

$$\delta_m = [P_w D_1 H (12H)^3 / 8EI] \quad (\text{plg}) \quad (4.7')$$

4.1.7 CALCULO DE ESFUERZOS COMBINADOS

Los esfuerzos inducidos por las cargas descritas anteriormente deben examinarse en conjunto, para definir claramente el esfuerzo (tensión o compresión) que domina en el recipiente vertical.

Examen combinado de la carga por viento (o carga por sismo), presión interna y peso del recipiente:

CONDICION DE ESFUERZO

Lado del viento (barlovento)

- + Esfuerzo debido al viento
- + Esfuerzo por presión interna
- Esfuerzo debido al peso

Lado contrario al viento (sotavento)

- Esfuerzo debido al viento

- + Esfuerzo por presión interna
- Esfuerzo debido al peso

Los signos positivos indican tensión y los negativos compresión. La suma de los esfuerzos indica si es más importante la tensión o la compresión.

Los esfuerzos deben calcularse en las siguientes zonas:

1. En la parte inferior de la torre
2. En la junta del faldón con la cabeza
3. En la junta de la cabeza inferior con el casco
4. En donde cambia el diámetro o el espesor del recipiente

Deben examinarse además los esfuerzos en las condiciones siguientes:

1. Durante el armado o el desmantelamiento
2. Durante la prueba hidrostática
3. Durante la operación

4.1.8 DISEÑO DEL SOPORTE TIPO FALDON

Un faldón es el soporte de uso más frecuente y el más satisfactorio para los recipientes verticales. Se une por soldadura continua a la cabeza y por lo general, el tamaño requerido de esta soldadura determina el espesor del faldón.

En la figura 4.8(a),(b) se muestran los tipos más comunes de sujeción del faldón a la cabeza. Para el cálculo del tamaño de soldadura requerido pueden usarse los valores de eficiencia de junta dados por el código (UW-12), ver tabla 3-12.



Figura 4.8

Las siguientes definiciones se utilizan para el cálculo del espesor del faldón requerido:

NOMENCLATURA

D = Diámetro exterior del faldón, en mm (plg)

E_j = Eficiencia de la junta del faldón a la cabeza [0.6 para soldadura a tope, fig. 4.8(a), 0.45 para soldadura a traslape, fig. 4.8(b)]

M_T = Momento en la junta del faldón a la cabeza, en N-mm (lb-plg)

R = Radio exterior del faldón, en mm(plg)

S = Valor del esfuerzo máximo permisible, de la cabeza o del faldón, el que sea menor, en MPa (lb/plg²)

t = Espesor requerido del faldón, en mm (plg)

W = Peso de la torre arriba del faldón hasta la junta de la cabeza, en operación, en N (lb)

De la mecánica de materiales se obtiene una expresión para calcular el espesor del faldón, con base en la combinación de esfuerzos que se producen por el peso de la torre (en operación) y la flexión ocasionada por la presión del viento, los dos esfuerzos son compresivos (lado contrario al viento).

$$t = [M_T / (\pi R^2 S E_j)] + [W / (\pi D S E_j)] \quad (4.8)$$

4.1.9 DISEÑO DE PERNOS DE ANCLAJE Y ANILLO DE BASE

Cuando una torre está sujeta a carga de viento o sismo, en el lado que actúa el viento se originan en el acero esfuerzos de tensión, y en el lado opuesto esfuerzos de compresión en la cimentación de concreto. Es obvio que el área de los pernos de anclaje y el área del anillo de base están relacionadas. Al aumentar el área de los pernos de anclaje, puede reducirse el área del anillo de base. Con el método de diseño que se presenta aquí, pueden determinarse el área mínima requerida de los pernos para un tamaño práctico del anillo de base. La resistencia del acero es diferente a la del concreto, por lo cual el eje neutro no coincide con la línea de centros del faldón

En la figura 4.9 se proporciona el formato de la memoria de cálculo para el soporte tipo faldón, placa base y pernos de anclaje.

UNAM	Diseño de torres altas Memoria de cálculo para el diseño del faldón, pernos de anclaje y anillo de base	TESIS PROFESIONAL
		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		NORMAS
ENEP Ara		Figura 4.9
RRM		

PARAMETROS DE DISEÑO			
DIAMETRO CIRCULO DE PERNOS	M	MOMENTO EN LA BASE	N= N-mm
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON D=	M	NON. EN JUNTA CABEZA-FALDON N _T =	N-mm
ESFZO. MATERIAL FALDON S=	MPa	PESO VACIO	W= H
ESFZO. MATERIAL ANILLO BASE S=	MPa	PESO DE OPERACION	W= N H

	PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS
FALDON	<p>ESPOSOR REQUERIDO EN EL FALDON (t) EN MM</p> <p>R=RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN MM</p> <p>W=PESO DE OPERACION EN N</p> <p>E_J=0.6 EFICIENCIA DE LA JUNTA DEL FALDON CON LA TAPA</p>	$t = (N_T / 3.1416 R^2 S E_J) + (W / 3.1416 S E_J)$	
ANCLAS	<p>DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE PERNOS (A_B)</p> <p>DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE PERNOS (C_B)</p> <p>CALCULE LA TENSION MAXIMA (T) EN EL CIRCULO DE PERNOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO EN N/MM²</p> <p>W=PESO DE MONTAJE (VACIO) EN N</p> <p>DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N)</p> <p>DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS (S_B) (VER TABLA ADJUNTA)</p> <p>CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA (A_A) EN MM²</p> <p>CHEQUE EL ESFUERZO EN LAS ANCLAS</p>	$A_B = \text{mm}^2$ $C_B = \text{mm}$ $T = (N/A_B) - (W/C_B)$ $N =$ $S_B =$ $B = (T C_B / S_B N)$ $S = (T C_B / B A N)$	
PLACA BASE	<p>DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON (A_S) EN MM²</p> <p>DETERMINE EL PERIMETRO DENTRO DEL FALDON (C_S) EN MM</p> <p>CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO (P_C) EN N/MM²</p> <p>DONDE W=PESO DE OPERACION EN N</p> <p>CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (l) EN MM</p> <p>f₃=CARGA SEGURA DE APOYO SOBRE EL CONCRETO=3.45 MPa A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR</p> <p>DETERMINE LAS DIMENSIONES l₂ Y l₃ (VER TABLA ADJUNTA)</p> <p>CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (t₃) EN MM</p> <p>DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE (A_R) EN MM²</p> <p>CHECAR EL ESFUERZO DE APOYO (S₁) EN MPa</p> <p>CHECAR EL ESFUERZO FLEXIONANTE (S₂) EN MPa</p>	$A_S = \text{mm}^2$ $C_S = \text{mm}$ $P = (N/A_S) + (W/C_S)$ $l = P_C / f_B$ $l_2 = \text{mm}$ $l_3 = \text{mm}$ $t_3 = 0.32 l_1$ $A_R = 0.7854 (D_0^2 - D_1^2)$ $S_1 = P_C C_S / A_R$ $S_2 = 3 S_1 l_1^2 / t_3^2$	

SISTEMA INTERNACIONAL

TABLA A

TAMAÑO DEL PERNO, mm	AREA EN LA RAIZ, mm ²	DIMENSION, mm	
		l ₂	l ₃
12.70	81.29	22.23	15.88
15.88	130.32	25.40	19.05
19.05	194.84	18.58	20.64
22.23	270.32	31.75	23.81
25.40	355.48	34.93	26.99
28.58	447.09	38.10	28.58
31.75	574.19	44.45	31.75
34.93	679.99	47.63	34.93
38.10	834.84	50.80	38.10
41.28	977.42	53.98	41.28
44.45	1125.16	57.15	44.45
47.63	1321.93	60.33	47.63
50.80	1483.87	63.50	50.80
57.15	1948.38	69.85	57.15
63.50	2396.77	77.99	60.33
69.85	2979.35	85.73	66.68
76.20	3626.44	92.08	73.03

TABLA B
 NUMERO DE PERNOS DE ANCLAJE

DIAMETRO DEL CIRCULO BASE DE PERNOS, mm	MINIMO	MAXIMO
609 a 914.4	4	4
1066.8 a 1371.6	8	8
1524 a 1981.2	12	12
2133.6 a 2590.8	12	16
2743.2 a 3200.4	16	20
3352.8 a 3657.6	20	24

TABLA C
 ESFUERZOS MAXIMOS PERMITIDOS PARA PERNOS USADOS CON ANCLAS

NUMERO DE ESPECIFIC.	DIAMETRO mm	MAXIMO ESFUZO, PERN. MPa
SA-325	todos los diámetros	183.64
SA-193 B7	63.5 y menores	124.37
SA-193 B16	63.5 y menores	124.37
SA-193 B7	mas de 63.5 hasta 101.6 inclusive	110.55
SA-193 B16	mas de 63.5 hasta 101.6 inclusive	108.48

* Para pernos con rosca estándar

SISTEMA INGLES

TABLA A

TAMAÑO DEL PERNO, PIG	AREA EN LA RAIZ, PIG ²	DIMENSION, PIG	
		l ₂	l ₃
1/2	0.126	7/8	5/8
5/8	0.202	1	3/4
3/4	0.302	1-1/8	13/16
7/8	0.419	1-1/4	15/16
1	0.551	1-3/8	1-1/16
1-1/8	0.693	1-1/2	1-1/8
1-1/4	0.830	1-3/4	1-1/4
1-3/8	1.054	1-7/8	1-3/8
1-1/2	1.294	2	1-1/2
1-5/8	1.515	2-1/8	1-5/8
1-3/4	1.744	2-1/4	1-3/4
1-7/8	2.009	2-3/8	1-7/8
2	2.300	2-1/2	2
2-1/4	3.020	2-3/4	2-1/4
2-1/2	3.715	3-1/16	2-3/8
2-3/4	4.618	3-3/8	2-5/8
3	5.621	3-5/8	2-7/8

TABLA B
 NUMERO DE PERNOS DE ANCLAJE

DIAMETRO DEL CIRCULO BASE DE PERNOS, PIG	MINIMO	MAXIMO
24 a 36	4	4
42 a 54	8	8
60 a 78	12	12
84 a 102	12	16
108 a 126	16	20
132 a 144	20	24

TABLA C
 ESFUERZOS MAXIMOS PERMITIDOS PARA PERNOS USADOS CON ANCLAS

NUMERO DE ESPECIFIC.	DIAMETRO PIG	MAXIMO ESFUZO, PERN. PSI
SA-325	todos los diámetros	15000
SA-193 B7	2-1/2 y menores	18000
SA-193 B16	2-1/2 y menores	18000
SA-193 B7	mas de 2-1/2 hasta 4 inclusive	16000
SA-193 B16	mas de 2-1/2 hasta 4 inclusive	15700

* Para pernos con rosca estándar

VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS

D.I. del recipien- te, pulg	CASCO cilíndrico/pie lineal				CABEZA ELIP. 2:1*			
	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb
12	0.8	5.9	0.14	49	0.1	0.98	0.02	8.17
14	1.1	8.0	0.19	67	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	136	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	3.5	26.47	0.63	220.1
38	7.9	58.9	1.40	492	4.2	31.09	0.74	259.5
40	8.7	65.3	1.55	545	4.8	36.27	0.86	302.6
42	9.6	72.0	1.71	601	5.6	41.98	1.00	350.4
48	12.6	94.0	2.24	784	8.4	62.67	1.49	523.0
54	15.9	119.0	2.83	993	11.9	89.21	2.12	744.6
60	19.6	146.9	3.50	1226	16.3	122.4	2.91	1021
66	23.8	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	44.2	330.5	7.87	2758	55.2	413.1	9.84	3447
96	50.3	376.0	8.95	3138	67.0	501.3	11.94	4184
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	130.9	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	190.1	1489	35.46	12428
144	113.1	846.0	20.14	7060	226.2	1692	40.29	14120

*No está incluido en volumen comprendido dentro de la brida plana.

VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS

D.I. del recipien- te, pulg	CABECERA ASME By C.*				CABEZA HEMIS. *			
	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb
12	0.08	0.58	0.01	4.83	0.26	1.96	0.05	16.34
14	0.12	0.94	0.02	7.83	0.42	3.11	0.07	25.95
16	0.19	1.45	0.03	12.08	0.62	4.64	0.11	38.74
18	0.27	2.04	0.05	17.00	0.88	6.61	0.16	55.16
20	0.37	2.80	0.07	28.33	1.21	9.07	0.22	75.66
22	0.50	3.78	0.09	31.49	1.61	12.07	0.29	100.7
24	0.65	4.86	0.12	40.49	2.09	15.67	0.37	130.7
26	0.82	6.14	0.15	51.15	2.66	19.92	0.47	166.2
28	1.10	8.21	0.20	68.40	3.33	24.88	0.59	207.6
30	1.30	9.70	0.23	80.81	4.09	30.60	0.73	255.4
32	1.64	12.30	0.29	102.5	4.96	37.14	0.88	309.9
34	1.88	14.10	0.34	117.5	5.95	44.54	1.06	371.7
36	2.15	16.10	0.38	134.1	7.07	52.88	1.26	441.2
38	2.75	20.60	0.49	171.6	8.31	62.19	1.48	519.0
40	3.07	23.00	0.55	191.6	9.70	72.53	1.73	605.3
42	3.68	27.50	0.65	229.1	11.22	83.97	2.00	700.7
48	5.12	38.30	0.91	319.1	16.76	125.3	2.98	1046
54	7.30	54.60	1.30	454.9	23.86	178.5	4.25	1489
60	10.08	75.40	1.80	628.2	32.73	244.8	5.83	2043
66	13.54	101	2.41	843.9	43.56	325.8	7.76	2719
72	17.65	132	3.14	1100	56.55	423.0	10.07	3530
78	22.32	167	3.98	1391	71.90	537.8	12.80	4488
84	28.47	213	5.07	1775	89.80	671.7	16.00	5606
90	35.56	266	6.33	2216	110.4	826.2	19.67	6895
96	42.51	318	7.57	2649	134.0	1003	23.87	8368
102	52.14	390	9.29	3249	160.8	1203	28.63	10037
108	60.96	456	10.86	3799	190.9	1428	34.00	11914
114	73.66	551	13.12	4590	224.5	1679	39.98	14012
120	84.35	631	15.02	5257	261.8	1958	46.63	16343
126	97.32	728	17.33	6065	303.1	2267	53.98	18919
132	108.7	813	19.36	6773	348.5	2607	62.06	21752
138	127.0	950	22.62	7915	398.2	2978	70.91	24856
144	147.9	1106	26.33	9214	452.4	3384	80.57	28241

*No está incluido en volumen comprendido dentro de la brida plana.

DENSIDADES RELATIVAS

METALES, 62°F

Aluminio	2.70
Antimonio	6.618
Bario	3.78
Bismuto	9.781
Boro	2.335
Lata: 90C, 20Z	8.60
10C, 30Z	8.44
60C, 40Z	8.36
50C, 50Z	8.20
Bronce: 90C, 10E	8.78
Cadmio	8.648
Calcio	1.54
Cromo	6.93
Cobalto	8.71
Cobre	8.89
Oro	19.3
Hidró	22.42
Hierro fundido	7.03-7.73
Hierro dulce	7.80-7.90
Plomo	11.342
Magnesio	1.741
Manganeso	7.3
Mercurio (68°F)	13.546
Níobio	10.2
Níquel	8.8
Platino	21.37
Potasio	0.870
Plata	10.42-10.53
Sodio	0.9712
Acero	7.85
Tanahó	16.6
Telurio	6.25
Estálo	7.29
Titanio	4.5
Tungsteno	18.6-19.1
Uranio	18.7
Vanadio	5.6
Zinc	7.04-7.16

HIDROCARBUROS, 60/60°F

Etano	0.3564
Propano	0.5077
N-butano	0.5844
Isobutano	0.5631
N-pentano	0.6310
Isopentano	0.6147
N-hexano	0.6640
2-metilpentano	0.6479
3-metilpentano	0.6689
2, 2-dimetilbutano (neohexano)	0.6540
2, 3-dimetilbutano	0.6664
Heptano-N	0.6882
2-metilhexano	0.6750
3-metilhexano	0.6917
2, 2-dimetilpentano	0.6782
2, 4-dimetilpentano	0.6773
1, 1-dimetilciclohexano	0.7392
Octano-N	0.7068
Ciclohexano	0.7304
Metilciclohexano	0.7336
Cicloheptano	0.7314
Metilcicloheptano	0.7740
Benceno	0.8844
Tolueno	0.8718

LIQUIDOS, 62°F

Acido acético	1.06
Alcohol comercial	0.83
Alcohol puro	0.79
Amoniaco	0.89
Bencina	0.69
Bromo	2.97
Acido carbólico	0.96
Bisulfuro de carbono	1.26
Acete de semilla de algodón	0.93
Eter sulfúrico	0.72
Acido fluorhídrico	1.53
Gasolina	0.70
Petróleo diáfano	0.80
Acete de linaza	0.94
Acete mineral	0.92
Acido murtico	1.20
Acido oxico	1.50
Acete de olivo	0.92
Acete de palma	0.97
Petróleo crudo	0.82
Acido fosfórico	1.78
Acete de rodia	0.92
Acido sulfúrico	1.84
Alquitrán	1.00
Acete de trementina	0.87
Vinagre	1.08
Agua	1.00
Agua de mar	1.03
Acete de ballena	0.92

GASES, 32°F

Aire	1.000
Acetileno	0.920
Vapor de alcohol	1.601
Amoniaco	0.592
Bisido de carbono	1.520
Monsid de carbono	0.967
Cloro	3.423
Vapor de etil	2.586
Eileno	0.967
Acido fluorhídrico	1.281
Hidrógeno	0.069
Gas de stumbrado	0.420
Vapor de mercurio	6.940
Gas de pantano	0.553
Nitrógeno	0.971
Oxido nítrico	1.039
Oxido nitroso	1.527
Oxígeno	1.106
Bisido de azufre	2.250
Vapor de agua	0.623

SOLIDOS DIVERSOS, 62°F

Albano	2.4
Asfalto	1.4
Bóras	1.6
Ladrillo común	1.8
Ladrillo refractario	2.3
Ladrillo duro	2.0
Ladrillo comprimido	2.2
Misma, de ladrillo, en mortero	1.6
Man. de ladrillo, en cemento	1.8
Cementis	1.6
Portland (fraguado)	3.1
Greda	2.3
Carbón vegetal	0.4
Asfalto	1.5
Carbón bituminoso	1.3
Concreto	2.2
Tierra seca	1.2
Tierra mojada	1.7
Esmerti	4.0
Vidrio	2.6
Gravio	2.7
Yso	2.4
Hielo	0.9
Escora de hierro	2.7
Caliza	2.6
Mármol	2.7
Manosteria	2.4
Mica	2.8
Mortero	1.5
Fosforo	1.8
Yso de París	1.8
Cuarzo	2.8
Arzo seca	1.6
Arzo húmeda	2.0
Arzo	2.3
Pisara	2.8
Roca jabonosa	2.7
Azufre	2.0
Alquitrán bituminoso	1.2
Tijá	1.8
Tepesta	3.0

La densidad relativa de los sólidos y líquidos está referida a la del agua tomada como unidad, a la temperatura especificada.

La densidad relativa de los gases está referida a la del aire tomada como unidad, a las condiciones normales de presión y temperatura.

Para hallar el peso por pie cúbico de un material, multiplique la densidad por 62.36. EJEMPLO: El peso de un pie cúbico de gasolina = $62.36 \times 0.7 = 43.65$ lb.

ÁREAS DE DIVERSAS SUPERFICIES

(en pies cuadrados)

*El área de las bridas planas no está incluida en las cifras de esta tabla.

Diámetro exterior del recipiente en pulgadas	Casco cilíndrico por pie lineal ($\pi \times D$)	Cabeza elipsoidal* 2:1 (1.09 $\times D^2$)	Cabeza alabeada con cca. ASME* (0.918 $\times D^2$)	Cabeza hemisférica* (1.5708 $\times D^2$)	Cabeza plana* (0.7854 $\times D^2$)
12	3.14	1.09	0.92	1.57	0.79
14	3.66	1.48	1.25	2.14	1.07
16	4.19	1.94	1.64	2.79	1.40
18	4.71	2.45	2.07	3.53	1.77
20	5.23	3.02	2.56	4.36	2.18
22	5.76	3.66	3.10	5.28	2.64
24	6.28	4.36	3.68	6.28	3.14
26	6.81	5.12	4.32	7.08	3.69
28	7.32	5.92	5.00	8.55	4.28
30	7.85	6.81	5.76	9.82	4.91
32	8.37	7.76	6.53	11.17	5.58
34	8.90	8.75	7.39	12.11	6.31
36	9.43	9.82	8.29	14.14	7.07
38	9.94	10.93	9.21	15.75	7.88
40	10.47	12.11	10.20	17.44	8.72
42	11.00	13.35	11.25	19.23	9.62
48	12.57	17.47	14.70	25.13	12.57
54	14.14	22.09	18.60	31.81	15.90
60	15.71	27.30	23.60	39.27	19.64
66	17.28	33.10	27.80	47.52	23.76
72	18.85	39.20	33.00	56.55	28.27
78	20.42	46.00	38.85	66.37	33.18
84	21.99	53.40	45.00	76.97	38.49
90	23.56	61.20	51.60	88.37	44.16
96	25.20	69.80	58.90	100.54	50.27
102	26.70	78.80	66.25	113.43	56.25
108	28.27	88.25	74.35	127.25	63.62
114	29.85	98.25	83.00	141.78	70.88
120	31.50	109.00	92.00	157.08	78.87
126	32.99	120.11	100.85	173.20	86.59
132	34.56	132.00	111.50	190.09	95.03
138	36.20	144.00	121.50	207.76	102.00
144	37.70	157.00	132.20	226.22	113.50

4.2 SERVICIO Y CONDICIONES DE OPERACION DEL RECIPIENTE

En este apartado se indican los datos que proporciona el usuario, de carácter técnico y geográfico, que necesita el diseñador para realizar un cálculo correcto del recipiente, de acuerdo con los requerimientos de uso y las condiciones climatológicas.

DATOS DE DISEÑO QUE PROPORCIONA EL COMPRADOR

1. Volumen nominal = 82 m³
2. Producto a almacenar: Alquitrán
3. Densidad relativa: $\delta = 1.00$
4. Temperatura de diseño (T) = 313 K (104 °F, 40 °C)
5. Presión de operación (P_o) = 1.036 MPa (150 lb/plg²)
6. Lugar de instalación: Veracruz, Ver.
7. Presión de diseño (obtenida de acuerdo - con la ecuación 1.2), $P = P_o + 0.2073 = 1.2433$ MPa
8. Tolerancia por corrosión = 1.6 mm (1/16 plg), obtenido de acuerdo con lo recomendado en 3.1.2
9. Nivel normal de operación = 18.29 m (60 ft)
10. Presión del viento P_w = 1679 Pa (35 lb/ft²)

4.3 PRIMERA OPCION DE DISEÑO

Habiendo estudiado detenidamente los datos que proporciona el comprador elegiremos como primera opción de diseño los siguientes componentes:

1. Utilizaremos dos cabezas toriesféricas, tomando en cuenta lo que se explica en 3.3.3 .
2. El material seleccionado será acero SA-515-70, de acuerdo con lo recomendado en 3.1. Ver tablas 3-1 y 3-2 .
3. Todas las juntas en el cuerpo cilíndrico serán hechas a tope, como se indica en la tabla 3-12(1), en las cuales $E_j=0.85^3$.
4. Las juntas de las cabezas al casco serán del tipo mostrado en la tabla 3-12(2) (inferior) y tenemos $E_j=1.00^4$, de acuerdo con lo indicado en las tablas 3-13(1) y 3-14 .

³. Distintos fabricantes, de acuerdo con la experiencia, recomiendan que el punto óptimo de eficiencia de soldaduras para los cuerpos cilíndricos se tiene cuando $E_j=0.85$, es decir, el espesor no resulta muy grande, y el costo del radiografiado es relativamente bajo. Solamente en casos especiales se utiliza otro valor de la eficiencia de soldaduras.

⁴. Así como en los cilindros de recipientes sometidos a presión es recomendable usar una eficiencia de 0.85, en las cabezas es conveniente usar un valor de 1.00. En algunos casos las cabezas son fabricadas de una sola pieza, esto involucra que no tengan soldaduras y automáticamente el valor de la eficiencia es de 1.00; cuando las cabezas no son fabricadas de una sola pieza, es conveniente radiografiar totalmente las soldaduras, cuyas longitudes son generalmente pequeñas, y consecuentemente, el radiografiado no es muy costoso comparado con el costo resultante del incremento en el espesor de las cabezas al utilizar una eficiencia de junta menor que 1.00 .

4.3.1 CALCULO POR PRESION INTERNA

Como primer paso calcularemos la envolvente cilíndrica y las tapas por presión interna, de acuerdo con lo indicado en 4.1.1, el recipiente será dividido como se indica en la figura 4.10 .

Una vez realizada la división, se calcularán las presiones hidrostáticas generadas por las diferentes alturas de las columnas de producto, para lo cual aplicaremos la ecuación 4.3 .

$$P_H = (0.00980665)8H \quad (\text{MPa})$$

CALCULO DE LA ENVOLVENTE CILINDRICA (CASCO)

SECCION ABAJO DE LA COTA DEL NIVEL NORMAL DE OPERACION

ALTURA (m)	PRESION HIDROSTATICA GENERADA (MPa)
H ₁ =16.84	P _{H1} =0.16514
H ₂ =16.44	P _{H2} =0.16122
H ₃ =14.61	P _{H3} =0.14328
H ₄ =12.78	P _{H4} =0.12533
H ₅ =10.95	P _{H5} =0.10738
H ₆ =9.12	P _{H6} =0.08944
H ₇ =7.29	P _{H7} =0.07149
H ₈ =5.46	P _{H8} =0.05354
H ₉ =3.63	P _{H9} =0.03560
H ₁₀ =1.80	P _{H10} =0.01765

De acuerdo a lo prescrito en 4.1.1, es lógico que el mayor valor para la presión de diseño lo dará la ecuación 4.2, así que se calculan las presiones de diseño para las diferentes alturas.

$$P = P_o + P_H + 0.2073 \quad (\text{MPa})$$

$$P_1 = 1.036 + 0.18514 + 0.2073 = 1.40844$$

$$P_2 = 1.036 + 0.18122 + 0.2073 = 1.40452$$

$$P_3 = 1.036 + 0.14328 + 0.2073 = 1.38658$$

$$P_4 = 1.036 + 0.12533 + 0.2073 = 1.36863$$

$$P_5 = 1.036 + 0.10738 + 0.2073 = 1.35088$$

$$P_6 = 1.036 + 0.08944 + 0.2073 = 1.33274$$

$$P_7 = 1.036 + 0.07149 + 0.2073 = 1.31479$$

$$P_8 = 1.036 + 0.05354 + 0.2073 = 1.29684$$

$$P_9 = 1.036 + 0.03560 + 0.2073 = 1.27890$$

$$P_{10} = 1.036 + 0.01765 + 0.2073 = 1.26095$$

Ya que hemos completado el cálculo de las presiones de diseño, cada una de ellas será sustituida en la fórmula 3-1 para calcular el esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales)

$$t = (PR)/(SE_j - 0.6P)$$

donde

$$R = 1250 \text{ mm}$$

$$S = 121 \text{ MPa}$$

$$E_j = 0.85$$

Con esto obtenemos los siguientes resultados

- Para $P=1.40844$ MPa

$$t = [(1.40844)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.40844)]$$

$$t = 17.26 \text{ mm} = 0.680 \text{ plg}$$

- Para $P=1.40452$ MPa

$$t = [(1.40452)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.40452)]$$

$$t = 17.21 \text{ mm} = 0.678 \text{ plg}$$

- Para $P=1.38658$ MPa

$$t = [(1.38658)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.38658)]$$

$$t = 17.00 \text{ mm} = 0.669 \text{ plg}$$

- Para $P=1.36863$ MPa
 $t = [(1.36863)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.36863)]$
 $t = 16.77$ mm = 0.680 plg
- Para $P=1.35068$ MPa
 $t = [(1.35068)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.35068)]$
 $t = 16.55$ mm = 0.652 plg
- Para $P=1.33274$ MPa
 $t = [(1.33274)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.33274)]$
 $t = 16.32$ mm = 0.643 plg
- Para $P=1.31479$ MPa
 $t = [(1.31479)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.31479)]$
 $t = 16.10$ mm = 0.634 plg
- Para $P=1.29684$ MPa
 $t = [(1.29684)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.29684)]$
 $t = 15.88$ mm = 0.625 plg
- Para $P=1.27890$ MPa
 $t = [(1.27890)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.27890)]$
 $t = 15.66$ mm = 0.617 plg
- Para $P=1.26095$ MPa
 $t = [(1.26095)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.26095)]$
 $t = 15.44$ mm = 0.608 plg

De acuerdo con los cálculos anteriores, observamos que de la cota del nivel normal de operación hacia la parte inferior de la torre se deben usar dos espesores, 17.46 mm (11/16 plg) en donde la presión de diseño sea de 1.31479 MPa y mayor, y 15.88 mm (5/8 plg) en donde la presión de diseño sea de 1.29684 MPa y menor.

SECCION ARRIBA DE LA COTA DEL NIVEL NORMAL DE OPERACION

En esta sección podemos observar claramente en la figura 4.10 que solo actúa la presión interior de diseño ($P=P_o+0.2073 = 1.2433$ MPa), y es con este valor que calcularemos el espesor de esta sección.

$$t = [(1.2433)(1250)] / [(121)(0.85) - (0.6)(1.2433)]$$
$$t = 15.22 \text{ mm} = 0.599 \text{ plg}$$

En este caso usaremos placa de 15.88 mm (5/8 plg) de espesor.

CÁLCULO DE LAS CABEZAS (TORIÉSFERICAS)**CABEZA INFERIOR**

Como se indica en la figura 4.10, se puede observar que la cabeza inferior (fondo de la torre) está sometida a una presión hidrostática de 0.16514 MPa, esto muestra que el cálculo del espesor de la cabeza inferior se hará con una presión de diseño $P_1=1.40844$ MPa. Los cálculos se presentan en la figura 4.11, tomando en cuenta la utilización de las fórmulas (3.38) y la tabla (3-8).

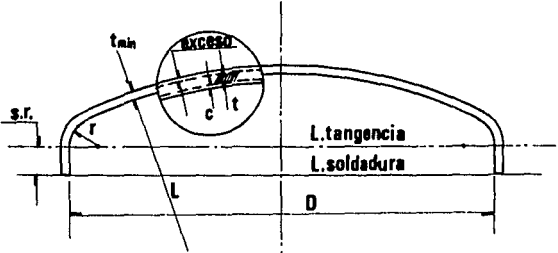
CABEZA SUPERIOR

Aquí podemos ver que esta cabeza está sometida solo a la presión interior de diseño ($P=P_o+0.2073 = 1.2433$ MPa), con la cual se calcula el espesor. La memoria de cálculo se indica en la figura 4.12, tomando en cuenta la utilización de las fórmulas (3.38) y la tabla (3-8).

UNAM
INEP Ara
RRM

Memoria de cálculo para espesor de una cabeza toriesférica bajo presión interna
 UG-32, UA-4
 CABEZA INFERIOR

TESIS PROFESIONAL
DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN
NORMAS
 Figura 4.11



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-515-70
PRESION DE DISEÑO (P)	= 1.48844 MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 313 K
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S)	= 121 MPa
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D)	= 2500 mm
RADIO INTERIOR DE LA CORONA (L)	= 2500 mm
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r)	= 149.97 mm
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J)	= 1.00
FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS (M)	= 1.77
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 1.59 mm
ESFESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t)	= 25.78 mm
ESFESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	= 28.58 mm

observaciones/operaciones

PLM
 $t = 2SE_J - 0.2P$

$t = \frac{(1.48844)(2500)(1.77)}{2(121)(1.0) - 0.2(1.48844)}$

t = 25.78 mm

SE USARA PLACA DE 28.58 mm (1-1/8 plg) DE ESFESOR; CON CORROSION PERMISIBLE DE 1/16 plg.

LA CABEZA SERA FABRICADA DE UNA SOLA PIEZA, PREFERENTE MENTE, SI NO RADIOGRAFIADA EN SU TOTALIDAD.

$t = \frac{PLM}{2SE_J - 0.2P} = \text{mm}$

t+C=27.37mm t_{MIN}=28.58mm

EXCESO=t_{MIN}-(t+C)=1.21 mm

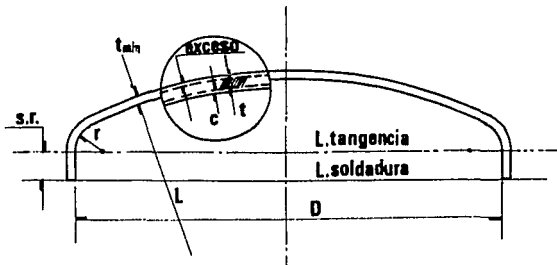
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=P_{HC}

ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S_{ATH}) = 121 MPa

$P_{HC} = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5(1.48844) \left[\frac{121}{121} \right] = 2.11266 \text{ MPa}$

P_{HC}=2.11266 MPa



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-515-70
PRESION DE DISEÑO (P)	= 1.2433 MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 313 K
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S)	= 121 MPa
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D)	= 2500 mm
RADIO INTERIOR DE LA CORONA (L)	= 2500 mm
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r)	= 149.97 mm
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J)	= 1.00
FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS (H)	= 1.77
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 1.59 mm
ESPOSOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t)	= 22.76 mm
ESPOSOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	= 25.4 mm

observaciones/operaciones

PLM
 $t = \frac{PLM}{2SE_J - 0.2P}$
 $t = \frac{(1.2433)(2500)(1.77)}{2(1.0)(1.0) - 0.2(1.2433)}$
 $t = 22.76 \text{ mm}$
 SE USARA PLACA DE 25.4 mm -
 (1 plg) DE ESPESOR, CON - -
 CORROSION PERMISIBLE DE 1/16
 plg.
 LA CABEZA SERA FABRICADA DE
 UNA SOLA PIEZA, PREFERENTE -
 NENTE, SI NO RADIOGRAFIADA
 EN SU TOTALIDAD.

$$t = \frac{PLM}{2SE_J - 0.2P} = \text{mm}$$

t+C=24.35mm t_{MIN}=25.4 mm

EXCESO=t_{MIN}-(t+C)=1.05 mm

CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA
CORREGIDA POR TEMPERATURA

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=P_{HC}

ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S_{ATH}) = 121 MPa

$$P_{HC} = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5(1.2433) \left[\frac{121}{121} \right] = 1.86495 \text{ MPa}$$

P_{HC}=1.86495 MPa

4.3.2 CALCULO POR PRESION DEL VIENTO

Como lo especifica el comprador en 4.2, la presión unitaria del viento en el lugar que se instalará el recipiente a una altura de 30.48 m (100 ft) es de $P_w=2639$ Pa (55 lb/ft²).

Como alternativa el lector puede calcular la presión del viento con los datos de las figuras 4.1 y 4.2 tomando en cuenta lo siguiente:

La relación entre la presión del viento y la velocidad del mismo, cuando la sección transversal horizontal es circular, se expresa por la fórmula:

$$P_w = (0.0025)V_w^2 \quad (4.9)$$

donde

P_w = Presión del viento, en (lb/ft²)

V_w = Velocidad del viento, en mph

Procederemos a verificar el dato del usuario. De la figura 4.1 observamos que la velocidad del viento en Veracruz, Ver. es de 67.5 m/s .

Realizamos la conversión

$$V_w = (2.236936292)(67.5) = 151 \text{ mph}$$

sustituimos en (4.9)

$$P_w = (0.0025)(151)^2 = 57 \text{ lb/ft}^2$$

realizamos la conversión

$$P_w = (47.98086459)(57) = 2734 \text{ Pa}$$

De la figura 4.2 confirmamos que para una altura de 30.48 m (100 ft) en Veracruz, Ver. la presión del viento es $P_w=2639$ Pa (55 lb/ft²).

CONCLUSION.

Tomaremos la mayor presión calculada que es $P_w=2734$ Pa (57 lb/ft²), y finalmente aplicando el factor de forma, que para una torre cilíndrica es de 0.6, la presión del viento será

$$P_w = (0.6)(2734) = 1640.4 \text{ Pa (34.2 lb/ft}^2\text{)}$$

Consideraremos también la presión que se ejerce sobre otros elementos montados en la torre como son plataforma, escalera y varios. Estos datos se proporcionan a continuación:

- RECIPIENTE

$$P_w = 1640.6 \text{ Pa}$$

$D_1 = 2.86$ m, diámetro del recipiente con aislamiento, margen por tuberías, etc.

$$H = 30.48 \text{ m}$$

- PLATAFORMA

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

diámetro = 4 m

altura = menor que 1, pero se toma unitaria.

- ESCALERA

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

largo = 29 m

espesor = menor que 1, pero se toma unitario.

- VARIOS

Se toma la menor cantidad resultante de entre la escalera y la plataforma, tanto en la fuerza cortante producida como en el momento flector.

Con los datos anteriores calculamos el espesor de envoltorio requerido para soportar presión del viento, utilizando para esto el formato de la figura 4.3 .

CARGA POR VIENTO

A

FORMULAS

$$\text{FUERZA CORTANTE} \quad U = (P_W) (D_{1,2}) (H_{1,2})$$

$$\text{MOMENTO FLECTOR} \quad M = (U) (h_{1,2})$$

$$M_T = M - h_T (U - 0.5 P_W D_1 h_T)$$

$$\text{ESFUERZO} \quad S = (M) / (3.1416 R^2 t E_f)$$

$$\text{ESPESOR REQUERIDO} \quad t = (M) / (3.1416 R^2 S E_f)$$

NOMENCLATURA

D_1, D_2	== ANCHO DEL RECIPIENTE CON AISLAMIENTO, EN M
E_j	== LA MENOR EFICIENCIA EN LAS JUNTAS
h_1, h_2	== BRAZO DE PALANCA, EN M
h_T	== DISTANCIA DE LA BASE A LA SECCION BAJO CONSIDERACION, EN M
H, H_1, H_2	== LONGITUD DEL RECIPIENTE O SECCION DEL MISMO, EN M
M	== MOMENTO MAXIMO (EN LA BASE), EN N-M
M_T	== MOMENTO A LA ALTURA h_T , EN N-M
P_W	== PRESION DEL VIENTO, EN Pa
R	== RADIO MEDIO DEL RECIPIENTE, EN M
S	== ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL, EN Pa
t	== ESPESOR REQUERIDO, EN M
U	== FUERZA CORTANTE TOTAL, EN N

OBSERVACIONES/OPERACIONES

$$\text{FUERZA CORTANTE (U)} \quad P_W \times D_1 \times H = U$$

RECIPIENTE	(1640.4) (2.86) (30.48) = 142,998.26
PLATAFORMA	(1640.4) (4) (1) = 6,561.60
ESCALERA	(1640.4) (1) (29.9) = 49,047.96
VARIOS	= 6,561.60

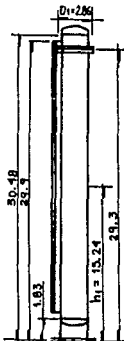
$$\text{FUERZA CORTANTE TOTAL} = 205,169.42$$

$$\text{MOMENTO FLECTOR (M)} \quad U \times h_1 = M$$

RECIPIENTE	(142,998.26) (15.24) = 2,179,293.40
PLATAFORMA	(6,561.60) (29.3) = 192,254.88
ESCALERA	(49,047.96) (15.00) = 735,719.40
VARIOS	= 192,254.88

$$\text{MOMENTO FLECTOR MAXIMO EN LA BASE} = 3,299,522.64$$

B



CARGA POR VIENTO

A	FORMULAS
	FUERZA CORTANTE $U=(P_w)(D_{1,2})(H_{1,2})$
	MOMENTO FLECTOR $M=(U)(h_{1,2})$
	$M_T=M-h_T(U-0.5P_wD_1h_T)$
	ESFUERZO $S=(M)/(3.1416R^2tE_J)$
	ESPESOR REQUERIDO $t=(M)/(3.1416R^2SE_J)$
	NOMENCLATURA
	<p> D_1, D_2 = ANCHO DEL RECIPIENTE CON AISLAMIENTO, EN M E_J = LA MENOR EFICIENCIA EN LAS JUNTAS h_1, h_2 = BRAZO DE PALANCA, EN M h_T = DISTANCIA DE LA BASE A LA SECCION BAJO CONSIDERACION, EN M H, H_1, H_2 = LONGITUD DEL RECIPIENTE O SECCION DEL MISMO, EN M M = MOMENTO MAXIMO (EN LA BASE), EN N-M M_T = MOMENTO A LA ALTURA h_T, EN N-M P_w = PRESION DEL VIENTO, EN Pa R = RADIO MEDIO DEL RECIPIENTE, EN M S = ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL, EN Pa t = ESPESOR REQUERIDO, EN M U = FUERZA CORTANTE TOTAL, EN N </p>
	OBSERVACIONES/OPERACIONES
	<p> CALCULAMOS EL MOMENTO EN LA COSTURA DE LA CABEZA INFERIOR (M_T) $M_T=M-h_T(U-0.5P_wD_1h_T)$ $M_T=(3,299,522.64)-(1.83)[205,169.42-0.5(1640.4)(2.86)(1.83)]$ $M_T= 2,931,918.357 \text{ N-m}$ </p>
	<p> CALCULAMOS EL ESPESOR DEL CASCO $t = \frac{M_T}{3.1416R^2SE_J} = \frac{2,931,918.357}{3.1416(1.25)^2(121 \times 10^6)(0.85)} = 5.8 \text{ mm}$ </p>
	<p> A CONTINUACION CALCULAMOS LA DISTANCIA X, PARA LA CUAL EL ESPESOR REQUERIDO POR PRESION INTERNA ES SATISFACTORIO TAMBIEN PARA RESISTIR PRESION POR CARGA DE VIENTO. USAMOS LA FIGURA 4.4(a), (b) </p>
	<p> $t_w/t_p=5.8/17.26=0.336$ Y RESULTA $M=1.0$ </p>
	<p> Y PUESTO QUE $X=MH = 1.0(30.48)= 30.48\text{m}$ </p>
	<p> ESTO INDICA QUE EL ESPESOR DE 11/16 plg CALCULADO PARA SOPORTAR PRESION INTERNA, ES SATISFACTORIO EN TODA LA LONGITUD DEL RECIPIENTE PARA SOPORTAR TAMBIEN LA PRESION EJERCIDA POR EL VIENTO. </p>
B	

4.3.3 CALCULO POR PESO PROPIO

De acuerdo a todos los cálculos anteriores se realizó la división y los espesores correspondientes del recipiente, como se indica en la figura 4.10.

Usando anillos de 1.83 m (6 ft) de ancho, el recipiente puede construirse con:

1 anillo de 1.20m de ancho y 15.875mm de espesor	1.20m
9 anillos de 1.83m de ancho y 15.875mm de espesor	16.47m
6 anillos de 1.83m de ancho y 19.05mm de espesor	<u>10.98m</u>
TOTAL	= 28.65m

CALCULO DEL PESO DE LA TORRE

1. CASCO

Como se explicó en 4.1.3 la placa de una pulgada de espesor pesa aproximadamente 200 kg/m², con esto hacemos el cálculo para los espesores de placa que requerimos

peso 1 = 125 kg/m², peso de placa de 15.875 mm (5/8 plg)

peso 2 = 150 kg/m², peso de placa de 19.05 mm (3/4 plg)

NUM DE ANILLOS	ESP. DE PLACA (mm)	AREA (m ²) (π)(Dext)(ancho)
1	15.875	(π)(2.53175)(1.2) = 9.544
9	15.875	(π)(2.53175)(16.47) = 131.0
6	19.05	(π)(2.53806)(10.98) = <u>87.55</u>
		TOTAL = 228.10

PESO (N)

(125)(9.80665)(9.544)	=	11,699.33
(125)(9.80665)(131)	=	160,583.89
(150)(9.80665)(87.55)	=	<u>128,785.83</u>
		301,069.05
+ 6%	=	<u>18,064.143</u>
TOTAL	=	319,133.193

2. CABEZAS

Calculamos el área de las cabezas con la fórmula indicada en la tabla 4-3.

$$A = (0.918)D^2_{EXT} \quad (m^2)$$

Calculamos los pesos de placa

peso 1 = 187.5 kg/m², peso de placa de 23.813mm (15/16 plg)

peso 2 = 200 kg/m², peso de placa de 25.4mm (1 plg)

CABEZA	DIAMETRO EXTERIOR (m)	AREA (m ²)
SUPERIOR	2.548	$(0.918)(2.548)^2 = 5.96$
INFERIOR	2.551	$(0.918)(2.551)^2 = 5.97$
BRIDA RECTA SUPERIOR	2.548	$(\pi)(2.548)(0.0381) = 0.3049$
BRIDA RECTA INFERIOR	2.551	$(\pi)(2.551)(0.0381) = 0.3053$
		<u>TOTAL = 12.54</u>

PESO (N)

$$\begin{aligned}
 (187.5)(9.80665)(5.96) &= 10,958.93 \\
 (200)(9.80665)(5.97) &= 11,709.14 \\
 (187.5)(9.80665)(0.3049) &= 560.63 \\
 (200)(9.80665)(0.3053) &= 598.79 \\
 &23,827.09 \\
 + 6\% &= 1,429.65 \\
 \text{TOTAL} &= 25,257.14
 \end{aligned}$$

3. VARIOS

En este concepto incluimos el peso de diversos componentes, el cual no hemos calculado debido a lo mencionado en 1.1. Por lo tanto conseguimos los datos reales del peso, proporcionados por las fuentes indicadas en 1.1 y son los siguientes:

CONCEPTO	PESO (N)
PLACAS INTERIORES	3,788.93
SOPORTES DE ARTESAS	534.91
ANILLOS AISLANTES	1,025.24
REGISTRO	4,056.39
OREJAS DE ANCLAJE	<u>579.48</u>
	9,984.95
+ 6% =	<u>599.097</u>
TOTAL =	<u>10,584.047</u>

AISLAMIENTO	20,504.81
PLATAFORMA	5,794.84
ESCALERA	12,704.07
TUBERIAS	<u>6,463.47</u>
TOTAL =	<u>45,467.19</u>

PESO TOTAL DE VARIOS = 56,051.237 N

PESO ARRIBA DEL FALDON

W = 319,133.193 + 25,257.14 + 56,051.237

W = 400,441.57 N

PESO DEL FALDON

W = 12,438.89 N

PESO TOTAL DEL ARMADO

W = 400,441.57 + 12,438.89

W = 412,880.46 N

PESO TOTAL DE OPERACION

W = 412,880.46 + 804,145.3

W = 1,217,025.76 N

PESO TOTAL DE PRUEBA

W = 412,880.46 + 1,401,332

W = 1,814,212.46 N

4.3.4 CALCULO POR SISMO

Para realizar este cálculo utilizaremos el formato de la figura 4.5 que se muestra en las páginas siguientes, en donde se proporcionan los datos necesarios para este proceso.

4.3.5 DISEÑO DEL FALDON, ANILLO DE BASE Y ANCLAS

El diseño de estos elementos se realiza en base a datos obtenidos en el cálculo por presión del viento o carga sísmica, los que sean mayores. Para este proceso utilizamos el formato de la figura 4.9 que se muestra en las siguientes páginas.

UNAM ENEP Ara RRM	Diseño de torres altas	TESTS PROFESIONAL
	Memoria de cálculo para espesor del casco requerido para soportar carga sísmica	DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
	PRIMERA OPCION DE DISEÑO	NORMAS
		Figura 4.5

C A L C U L O S

DATOS
 t=7/16 plg
 H=100 ft
 W=1,217,025.76H
 = 273,024.6 lb
 w=2730.25 lb/ft
 D=8.275 ft

1. CALCULO DE LA FUERZA CORTANTE TOTAL
 NOTA: UTILIZAMOS UNIDADES INGLESAS
 U=CN
 CALCULAMOS T:
 $T = 0.0000265[H/D]^2[wD/t]^{1/2}$
 $= 0.0000265[100/8.275]^2[(2730.25)(8.275)/0.4375]^{1/2}$
 T=0.88 seg
 CALCULO DE U:
 VERACRUZ ESTA EN ZONA SISMICA 3 (ver fig. 4.6)

DE LA TABLA INFERIOR: $C=0.08/T = 0.08/0.88 = 0.09091$

NOTA: UNA VEZ CALCULADO C UTILIZAMOS UNIDADES INTERNACIONALES

$U=CN = (0.09091)(1,217,025.76)=110,639.812$ N

2. CALCULAMOS EL MOMENTO MAXIMO EN LA BASE

$M=(2/3)UH=(2/3)(110,639.812)(30.48)=2,240,200.98$ N-m

3. CALCULO DEL ESPESOR

$t=M/(3.1416R^2SE_f)=(2,240,200.98)/(3.1416)(1.25)^2(121 \times 10^6)(0.85)$

t=4.45 mm

FORMULAS

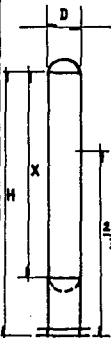
FUERZA CORTANTE	MOMENTO FLECTOR	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$U=CN$	$M=(2CNH)/3$ $M_x=CNX^2(3H-X)/3H^2$	$S=M/(3.1416R^2t)$	$t=M/(3.1416R^2SE_f)$

NOMENCLATURA

C = Coeficiente sísmico, ver tabla
 E_f = Eficiencia de la junta en la base
 H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m
 M = Momento máximo (en la base), en N-m
 M_x = Momento a una distancia X, en N-m
 R = Radio medio del recipiente, en m
 S = Esfuerzo del material o esfuerzo actual, en Pa
 T = Período de vibración, en seg, (ver eg. 4.5)
 t = Espesor requerido, excluyendo corrosión, en m
 W = Peso total de la torre, en N
 X = Distancia desde la línea de tangencia mas alta a la sección mas baja en consideración, en m
 U = Fuerza cortante total, en N

COEFICIENTE SISMICO (C)

ZONA SISMICA	T<0.4 s	T=0.4 a 1.0 s	T>1.0 s
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08



UNAM	Diseño de torres altas		TESIS PROFESIONAL	
	ENEP Ara	Memoria de cálculo para espesor del casco requerido para soportar carga sísmica		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
		PRIMERA OPCION DE DISEÑO		NORMAS
RRM			Figura 4.5	

CALCULOS			
CALCULO DE LA VIBRACION MAXIMA PERMITIDA			
$T_a = 0.80 [WH/Ug]^{1/2} = 0.80 [(273,824.6) (100) / (24,820.67) (32.2)]^{1/2}$			
$T_a = 4.68 \text{ seg}$			
CON ESTE RESULTADO CONFIRMAMOS QUE LA VIBRACION REAL NO ES MAYOR QUE LA VIBRACION - MAXIMA PERMITIDA.			
NOTA: EL FALDON, ANCLAS Y ANILLO DE BASE SERAN CALCULADOS CON CARGA POR VIENTO YA QUE ESTA CARGA RESULTO MAYOR QUE LA PRODUCIDA POR SISMO.			

FORMULAS			
FUERZA CORTANTE	NOVENTO FLECTOR	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$U = CH$	$M = (2CHH) / 3$ $M_x = CHX^2 (3H - X) / 3H^2$	$S = M / (3.1416R^2t)$	$t = M / (3.1416R^2SE_f)$
NOMENCLATURA			
C = Coeficiente sísmico, ver tabla E _f = Eficiencia de la junta en la base H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m M = Momento máximo (en la base), en N-m' M _x = Momento a una distancia X, en N-m R = Radio medio del recipiente, en m S = Esfuerzo del material o esfuerzo actual, en Pa T = Periodo de vibración, en seg. (ver ec. 4.5) t = Espesor requerido, excluyendo corrosión, en m W = Peso total de la torre, en N X = Distancia desde la línea de tangencia mas alta a la sección mas baja en consideración, en m U = Fuerza cortante total, en N			
COEFICIENTE SISMICO (C)			
ZONA SISMICA	T < 0.4 s	T = 0.4 a 1.0 s	T > 1.0 s
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08

PARAMETROS DE DISEÑO			
DIAMETRO CIRCULO DE PERNOS	2600 mm	MOMENTO EN LA BASE	$M = 3.30 \times 10^9$ N-mm
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON	$D = 2500$ mm	MOM. EN JUNTA CABEZA-FALDON	$M_T = 2.932 \times 10^9$ N-mm
ESFZO. MATERIAL FALDON	$S = 121$ MPa	PESO VACIO	$W = 400,441.57$ N
ESFZO. MATERIAL ANILLO BASE	$S = 121$ MPa	PESO DE OPERACION	$W = 1,217,025.76$ N
PROCEDIMIENTO		ECUACIONES	CALCULOS
FALDON	ESPESOR REQUERIDO EN EL FALDON (C) EN MM	$t = (M_T / 3.1416 R^2 S E_J) + (W / 3.1416 D S E_J)$	$t = \frac{(2,931,918.357 \times 10^9)}{3.1416 (1250)^2 (121) (0.6)} + \frac{(1,204,586.87)}{3.1416 (2500) (121) (0.6)}$
	R= RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN MM		$t = 10.34$ mm (7/16 plg)
ANCLAS	DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE PERNOS (A _B)	$A_B = 5.31 \times 10^6$ mm ²	$A_B = \frac{3.1416}{4} D^2 = \frac{3.1416}{4} (2600)^2$
	DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE PERNOS (C _B)	$C_B = 8168.16$ mm	$C_B = 5.31 \times 10^6$ mm ²
	CALCULE LA TENSION MAXIMA (T) EN EL CIRCULO DE PERNOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO EN N/MM ²	$T = (M/A_B) - (W/C_B)$ $T = 570.921$ N/mm	$T = \frac{(3.30 \times 10^9)}{(5.31 \times 10^6)} - \frac{(412,880.46)}{(8168.16)}$
	W= PESO DE MONTAJE (VACIO) EN N	$N = 16$ (TABLA B, FIG. 4.9)	$C_B = 3.1416 D = 3.1416 (2600)$ $C_B = 8168.16$ mm
	DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N)	$S_B = 124.37$ (SA-193 B7)	$T = 570.921$ N/mm $T = \frac{(570.921) (8168.16)}{(124.37) (16)}$
DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS (S _B) (VER TABLA ADJUNTA)	$B_A = (T C_B / S_B N)$ $B_A = 2343.65$ mm ²	$S_B = 124.37$ (SA-193 B7)	$B_A = \frac{(570.921) (8168.16)}{(124.37) (16)}$
CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA (A _A) EN MM ²	$S_A = (T C_B / B_A N)$ $S_A = 121.61$ MPa	$B_A = 2343.65$ mm ²	$B_A = 2343.65$ mm ²
DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON (A _S) EN MM ²	$A_S = 5 \times 10^6$ mm ²	$A_S = 5 \times 10^6$ mm ²	$A_S = \frac{3.1416}{4} D^2 = \frac{3.1416}{4} (2521)^2$
DETERMINE EL PERIMETRO DENTRO DEL FALDON (C _S) EN MM	$C_S = 7920$ mm	$C_S = 7920$ mm	$C_S = 5 \times 10^6$ mm ²
CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO (P _C) EN N/MM	$P_C = (M/A_S) + (W/C_S)$ $P_C = 813.66$ N/mm	$P_C = (M/A_S) + (W/C_S)$ $P_C = 813.66$ N/mm	$C_S = 3.1416 D = 3.1416 (2521)$ $C_S = 7920$ mm
DONDE W= PESO DE OPERACION EN N	$l = P_C / f_s$ $l = 236$ mm	$l = P_C / f_s$ $l = 236$ mm	$P_C = \frac{(3.30 \times 10^9)}{(5 \times 10^6)} + \frac{(1,217,025.76)}{(7920)}$ $P_C = 813.66$ N/mm
CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (I) EN MM	$l_2 = 77.99$ mm $l_3 = 60.33$ mm	$l_2 = 77.99$ mm $l_3 = 60.33$ mm	$l = 813.66 / 3.45 = 236$ mm
f _s = CARGA SEGURA DE APOYO SOBRE EL CONCRETO= 3.45 MPa A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR	$t_B = 0.321$ $= 1-3/4$ plg	$t_B = 0.321$ $= 1-3/4$ plg	$l = 813.66 / 3.45 = 236$ mm
DETERMINE LAS DIMENSIONES l ₂ Y l ₃ (VER TABLA ADJUNTA)	$A_R = 0.7854 (D_0^2 - D_1^2)$ $= 1.90 \times 10^6$ mm ²	$A_R = 0.7854 (D_0^2 - D_1^2)$ $= 1.90 \times 10^6$ mm ²	$l = 813.66 / 3.45 = 236$ mm
CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (t _B) EN MM	$S_1 = P_C C_S / A_R$ $= 3.39$ MPa	$S_1 = P_C C_S / A_R$ $= 3.39$ MPa	$A_R = 0.7854 (2799^2 - 2327^2)$ $A_R = 1.90 \times 10^6$ mm ²
DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE (A _R) EN MM ²	$S_2 = 3 S_1 l_2 / t_B^2$ $= 98.48$ MPa	$S_2 = 3 S_1 l_2 / t_B^2$ $= 98.48$ MPa	$l = 813.66 / 3.45 = 236$ mm
CHECAR EL ESFUERZO DE APOYO (S ₁) EN MPa			$S_1 = \frac{(813.66) (7920)}{(1.90 \times 10^6)} = 3.39$ MPa
CHECAR EL ESFUERZO FLEXIONANTE (S ₂) EN MPa			A_R ES SATISFACTORIO.

UNAM		Diseño de torres altas		TESIS PROFESIONAL	
ENEP Ara		Memoria de cálculo para el diseño del faldón, pernos de anclaje y anillo de base		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION	
RRM		PRIMERA OPCION DE DISEÑO		NORMAS	
				Figura 4.9	
PARAMETROS DE DISEÑO					
DIAMETRO CIRCULO DE PERNOS		2600	mm	MOMENTO EN LA BASE $M=3.30 \times 10^9$ N-mm	
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON		D= 2500	mm	MOM. EN JUNTA CABEZA-FALDON $M_T=2.932 \times 10^9$ N-mm	
ESFZO. MATERIAL FALDON		S= 121	MPa	PESO VACIO $W=400,441.57$ N	
ESFZO. MATERIAL ANILLO BASE		S= 121	MPa	PESO DE OPERACION $W=1,217,025.76$ N	
PROCEDIMIENTO		ECUACIONES		CALCULOS	
FALDON	ESPESOR REQUERIDO EN EL FALDON (t) EN MM				
	R=RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN MM	$t=(M_T/3.1416R^2SE_f)$			
	W=PESO DE OPERACION EN N	$+ (W/3.1416SE_f)$			
	E _f =0.6 EFICIENCIA DE LA JUNTA DEL FALDON CON LA TAPA				
ANCLAS	DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE PERNOS (A _B)	A _B =	mm ²	SE USAN 16 PERNOS DE 63.50 mm (2.5 pig) DE DIAMETRO.	
	DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE PERNOS (C _B)	C _B =	mm	VERIFICACION DEL ESFUERZO	
	CALCULE LA TENSION MAXIMA (T) EN EL CIRCULO DE PERNOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO EN N/MM ²	$T=(M/A_B)-(W/C_B)$		$S_B=\frac{(570.921)(8168.16)}{(2396.77)(16)}$	
	W=PESO DE MONTAJE (VACIO) EN N	N=		S _B = 121.61 MPa	
	DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N)	N=		N Y B _A SON SATISFACTORIOS	
	DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS (S _B) (VER TABLA ADJUNTA)	S _B =			
CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA (B _A) EN MM ²	B _A =(T C _B /S _B)				
CHEQUE EL ESFUERZO EN LAS ANCLAS	S _B =(T C _B /B _A)				
PLACA BASE	DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON (A _S) EN MM ²	A _S =	mm ²	VERIFICACION DEL ESFUERZO EN LA PLACA BASE	
	DETERMINE EL PERIMETRO DENTRO DEL FALDON (C _S) EN MM	C _S =	mm	$S_2=\frac{3(3.39)(138.32)^2}{(44.45)^2}$	
	CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO (P _C) EN N/MM ²	$P_C=(M/A_S)+(W/C_S)$		S ₂ =98.48 MPa	
	DONDE W=PESO DE OPERACION EN N	W=		AR ES SATISFACTORIO	
	CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (l) EN MM	$l=P_C/f_B$			
	f _B =CARGA SEGURA DE APOYO SOBRE EL CONCRETO 3.45 MPa A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR	f _B =			
	DETERMINE LAS DIMENSIONES l ₂ Y l ₃ (VER TABLA ADJUNTA)	l ₂ =	mm	l ₃ =	mm
	CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (t _B) EN MM	t _B =0.32 l ₁			
	DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE (A _R) EN MM ²	A _R =0.7854(D ₀ ² -D ₁ ²)			
	CHEQUEAR EL ESFUERZO DE APOYO (S ₁) EN MPa	S ₁ =P _C C _S /A _R			
CHEQUEAR EL ESFUERZO FLEXIONANTE (S ₂) EN MPa	S ₂ =3S ₁ l ₁ ² /t _B ²				

4.3.6 CALCULO POR DEFLEXION

El cálculo de la deflexión lo realizamos con la fórmula 4.7

$$\delta_M = \frac{P_w D_1 H (1000 H)^3}{8 E I}$$

donde

$$t = 11.11 \text{ mm}$$

$$D_1 = 2.86 \text{ m}$$

$$E = 202 \text{ GPa (ver tabla 3-2)}$$

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

$$R = 1.25 \text{ m}$$

$$\delta_M = \frac{(1640.4)(2.86)(30.48)(1000)^3(30.48)^3}{(8)(202 \times 10^3)[\pi(11.11)(1250)^3]}$$

$$\delta_M = 36.76 \text{ mm}$$

La deflexión máxima permitida es de 5 milímetros por cada metro de altura, por tanto para 30.48 m de altura la deflexión máxima es de 152.4 mm.

Como la deflexión calculada no sobrepasa este límite, podemos estar seguros que el espesor de diseño del faldón es satisfactorio.

4.3.7 CALCULO DE ESFUERZOS COMBINADOS

Verificación de los esfuerzos con los espesores de placa calculados.

ESFUERZO EN EL CASCO EN LA JUNTA DE LA CABEZA INFERIOR

Espesor de placa de 17.46 mm (11/16 plg)

ESFUERZO POR PRESION INTERNA

$$S = (PD)/(4t) = [(1.40452)(2535)]/[4(17.46)]$$

$$S = 51 \text{ MPa}$$

ESFUERZO POR PRESION DEL VIENTO

$$S = M_T/\pi R^2 t = (2,931,918.357)/[\pi(1.27)^2(0.01746)]$$

$$S = 33.14 \text{ MPa}$$

ESFUERZO DEBIDO AL PESO (YA MONTADA)

$$S = W/[C_{mt}] = (400,441.57)/[(7964)(17.46)]$$

$$S = 3.0 \text{ MPa}$$

ESFUERZO DEBIDO AL PESO EN OPERACION

$$S = (1,204,586.87)/[(7964)(17.46)]$$

$$S = 8.66 \text{ MPa}$$

COMBINACION DE ESFUERZOS

LADO DEL VIENTO

LADO CONTRARIO AL VIENTO

EN CONDICION DE VACIO
(DEL ARMADO)

Esfzo. por viento=+33.14MPa

Esfzo. por viento=-33.14MPa

Esfzo. por peso =- 3.0 MPa

Esfzo. por peso =- 3.0 MPa

TOTAL =+30.14MPa

TOTAL =-36.14MPa

EN CONDICION DE OPERACION

Esfzo. pres. int.=+51.0 MPa

Esfzo. pres. int.=+51.0 MPa

Esfzo. por viento=+33.14MPa

Esfzo. por viento=-33.14MPa

Esfzo. por peso =- 8.66MPa

Esfzo. por peso =- 8.66MPa

TOTAL =+75.48MPa

TOTAL =+ 9.2 MPa

El esfuerzo a la tensión de 75.48 MPa en operación en el lado del viento es el mayor. El esfuerzo máximo permisible para el material de la placa SA-515-70 con 85% de eficiencia de junta es de 102.85 MPa, en consecuencia, el espesor seleccionado de 17.48 mm (11/16 plg) para la parte inferior del recipiente es satisfactorio.

ESFUERZO EN EL CASCO A 17.67 m DE LA JUNTA DE LA CABEZA SUPERIOR

Espesor de placa de 15.875 mm (5/8 plg)

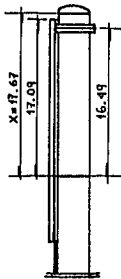
ESFUERZO DEBIDO AL VIENTO

FUERZA CORTANTE(V) $(P_w)(D_1)(X) = V$
 EN N

RECIPIENTE	$(1640.4)(2.86)(17.67) = 82,899.58$
PLATAFORMA	$(1640.4)(4)(1) = 6,561.6$
ESCALERA	$(1640.4)(17.09)(1) = 28,034.44$
VARIOS	<u>$= 6,561.6$</u>
	<u>TOTAL = 124,057.22</u>

MOMENTO FLECTOR(M) $(V)(X/2) = M$
 EN N-m

RECIPIENTE	$(82,899.58)(8.835) = 732,417.79$
PLATAFORMA	$(6,561.6)(16.49) = 108,200.78$
ESCALERA	$(28,034.44)(8.545) = 239,554.29$
VARIOS	<u>$= 108,200.78$</u>
	<u>TOTAL = 1,188,373.64</u>



Verificación del esfuerzo

POR PRESION DEL VIENTO

$$S = M_x / \pi R^2 t = (1,188,373.64) / [\pi (1.2579375)^2 (0.015875)]$$

$$S = 15.06 \text{ MPa}$$

POR PRESION INTERNA

$$S = PD/4t = [(1.296840)(2531.75)] / [4(15.875)]$$

$$S = 51.7 \text{ MPa}$$

POR PESO EN OPERACION

$$S = W/C_{mt} = (1,204,586.87) / [(9474.7)(15.875)]$$

$$S = 8.0 \text{ MPa}$$

El cálculo de los esfuerzos en el casco en la junta de la cabeza inferior, demuestra que los esfuerzos en operación en el lado del viento son los mayores, así que son los que rigen y por lo tanto con este cálculo es mas que suficiente.

Esfzo. por presión interna	= + 51.7 MPa
Esfzo. por viento	= + 15.06MPa
Esfzo. por peso	= - 8.0 MPa
TOTAL	= +58.76 MPa

Con estos cálculos observamos que el esfuerzo de 58.76 MPa, no sobrepasa al máximo esfuerzo permisible que es de 102.85 MPa, por lo tanto concluimos que el espesor de placa seleccionado es satisfactorio.

Finalmente, los espesores serán los siguientes al aumentar la tolerancia por corrosión.

EN EL CASCO

$$t_1 = 11/16 + 1/16 = 3/4 \text{ plg} = 19.05 \text{ mm}$$

$$t_2 = 5/8 + 1/16 = 11/16 \text{ plg} = 17.16 \text{ mm}$$

EN LAS CABEZAS**CABEZA SUPERIOR
Y BRIDA RECTA**

$$t = 15/16 + 1/16 = 1 \text{ plg} = 25.4 \text{ mm}$$

**CABEZA INFERIOR
Y BRIDA RECTA**

$$t = 1-1/16 + 1/16 = 1-1/8 = 28.58 \text{ mm}$$

EN EL FALDON**FALDON**

$$t = 7/16 + 1/16 = 1/2 \text{ plg} = 12.7 \text{ mm}$$

PLACA BASE

$$t = 1-3/4 + 1/16 = 1-13/16 = 46.04 \text{ mm}$$

4.4 SEGUNDA OPCION DE DISEÑO

Se puede tratar de mejorar el primer diseño considerando la utilización de los siguientes factores:

1. Se utilizarán ahora dos cabezas semiesféricas, tomando en consideración lo que se explica en 3.3.6 .
2. El material seleccionado será acero SA-515-70, de acuerdo con lo recomendado en 3.1 . Ver tablas 3-1 y 3-2.
3. Todas las juntas en el cuerpo cilíndrico serán hechas a tope como se indica en la tabla 3-12(1), con $E_j=0.85$, de acuerdo con lo explicado en 4.3 .
4. Las juntas de las cabezas al casco serán del tipo mostrado en la tabla 3-12(2)(inferior), con $E_j=1.00$, de acuerdo con lo explicado en 4.3 .
5. Para disminuir la presión hidrostática generada por la altura del fluido, para la misma capacidad (82 m³), el comprador considera aceptable un incremento en el diámetro interior del recipiente hasta 3.0 m, y la disminución correspondiente en la altura total para el volumen total del recipiente.

4.4.1 CALCULO POR PRESION INTERNA

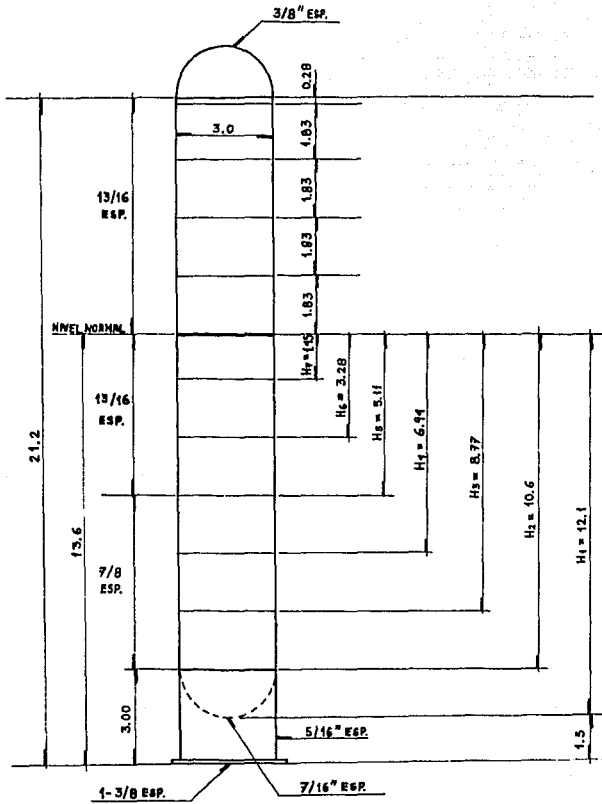
Calcularemos primero, con base en el punto 5 de 4.4, la altura del nivel normal de operación (sumando la altura del faldón). Ver fig. 4.13

$$\begin{aligned} V &= \text{volumen cilindro} + 0.5 \text{ volumen esfera} \\ &= (\pi/4)D^2h + (\pi/12)D^3 \end{aligned}$$

donde

$$h = (4V/\pi D^2) - (D/3)$$

NOTA: Los espesores indicados ya incluyen tolerancia por corrosión.



$$h = [4(82)]/[\pi(3)^2] - (3/3) + 3.00$$
$$h = 13.6 \text{ m}$$

El recipiente será dividido como se indica en la figura 4.13 y en seguida se procede a calcular las presiones hidrostáticas generadas empleando la fórmula 4.3 .

CALCULO DE LA ENVOLVENTE CILINDRICA (CASCO)
SECCION ABAJO DE LA COTA DEL NIVEL NORMAL DE OPERACION

$$PH = (0.00980665)6H \quad (\text{MPa})$$

ALTURA (m)	PRESION HIDROSTATICA (MPa)
H ₁ = 12.1	PH ₁ = 0.11866
H ₂ = 10.6	PH ₂ = 0.10395
H ₃ = 8.77	PH ₃ = 0.08600
H ₄ = 6.94	PH ₄ = 0.06806
H ₅ = 5.11	PH ₅ = 0.05011
H ₆ = 3.28	PH ₆ = 0.03217
H ₇ = 1.45	PH ₇ = 0.01422

A continuación calculamos las presiones de diseño con la ecuación 4.2 .

$$P = P_0 + P_H + 0.2073 \quad (\text{MPa})$$

$$P_1 = 1.036 + 0.11866 + 0.2073 = 1.36196$$
$$P_2 = 1.036 + 0.10395 + 0.2073 = 1.34725$$
$$P_3 = 1.036 + 0.08600 + 0.2073 = 1.32930$$
$$P_4 = 1.036 + 0.06806 + 0.2073 = 1.31136$$
$$P_5 = 1.036 + 0.05011 + 0.2073 = 1.29341$$
$$P_6 = 1.036 + 0.03217 + 0.2073 = 1.27547$$
$$P_7 = 1.036 + 0.01422 + 0.2073 = 1.25752$$

Hecho este paso, procedemos a calcular los diferentes espesores con la ecuación 3.1 para esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales)

$$t = [PR]/[SE_j - 0.6P]$$

donde

$$R = 1500 \text{ mm}$$

$$S = 121 \text{ MPa}$$

$$E_j = 0.85$$

- Para $P = 1.36196 \text{ MPa}$

$$t = [(1.36196)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.36196)]$$

$$t = 20.02 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.34725 \text{ MPa}$

$$t = [(1.34725)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.34725)]$$

$$t = 19.80 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.32930 \text{ MPa}$

$$t = [(1.32930)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.32930)]$$

$$t = 19.54 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.31136 \text{ MPa}$

$$t = [(1.31136)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.31136)]$$

$$t = 19.27 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.29341 \text{ MPa}$

$$t = [(1.29341)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.29341)]$$

$$t = 19.00 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.27547 \text{ MPa}$

$$t = [(1.27547)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.27547)]$$

$$t = 18.74 \text{ mm}$$

- Para $P = 1.25752 \text{ MPa}$

$$t = [(1.25752)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.25752)]$$

$$t = 18.48 \text{ mm}$$

Una vez realizado este cálculo observamos que de la cota del nivel normal de operación hacia la parte inferior del recipiente se usarán dos espesores, 20.64 mm (13/16 plg) en donde la presión de diseño sea de 1.31136 MPa y mayor y 19.05 mm (3/4 plg) en donde la presión de diseño sea de 1.29341 MPa y menor.

SECCION ARRIBA DE LA COTA DEL NIVEL NORMAL DE OPERACION

Aquí podemos observar en la figura 4.13 que solamente actúa la presión interior de diseño ($P = P_o + 0.2073 = 1.2433$ MPa), y con este valor calculamos el espesor de la envolvente en dicha sección.

$$\begin{aligned}t &= [PR]/[SE_j - 0.6P] \\ &= [(1.2433)(1500)]/[(121)(0.85) - 0.6(1.2433)] \\ t &= 18.27 \text{ mm}\end{aligned}$$

Se usará placa de 19.05 mm (3/4 plg).

CALCULO DE LAS CABEZAS (SEMIESFERICAS)**CABEZA INFERIOR**

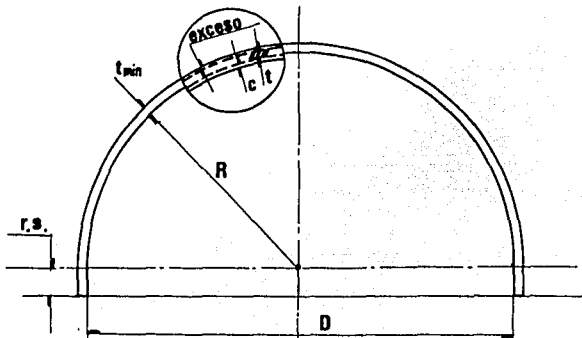
Como se ilustra en la figura 4.13, se observa que esta cabeza está sometida a una presión hidrostática de 0.11866 MPa, esto indica que el cálculo se hará con una presión de diseño $P_1 = 1.36196$ MPa.

Utilizamos el formato de la figura 3.9 para el diseño, tomando en consideración que se utilizarán las fórmulas (3.46).

CABEZA SUPERIOR

Se observa claramente que la presión a la cual está sometida esta cabeza es $P = P_0 + 0.2073 = 1.2433$ MPa, con la que calculamos el espesor.

La memoria de cálculo se realiza en el formato de la figura 3.9 y utilizando las mismas fórmulas (3.46).



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-515-70
PRESION DE DISEÑO (P)	= 1.36196 MPa
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 313 K
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S)	= 121 MPa
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D)	= 3000 mm
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J)	= 1.00
RADIO INTERIOR (R)	= 1500 mm
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 1.59 mm
ESPOSOR NIMINO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t)	= 8.45 mm
ESPOSOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	= 11.11 mm

observaciones/operaciones

PR
 $t = \frac{2SE_J - 0.2P}{1.36196} = 1500$
 $t = 8.45 \text{ mm}$
 SE USARA PLACA DE 11.11 mm (7/16 plg) DE ESPESOR, CON CORROSION PERMISIBLE DE 1/16 plg.
 LA CABEZA SERA FABRICADA DE UNA SOLA PIEZA, PREFERENTE MENTE, SI NO RADIOGRAFIADA EN SU TOTALIDAD.

$$t = \frac{PR}{2SE_J - 0.2P} = \text{mm}$$

t+C=10.04mm

t_{MIN}=11.11mm

EXCESO=t_{MIN}-(t+C)=1.07 mm

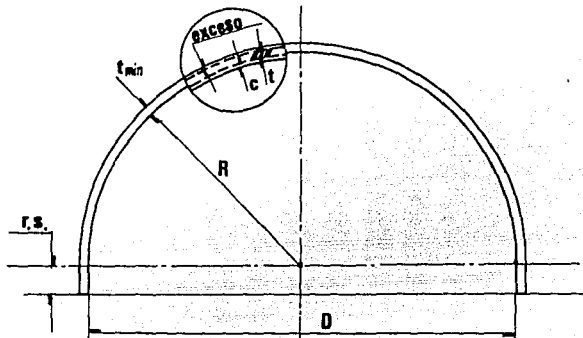
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=P_{HC}

ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S_{ATH})=121 MPa

$$P_{HC} = 1.5P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5(1.3619) \left[\frac{121}{121} \right] = 2.04294 \text{ MPa}$$

P_{HC}=2.04294 MPa



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-515-70	observaciones/operaciones
PRESION DE DISEÑO (P)	= 1.2433 MPa	PR
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 313 K	2SE _J -0.2P
ESFUERZO MAX. PERMISIBLE (S)	= 121 MPa	(1.2433)(1500)
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D)	= 3000 mm	2(121)(1.0)-0.2(1.2433)
EFICIENCIA MENOR DE JUNTA (E _J)	= 1.00	t=7.71 mm
RADIO INTERIOR (R)	= 1500 mm	
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 1.59 mm	
ESPESOR MINIMO REQUERIDO- EXCLUYENDO CORROSION (t)	= 7.71 mm	SE USARA PLACA DE 9.525 mm (3/8 plg) DE ESPESOR, CON CORROSION PERMISIBLE DE 1/16 plg.
ESPESOR MIN. ESPEC. EN CABEZA (t _{MIN})	= 9.525 mm	LA CABEZA SERA FABRICADA DE UNA SOLA PIEZA, PREFERENTE MENTE, SI NO RADIOGRAFIADA EN SU TOTALIDAD.
$t = \frac{PR}{2SE_J - 0.2P} = \text{mm}$		
t+C=9.3 mm	t _{MIN} =9.525mm	
EXCESO=t _{MIN} -(t+C)=0.225mm		
CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA		
PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA=FHC		
ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA (S _{ATH})=121 MPa		
$FHC = 1.3P \left[\frac{S_{ATH}}{S} \right] = 1.5(1.2433) \left[\frac{121}{121} \right] = 1.86495 \text{ MPa}$		
FHC=1.86495 MPa		

4.4.2 CALCULO POR PRESION DEL VIENTO

En este caso tomaremos la presión del viento calculada en 4.3.2 . Se considerarán ahora las nuevas medidas de los componentes debido al cambio de diseño.

- RECIPIENTE

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

$D_1 = 3.36 \text{ m}$, diámetro del recipiente con aislamiento, margen por tuberías, etc.

$$H = 21.2 \text{ m}$$

- PLATAFORMA

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

diámetro = 4.8 m

altura = menor que 1, pero se toma unitaria

- ESCALERA

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

largo = 20.62 m

espesor = menor que 1, pero se toma unitario

- VARIOS

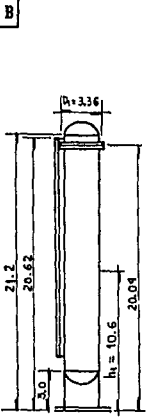
Se toma la menor cantidad resultante de entre la producida por la escalera y la plataforma, tanto en la fuerza cortante como en el momento flector.

Con los datos anteriores calculamos el espesor requerido por presión del viento utilizando el formato de la figura 4.3, y estos cálculos se muestran en las paginas siguientes.

UNAM	Diseño de torres altas	TESIS PROFESIONAL
ENEP Ara	Memoria de cálculo para espesor de pared requerido para soportar carga por presión del viento	DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
RRM	SEGUNDA OPCION DE DISEÑO	N O R M A S
		Figura 4.3

CARGA POR VIENTO

A	FORMULAS																																																
	FUERZA CORTANTE $U = (P_w)(D_{1,2})(H_{1,2})$																																																
	MOMENTO FLECTOR $M = (U)(h_{1,2})$ $M_T = H - h_T(U - 0.5P_w D_1 h_T)$																																																
	ESFUERZO $S = (M) / (3.1416 R^2 t E_s)$																																																
	ESPESOR REQUERIDO $t = (M) / (3.1416 R^2 S E_s)$																																																
	NOMENCLATURA																																																
	D_1, D_2 = ANCHO DEL RECIPIENTE CON AISLAMIENTO, EN M E_s = LA MENOR EFICIENCIA EN LAS JUNTAS h_1, h_2 = BRAZO DE PALANCA, EN M h_T = DISTANCIA DE LA BASE A LA SECCION BAJO CONSIDERACION, EN M H = LONGITUD DEL RECIPIENTE O SECCION DEL MISMO, EN M H_1, H_2 = MOMENTO MAXIMO (EN LA BASE), EN N-M M_T = MOMENTO A LA ALTURA h_T , EN N-M P_w = PRESION DEL VIENTO, EN Pa R = RADIO MEDIO DEL RECIPIENTE, EN M S = ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL, EN Pa t = ESPESOR REQUERIDO, EN M U = FUERZA CORTANTE TOTAL, EN N																																																
	OBSERVACIONES/OPERACIONES																																																
	<table style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">FUERZA CORTANTE (U) EN N</td> <td style="text-align: center;">P_w</td> <td style="text-align: center;">x</td> <td style="text-align: center;">D_1</td> <td style="text-align: center;">x</td> <td style="text-align: center;">H</td> <td style="text-align: center;">=</td> <td style="text-align: center;">U</td> </tr> <tr> <td>RECIPIENTE</td> <td>(1640.4)</td> <td></td> <td>(3.36)</td> <td></td> <td>(21.2)</td> <td>=</td> <td>116,848.97</td> </tr> <tr> <td>PLATAFORMA</td> <td>(1640.4)</td> <td></td> <td>(4.8)</td> <td></td> <td>(1)</td> <td>=</td> <td>7,873.92</td> </tr> <tr> <td>ESCALERA</td> <td>(1640.4)</td> <td></td> <td>(1)</td> <td></td> <td>(20.62)</td> <td>=</td> <td>33,825.05</td> </tr> <tr> <td>VARIOS</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>=</td> <td>7,873.92</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">FUERZA CORTANTE TOTAL = 166,421.86</td> </tr> </table>	FUERZA CORTANTE (U) EN N	P_w	x	D_1	x	H	=	U	RECIPIENTE	(1640.4)		(3.36)		(21.2)	=	116,848.97	PLATAFORMA	(1640.4)		(4.8)		(1)	=	7,873.92	ESCALERA	(1640.4)		(1)		(20.62)	=	33,825.05	VARIOS						=	7,873.92								FUERZA CORTANTE TOTAL = 166,421.86
FUERZA CORTANTE (U) EN N	P_w	x	D_1	x	H	=	U																																										
RECIPIENTE	(1640.4)		(3.36)		(21.2)	=	116,848.97																																										
PLATAFORMA	(1640.4)		(4.8)		(1)	=	7,873.92																																										
ESCALERA	(1640.4)		(1)		(20.62)	=	33,825.05																																										
VARIOS						=	7,873.92																																										
							FUERZA CORTANTE TOTAL = 166,421.86																																										
	<table style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">MOMENTO FLECTOR (M) EN N-M</td> <td style="text-align: center;">U</td> <td style="text-align: center;">x</td> <td style="text-align: center;">h_1</td> <td style="text-align: center;">=</td> <td style="text-align: center;">M</td> </tr> <tr> <td>RECIPIENTE</td> <td>(116,848.97)</td> <td></td> <td>(10.60)</td> <td>=</td> <td>1,238,599.08</td> </tr> <tr> <td>PLATAFORMA</td> <td>(7,873.92)</td> <td></td> <td>(20.04)</td> <td>=</td> <td>157,793.36</td> </tr> <tr> <td>ESCALERA</td> <td>(33,825.05)</td> <td></td> <td>(10.31)</td> <td>=</td> <td>348,736.27</td> </tr> <tr> <td>VARIOS</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>=</td> <td>157,793.36</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">MOMENTO FLECTOR MAXIMO EN LA BASE = 1,902,922.07</td> </tr> </table>	MOMENTO FLECTOR (M) EN N-M	U	x	h_1	=	M	RECIPIENTE	(116,848.97)		(10.60)	=	1,238,599.08	PLATAFORMA	(7,873.92)		(20.04)	=	157,793.36	ESCALERA	(33,825.05)		(10.31)	=	348,736.27	VARIOS				=	157,793.36						MOMENTO FLECTOR MAXIMO EN LA BASE = 1,902,922.07												
MOMENTO FLECTOR (M) EN N-M	U	x	h_1	=	M																																												
RECIPIENTE	(116,848.97)		(10.60)	=	1,238,599.08																																												
PLATAFORMA	(7,873.92)		(20.04)	=	157,793.36																																												
ESCALERA	(33,825.05)		(10.31)	=	348,736.27																																												
VARIOS				=	157,793.36																																												
					MOMENTO FLECTOR MAXIMO EN LA BASE = 1,902,922.07																																												



4.4.3 CALCULO POR PESO PROPIO

De conformidad con la división establecida en la figura 4.13 y usando anillos de 1.83 m (6ft) de ancho, el recipiente será construido con:

1 anillo de 1.73m de ancho y 19.05mm de espesor	1.73m
6 anillos de 1.83m de ancho y 19.05mm de espesor	10.98m
3 anillos de 1.83m de ancho y 20.64mm de espesor	<u>5.49m</u>
TOTAL = 18.2 m	

CALCULO DEL PESO DE LA TORRE

1. CASCO

Tenemos los siguientes pesos de placa:

peso 1 = 150 kg/m², peso de placa de 19.05 mm (3/4 plg)

peso 2 = 162.5 kg/m², peso de placa de 20.64 mm (13/16 plg)

NUM DE ANILLOS	ESPESOR DE PLACA (mm)	AREA (m ²) (π)(D _{EXT})(ancho)
1	19.05	(π)(3.0381)(1.73) = 16.512
6	19.05	(π)(3.0381)(10.98) = 104.798
3	20.64	(π)(3.04128)(5.49) = <u>52.454</u>
		TOTAL = 173.764

PESO (N)

$$\begin{aligned}
 (150)(9.80665)(16.512) &= 24,289.11 \\
 (150)(9.80665)(104.798) &= 154,157.59 \\
 (162.5)(9.80665)(52.454) &= \underline{83,589.68} \\
 &262,036.38 \\
 + 6\% &= \underline{15,722.18} \\
 \text{TOTAL} &= 277,758.56
 \end{aligned}$$

2. CABEZAS

Calculamos el área de las cabezas con la fórmula indicada en la tabla 4-3.

$$A = (1.5708)D^2_{EXT} \quad (m^2)$$

Para este cálculo tenemos los siguientes pesos de placa:

peso 1 = 75 kg/m², peso de placa de 9.525 mm (3/8 plg)

peso 2 = 87.5 kg/m², peso de placa de 11.11 mm (7/16 plg)

CABEZA	DIAMETRO EXTERIOR (m)	AREA (m ²)
SUPERIOR	3.01905	(1.5708)(3.01905) ² = 14.317
INFERIOR	3.02222	(1.5708)(3.02222) ² = 14.347
BRIDA RECTA SUPERIOR	3.01905	(π)(3.01905)(0.0381) = 0.3614
BRIDA RECTA INFERIOR	3.02222	(π)(3.02222)(0.0381) = <u>0.3617</u>
		TOTAL = 29.3871

PESO (N)

$$\begin{aligned}
 (75)(9.80665)(14.317) &= 10,530.14 \\
 (87.5)(9.80665)(14.347) &= 12,310.90 \\
 (75)(9.80665)(0.3614) &= 265.81 \\
 (87.5)(9.80665)(0.3617) &= \underline{310.37} \\
 &23,417.22 \\
 + 6\% &= \underline{1,405.03} \\
 \text{TOTAL} &= 24,822.25
 \end{aligned}$$

3. VARIOS

Este concepto permanece invariable y consideramos el mismo peso que en el primer diseño, esto es 56,051.19 N.

PESO ARRIBA DEL FALDON

Este peso se utiliza para el cálculo del faldón, y es la suma de los conceptos 1, 2 y 3.

$$W = 277,758.56 + 24,822.25 + 56,051.19$$

$$W = 358,632 \text{ N}$$

PESO DEL FALDON

Para el faldón se utiliza placa de 6.35 mm (1/4 plg) de espesor como se indica en 4.4.5, y así se calcula su peso.

La placa de 1/4 plg pesa 50 kg/m²

$$W = \pi(3.009525)(3.0)(50)(9.80665)$$

$$W = 13,907.84 \text{ N}$$

PESO TOTAL DEL ARMADO

$$W = 358,632 + 13,907.84$$

$$W = 372,539.8$$

PESO TOTAL DE OPERACION

$$W = 372,539.8 + 804,145.3$$

$$W = 1,176,685.1$$

PESO TOTAL DE PRUEBA

$$W = 372,539.8 + 1,401,332$$

$$W = 1,773,871.8$$

4.4.4 CALCULO POR SISMO

Para realizar este paso utilizaremos el formato de la figura 4.5 en el que se muestra la memoria de cálculo en las siguientes páginas.

4.4.5 DISEÑO DEL FALDON, ANILLO DE BASE Y ANCLAS

Como en el primer diseño, se utilizará el formato dado en la figura 4.9 en el que se muestra la memoria de cálculo basada en los resultados obtenidos por carga de viento o carga sísmica, la que resultó mayor. Este cálculo está a continuación del diseño por sismo.

UNAM	Diseño de torres altas	TESIS PROFESIONAL
ENEP Ara	Memoria de cálculo para espesor del casco requerido para soportar carga sísmica	DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION
RRM	SEGUNDA OPCION DE DISEÑO	NORMAS
		Figura 4.5

C A L C U L O S

<p>DATOS</p> <p>t=3/16 plg</p> <p>H=69.55ft</p> <p>W=1,173,208.16N = 263,194.651b</p> <p>w=3784.25 lb/ft</p> <p>D=9.87 ft</p>	<p>1. CALCULO DE LA FUERZA CORTANTE TOTAL NOTA: UTILIZAMOS UNIDADES INGLESAS</p> <p>$U = CW$</p> <p>CALCULAMOS T:</p> $T = 0.0000265(H/D)^2[wD/t]^{1/2}$ $= 0.0000265[69.55/9.87]^2[(3784.25)(9.87)/0.1875]^{1/2}$ <p>T=0.59 seg</p> <p>CALCULO DE U:</p> <p>VERACRUZ ESTA EN ZONA SISMICA 3 (ver fig. 4.6)</p> <p>DE LA TABLA INFERIOR: $C = 0.08/T = 0.08/0.59 = 0.1356$</p> <p>NOTA: UNA VEZ CALCULADO C UTILIZAMOS UNIDADES INTERNACIONALES</p> <p>$U = CW = (0.1356)(1,173,208.1) = 159,079.06 \text{ N}$</p> <p>2. CALCULAMOS EL MOMENTO MAXIMO EN LA BASE</p> $M = (2/3)UH = (2/3)(159,079.06)(21.2) = 2,248,317.44 \text{ N-m}$ <p>3. CALCULO DEL ESPESOR</p> $t = M / (3.1416R^2SE_f) = (2,248,317.44) / (3.1416)(1.50)^2(121 \times 10^6)(0.85)$ <p>t=3.09 mm</p>
--	--

FORMULAS

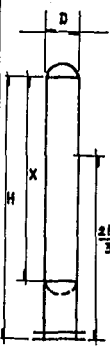
FUERZA CORTANTE	MOMENTO FLECTOR	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$U = CW$	$M = (2CWH)/3$ $M_x = CWX^2(3H-X)/3H^2$	$S = M / (3.1416R^2t)$	$t = M / (3.1416R^2SE_f)$

NOMENCLATURA

C = Coeficiente sísmico, ver tabla
 E_f = Eficiencia de la junta en la base
 H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m
 M = Momento máximo (en la base), en N-m
 M_x = Momento a una distancia X, en N-m
 R = Radio medio del recipiente, en m
 S = Esfuerzo del material o esfuerzo actual, en Pa
 T = Periodo de vibración, en seg. (ver ec. 4.5)
 t = Espesor requerido, excluyendo corrosión, en m
 W = Peso total de la torre, en N
 X = Distancia desde la línea de tangencia mas alta a la sección mas baja en consideración, en m
 U = Fuerza cortante total, en N

COEFICIENTE SISMICO (C)

ZONA SISMICA	T < 0.4 s	T = 0.4 a 1.0 s	T > 1.0 s
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08



C A L C U L O S

CALCULAMOS EL MOMENTO EN LA JUNTA DE LA CABEZA INFERIOR

$$M_x = Ux^2(3H-X)/3H^2 = (159,079.06)(18.2)^2(3(21.2)-18.2)/3(21.2)^2$$

$$M_x = 1,774,265.747 \text{ N-m}$$

CALCULO DE LA VIBRACION MAXIMA PERMITIDA

$$T_a = 0.80[(WH/Vg)^{1/2}] = 0.80[(263,194.65(69.55)/(35,687.41)(32.2))]^{1/2}$$

$$T_a = 3.19 \text{ seg}$$

CON ESTE RESULTADO CONFIRMAMOS QUE LA VIBRACION REAL NO ES MAYOR QUE LA VIBRACION -
 MAXIMA PERMITIDA.

NOTA! EL FALDON, ANCLAS Y ANILLO DE BASE SERAN CALCULADOS CON CARGA POR SISMO YA QUE
 ESTA CARGA RESULTO MAYOR QUE LA PRODUCIDA POR VIENTO.

DE ACUERDO CON EL CALCULO FINAL QUE SE REALIZO EN 4.4.2 SE OBSERVA QUE LA TORRE
 SIGUE RESISTIENDO EN TODA SU LONGITUD LA CARGA POR SISMO INCLUSIVE.

FORMULAS

FUERZA CORTANTE	MOMENTO FLECTOR	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$U=CH$	$M=(2CHH)/3$ $M_x=CHX^2(3H-X)/3H^2$	$S=M/(3.1416R^2t)$	$t=M/(3.1416R^2SE_j)$

NOMENCLATURA

C = Coeficiente sísmico, ver tabla
 E_j = Eficiencia de la junta en la base
 H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón, en m
 M = Momento máximo (en la base), en N-m
 M_x = Momento a una distancia X, en N-m
 R = Radio medio del recipiente, en m
 S = Esfuerzo del material o esfuerzo actual, en Pa
 T = Periodo de vibración, en seg, (ver ec. 4.5)
 t = Espesor requerido, excluyendo corrosión, en m
 W = Peso total de la torre, en N
 X = Distancia desde la línea de tangencia mas alta a la sección mas baja
 en consideración, en m
 U = Fuerza cortante total, en N

COEFICIENTE SISMICO (C)

ZONA SISMICA	$T < 0.4 \text{ s}$	$T = 0.4 \text{ a } 1.0 \text{ s}$	$T > 1.0 \text{ s}$
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08

UNAM		Diseño de torres altas		TESIS PROFESIONAL			
ENEP Ara		Memoria de cálculo para el diseño del faldón, pernos de anclaje y anillo de base		DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION			
RRM		SEGUNDA OPCION DE DISEÑO		N O R M A S			
				Figura 4.9			
PARAMETROS DE DISEÑO							
DIAMETRO CIRCULO DE PERNOS		3127	mm	MOMENTO EN LA BASE $M=2.25 \times 10^9$ N·mm			
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON		$D=3000$	mm	MOM. EN JUNTA CABEZA-FALDON $M_T=1.77 \times 10^9$ N·mm			
ESFZO. MATERIAL FALDON		$S=121$	MPa	PESO VACIO $W=358,632$ N			
ESFZO. MATERIAL ANILLO BASE		$S=121$	MPa	PESO DE OPERACION $W=1,173,208.1$ N			
PROCEDIMIENTO		ECUACIONES		CALCULOS			
FALDON	ESPESOR REQUERIDO EN EL FALDON (t) EN MM			$t = \frac{(1.77 \times 10^9)}{3.1416(1500)^2(121)(0.6)} + \frac{(1,162,777.3)}{3.1416(3000)(121)(0.6)}$			
	R-RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN MM	$t = (M_T/3.1416R^2SE_j) + (W/3.1416DSE_j)$					
	W=PESO DE OPERACION EN N			$t = 5.55$ mm (1/4 plg)			
	$E_j=0.6$ EFICIENCIA DE LA JUNTA DEL FALDON CON LA TAPA						
ANCLAJE	DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE PERNOS (A_B)	$A_B = 7.68 \times 10^6$	mm ²	$A_B = \frac{3.1416}{4} D^2 = \frac{3.1416}{4} (3127)^2$			
	DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE PERNOS (C_B)	$C_B = 9823.78$	mm	$C_B = 7.68 \times 10^6$ mm ²			
	CALCULE LA TENSION MAXIMA (T) EN EL CIRCULO DE PERNOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO EN N/mm	$T = (M/A_B) - (W/C_B)$	$T = 255.4$ N/mm		$A_B = 3.1416D = 3.1416(3127)$ $C_B = 9823.78$ mm		
	W=PESO DE MONTAJE (VACIO) EN N	$H=18$ (TABLA B, FIG. 4.9)		$T = \frac{(2.25 \times 10^9)}{(7.68 \times 10^6)} - \frac{(369,062.8)}{(9823.78)}$			
	DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N)	$S_B = 124.37$ (SA-193 B7)	$T = 255.4$ N/mm				
	DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS (S_B) (VER TABLA ADJUNTA)	$B_A = (T C_B / S_B H)$	$B_A = 1120.76$	mm ²	$B_A = \frac{(255.4)(9823.78)}{(124.37)(18)}$		
CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA (B_A) EN MM ²	$S_B = (T C_B / B_A H)$	$S_B = 123.9$	MPa	$B_A = 1120.76$ mm ²			
CHEQUE EL ESFUERZO EN LAS ANCLAS							
PLACA	DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON (A_S) EN MM ²	$A_S = 7.13 \times 10^6$	mm ²	$A_S = \frac{3.1416}{4} D^2 = \frac{3.1416}{4} (3013)^2$			
	DETERMINE EL PERIMETRO DENTRO DEL FALDON (C_S) EN MM	$C_S = 9465.62$	mm	$A_S = 7.13 \times 10^6$ mm ²			
	CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO (Pc) EN N/mm	$P_c = (M/A_S) + (W/C_S)$	$P_c = 439.51$ N/mm		$C_S = 3.1416D = 3.1416(3013)$ $C_S = 9465.62$ mm		
	DONDE W=PESO DE OPERACION EN N	$l = P_c / f_B$		$P_c = \frac{(2.25 \times 10^9)}{(7.13 \times 10^6)} + \frac{(1,173,208.1)}{(9465.62)}$			
	CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (l) EN MM	$l = 134$ mm	$l = 439.51 / 3.45 = 128$ mm				
	f_B =CARGA SEGURA DE APOYO SOBRE EL CONCRETO=3.45 MPa A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR	$l_2 = 57.15$ mm		$l_3 = 44.45$ mm		PARA PERNOS DE 44.45 MM DE DIAMETRO SE OBTIENE l_2 Y l_3 DE LA TABLA B FIG. 4.9	
	DETERMINE LAS DIMENSIONES l_2 Y l_3 (VER TABLA ADJUNTA)	$t_B = 0.321$		$t_B = 0.32(101.6) = 32.51$ mm		$t_B = \frac{(1-5/16) \text{ plg}}{(1-5/16) \text{ plg}}$	
	CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (t_B) EN MM	$A_B = 0.7854(D_0^2 - D_1^2) = 1.30 \times 10^6$ mm ²		$A_B = 0.7854(3216^2 - 2948^2)$		$A_B = 1.30 \times 10^6$ mm ²	
	DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE (A_B) EN MM ²	$S_1 = P_c C_S / A_B = 3.2$ MPa		$S_2 = 39.1 l_2 / t_B^2 = 89.15$ MPa		VERIFICACION ESFUERZO EN CONCRETO $S_1 = \frac{(439.51)(9465.62)}{(1.30 \times 10^6)} = 3.2$ MPa	
	CHECAR EL ESFUERZO DE APOYO (S_1) EN MPa						
CHECAR EL ESFUERZO FLEXIONANTE (S_2) EN MPa					AR ES SATISFACTORIO.		

UNAM
EXEP Ara
RRM

Diseño de torres altas
 Memoria de cálculo para el diseño del faldón,
 pernos de anclaje y anillo de base
SEGUNDA OPCION DE DISEÑO

TESIS PROFESIONAL
 DISEÑO DE RECIPIENTES
 A PRESION
N O R M A S
 Figura 4.9

PARAMETROS DE DISEÑO			
DIAMETRO CIRCULO DE PERNOS	3127	mm	MOMENTO EN LA BASE $M=2.25 \times 10^9$ N-mm
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON	D= 3000	mm	MOM. EN JUNTA CABEZA-FALDON $M_T=1.77 \times 10^9$ N-mm
ESFZO. MATERIAL FALDON	S= 121	MPa	PESO VACIO $W=358,632$ N
ESFZO. MATERIAL ANILLO BASE	S= 121	MPa	PESO DE OPERACION $W=1,173,208.1$ N

	PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS
FALDON	<p>ESPESOR REQUERIDO EN EL FALDON (t) EN MM</p> <p>R=RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN MM</p> <p>W=PESO DE OPERACION EN N</p> <p>$E_j=0.6$ EFICIENCIA DE LA JUNTA DEL FALDON CON LA TAPA</p>	$t = (M_T / 3.1416 R^2 S E_j) + (W / 3.1416 S D E_j)$	
	<p>DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE PERNOS (A_p)</p> <p>DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE PERNOS (C_p)</p> <p>CALCULE LA TENSION MAXIMA (T) EN EL CIRCULO DE PERNOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO EN N/MM²</p> <p>W=PESO DE MONTAJE(VACIO) EN N</p> <p>DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N)</p> <p>DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS (S_B) (VER TABLA ADJUNTA)</p> <p>CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA (B_A) EN MM²</p> <p>CHEQUEE EL ESFUERZO EN LAS ANCLAS</p>	$A_p = \text{mm}^2$ $C_p = \text{mm}$ $T = (M/A_p) - (W/C_p)$ $N =$ $S_B =$ $B_A = (T C_p / S_B N)$ $S_B = (T C_p / B_A N)$	<p>SE USAN 18 PERNOS DE 44.45 MM (1.75 pig) DE DIAMETRO.</p> <p>VERIFICACION DEL ESFUERZO</p> $S_B = \frac{(255.4)(9823.78)}{(125.16)(18)}$ <p>$S_B = 123.9$ MPa</p> <p>N Y B_A SON SATISFACTORIOS</p>
	<p>DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON (A_5) EN MM²</p> <p>DETERMINE EL PERIMETRO DENTRO DEL FALDON (C_5) EN MM</p> <p>CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO (P_C) EN N/MM²</p> <p>DONDE W=PESO DE OPERACION EN N</p> <p>CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (l) EN MM</p> <p>f_2=CARGA SEGURA DE APOYO SOBRE EL CONCRETO=3.45 MPa A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR</p> <p>DETERMINE LAS DIMENSIONES l_2 Y l_3 (VER TABLA ADJUNTA)</p> <p>CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (t_B) EN MM</p> <p>DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE (A_R) EN MM²</p> <p>CHECAR EL ESFUERZO DE APOYO (S_1) EN MPa</p> <p>CHECAR EL ESFUERZO FLEXIONANTE (S_2) EN MPa</p>	$A_5 = \text{mm}^2$ $C_5 = \text{mm}$ $P_C = (M/A_5) + (W/C_5)$ $l = P_C / f_2$ $l_2 = \text{mm}$ $l_3 = \text{mm}$ $t_B = 0.321 l$ $A_R = 0.7854(D_0^2 - D_1^2)$ $S_1 = P_C C_5 / A_R$ $S_2 = 3S_1 l_1^2 / t_B^2$	<p>VERIFICACION DEL ESFUERZO EN LA PLACA BASE</p> $S_2 = \frac{3(3.20)(101.6)^2}{(33.34)^2}$ <p>$S_2 = 89.15$ MPa</p> <p>A_R ES SATISFACTORIO</p>

4.4.6 CALCULO POR DEFLEXION

Este cálculo se realiza con la fórmula 4.7

$$\delta_M = \frac{P_w D_1 H (1000H)^3}{8 E I}$$

donde

$$t = 6.35 \text{ mm}$$

$$D_1 = 3.38 \text{ m}$$

$$E = 202 \text{ GPa (ver tabla 3-2)}$$

$$P_w = 1640.4 \text{ Pa}$$

$$R = 1.5 \text{ m}$$

$$H = 21.2 \text{ m}$$

$$\delta_M = \frac{(1640.4)(3.38)(21.2)(1000)^3(21.2)^3}{8(202 \times 10^3)[\pi(6.35)(1500)^3]}$$

$$\delta_M = 10.23 \text{ mm}$$

La deflexión máxima permitida es de 5 milímetros por cada metro de altura, por lo tanto, para 21.2 m de altura la deflexión máxima es de 106 mm.

Como la deflexión calculada no sobrepasa este valor, concluimos que el espesor de diseño del faldón es satisfactorio.

4.4.7 CALCULO DE ESFUERZOS COMBINADOS

Verificación de los esfuerzos con los espesores de placa calculados.

ESFUERZO EN EL CASCO EN LA JUNTA DE LA CABEZA INFERIOR

Espesor de placa de 20.64 mm (13/16 plg)

ESFUERZO POR PRESION INTERNA

$$S = PD/4t = [(1.34725)(3041.3)]/[4(20.64)]$$

$$S = 49.63 \text{ MPa}$$

ESFUERZO POR CARGA SISMICA

$$S = M_x/[\pi R^2 t] = (1,774,265.747)/[\pi(1.52)^2(0.02064)]$$

$$S = 11.84 \text{ MPa}$$

ESFUERZO DEBIDO AL PESO (YA MONTADA)

$$S = W/(C_{mt}) = (358,632)/[(9424.78)(20.64)]$$

$$S = 1.84 \text{ MPa}$$

ESFUERZO DEBIDO AL PESO EN OPERACION

$$S = (1,176,685.1)/[(9424.78)(20.64)]$$

$$S = 6.05 \text{ MPa}$$

COMBINACION DE ESFUERZOS

Como se demostró en la primera opción de diseño, los esfuerzos en operación en el lado del viento son los mayores, y por lo tanto son los que rigen, debido a esto son los que calcularemos.

Esfzo. por presión interna	=	+	49.63	Mpa
Esfzo. por sismo	=	+	11.84	MPa
Esfzo. por peso	=	-	6.03	MPa
TOTAL	=	+	55.44	MPa

El esfuerzo a la tensión de 55.44 MPa, no sobrepasa al máximo esfuerzo permisible del material de la placa SA-515-70 con 85% de eficiencia de junta, que es de 102.85 MPa, en consecuencia el espesor seleccionado de 20.64 mm (13/16 plg) para la parte inferior del recipiente es satisfactorio.

ESFUERZO EN EL CASCO A 12.71 m DE LA JUNTA DE CABEZA SUPERIOR

Espesor de placa de 19.05 mm (3/4 plg)

ESFUERZO POR SISMO

Calculamos el momento a la distancia $X = 12.71$ m, (ver datos en memoria de cálculo por sismo)

$$M_x = VX^2(3H-X)/3H^2$$

$$= (159,079.06)(12.71)^2[3(21.2)-12.71]/[3(21.2)^2]$$

$$M_x = 969,937.14 \text{ N-m}$$

y el esfuerzo será

$$S = M_x/[\pi R^2 t] = (969,937.14)/[\pi(1.5)^2(0.01905)]$$

$$S = 7.2 \text{ MPa}$$

ESFUERZO POR PESO EN OPERACION

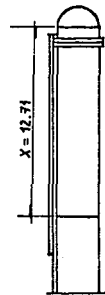
$$S = (1,176,685.1)/[(9424.78)(19.05)]$$

$$S = 6.55 \text{ MPa}$$

ESFUERZO POR PRESION INTERNA

$$S = PD/4t = [(1.29341)(3038)]/[4(19.05)]$$

$$S = 51.57 \text{ MPa}$$



Verificamos el esfuerzo en operación en el lado del viento

$$\begin{array}{rcl} \text{Esfzo. por presión interna} & = & + 51.57 \text{ MPa} \\ \text{Esfzo. por sismo} & = & + 7.2 \text{ MPa} \\ \text{Esfzo. por peso} & = & - 6.53 \text{ MPa} \\ \text{TOTAL} & = & + 52.24 \text{ MPa} \end{array}$$

Este esfuerzo no sobrepasa el máximo permisible que es de 102.85 MPa, lo que nos indica que el espesor de 19.05 mm (3/4 plg) en esta sección de la torre es adecuado.

Como paso último se calculan los espesores finales agregando la tolerancia por corrosión.

EN EL CASCO

$$t_1 = 13/16 + 1/16 = 7/8 \text{ plg} = 22.23 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3/4 + 1/16 = 13/16 \text{ plg} = 20.64 \text{ mm}$$

EN LAS CABEZAS

CABEZA SUPERIOR Y
BRIDA RECTA

$$t = 5/16 + 1/16 = 3/8 \text{ plg} = 9.53 \text{ mm}$$

CABEZA INFERIOR Y
BRIDA RECTA

$$t = 3/8 + 1/16 = 7/16 \text{ plg} = 11.11 \text{ mm}$$

EN EL FALDON

FALDON

$$t = 1/4 + 1/16 = 5/16 \text{ plg} = 7.94 \text{ mm}$$

PLACA BASE

$$t = 1-5/16 + 1/16 = 1-3/8 \text{ plg} = 34.93 \text{ mm}$$

**5. ANALISIS COMPARATIVO DE
LOS RESULTADOS**

5. ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS

En este capítulo se llega prácticamente a las conclusiones de todo el trabajo realizado, dando las opiniones correspondientes de las diferencias entre uno y otro diseño, y de que manera se podría reemplazar cualquier factor utilizado para el diseño.

5.1 ELEMENTOS DE CONSTRUCCION**CASCOS**

Lo mas importante en el diseño es buscar una opción en la que se pueda utilizar el menor espesor de placa posible, por razones técnicas y económicas. Un espesor menor de placa produce un menor esfuerzo de compresión por peso propio (aunque generalmente este concepto no rige en la combinación de esfuerzos), y por otra parte genera menos gastos en material y por lo tanto produce un diseño mas barato.

En nuestro caso, el primer diseño está constituido por espesores de placa menores que el segundo, tanto en la parte inferior como en la superior. Técnicamente esto fue resultado del incremento de diámetro del cilindro (casco), ya que se puede observar en las fórmulas de diseño que el espesor es directamente proporcional al tamaño del diámetro, y aunque con este aumento en el diámetro se logró una disminución de la presión hidrostática generada, esto no bastó pues la disminución de este parámetro aumentó el espesor requerido, si no en forma considerable, si en forma inconveniente debido al tamaño de la torre.

Podemos concluir que, el aumentar el diámetro para disminuir la presión, no es una solución muy conveniente, debido a que se requiere un mayor espesor. La mejor solución en estos casos (cuando los parámetros de diseño lo

permiten) consiste en construir el recipiente con dos cilindros de diámetros diferentes unidos mediante una transición cónica, (ver 3.3.7).

CABEZAS

Como se ha podido observar en los resultados, los espesores de cabezas toriesféricas obtenidos en el primer diseño duplican a los espesores requeridos para cabezas semiesféricas obtenidos en el segundo diseño; esto nos da una visión muy importante de como este último tipo de cabezas son diseñadas para soportar grandes presiones y así se confirma lo explicado en la parte correspondiente al diseño de cabezas del capítulo 3.

Concluimos que el casco del primer diseño combinado con las cabezas del segundo hubiera sido una mejor solución para diseñar la torre, ya que se hubiera obtenido un espesor menor a la mitad del obtenido para cabezas toriesféricas

Otra buena solución hubiera sido disminuir el factor del cociente de radios para cabezas toriesféricas, de un valor de 1.77, modificando la relación L/r hasta un valor más conveniente.

FALDON

En el análisis de este elemento podemos observar que para una cabeza toriesférica se puede manejar una altura de faldón menor que con una cabeza semiesférica, lo que implica un menor gasto en material y disminución en la altura de la torre, lo que resulta en la reducción del momento flector en la base, y por consiguiente del espesor del faldón, del área del anillo de base y tamaño de pernos logrando un ahorro económico considerable.

Como lo podemos observar, a una mayor altura de la torre corresponde un mayor espesor del faldón y de la placa base, caso del primer diseño, ya que en el segundo al disminuir la altura también disminuyó el espesor del faldón y la placa base, así como la sección de los pernos.

5.2 CARACTERISTICAS DEL DISEÑO

Respecto al tamaño y altura del recipiente, siempre es conveniente verificar el espacio del que se dispone para su instalación. Por supuesto, antes de modificar cualquier parámetro de diseño se deberá consultar al comprador, pues existe la posibilidad de no poder modificar ninguno de esos parámetros por exigencias del servicio que proporcionará dicho recipiente.

En nuestro caso, si era posible (como se indicó) modificar el diámetro interior del recipiente y el diseño de las cabezas, aún así, como se pudo observar se podrían haber modificado otros factores, haciendo un análisis conjunto con el usuario, para encontrar el diseño óptimo del recipiente. De cualquier forma los diseños realizados están dentro de lo aceptable que se hace en la realidad y si no son lo mejor que se pudiera realizar, por lo menos muestran al lector un rango de medidas en las cuales debe entrar un diseño de este tipo.

5.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Si el peso de un recipiente fuera demasiado elevado y su espesor no se calculara correctamente, cuando estuviera en condiciones de operación correría el riesgo de pandearse, tal como lo hace una columna con carga de compresión aplicada. Sin embargo, esto es algo que nunca sucede, debido a que el peso no es un parámetro de esfuerzo que

rige. De cualquier forma es conveniente cuidar la relación de esbeltez del recipiente y el peso a manejar.

En nuestro caso este factor sería importante en el primer recipiente diseñado ya que el segundo tiene una altura considerablemente menor.

Finalmente, aunque este trabajo está enfocado hacia el aspecto técnico del diseño, siempre será necesario tomar en cuenta el aspecto económico, por lo cual mencionaremos algunos puntos importantes en este sentido.

Primeramente, se mencionó en el capítulo tres que se podrán modificar algunos factores técnicos para conseguir un diseño mas barato, sin que por este motivo se descuide el aspecto técnico que es en realidad el mas importante.

Por otra parte, respecto a lo económico cabe destacar lo siguiente:

En cuanto al diseño.

- Un espesor menor de placa puede producir un ahorro considerable.

- Al realizar cambios en las dimensiones (para conservar la misma capacidad del recipiente) podemos encontrar problemas como:

Aumento en el número de juntas soldadas, lo cual implica dificultades para su distribución en el casco y para la ubicación de otros elementos como boquillas, registros de hombre, accesorios, etc., pudiendo resultar un diseño mas costoso.

En cuanto a la fabricación.

- El aumento del número y tamaño de las juntas requiere personal mas especializado, utilización de mayor cantidad

de soldadura así como mayor número de radiografías y además involucra mas riesgos en la obtención de una fabricación correcta, todo lo cual da por resultado una fabricación mas costosa.

- En cuanto al cambio en las dimensiones, un diámetro mayor produce una curvatura menor del casco, lo que es benéfico a la hora de dar forma a la placa, por que se requiere un tiempo menor para formar una curvatura pequeña que para formar una curvatura mas pronunciada; todo esto puede producir un recipiente mas barato.

CONCLUSIONES

Debido a lo extenso del tema, sería imposible presentar en un solo trabajo todo lo referente al diseño de recipientes a presión. Aún así, creemos que resulta de cierta importancia, debido a que muy pocos estudiantes e ingenieros incursionan en el campo de diseño y también por que existe poca información sobre el tema.

Respecto al contenido del trabajo, pensamos que se ha cumplido el objetivo, ya que con este se pretendió enseñar al estudiante de la materia la secuencia de los pasos que se deben realizar para crear un diseño en base a normas, ya que en la realidad es lo que se hace.

Por otra parte, con la realización de dos diseños diferentes, se ofrece al lector la oportunidad de comparar factores técnicos de uno y otro, logrando con esto demostrar las diferentes formas de mejorar un diseño, con las respectivas limitaciones, ventajas y desventajas que se presentan.

Finalmente, aún con el reducido alcance del trabajo, se cree que será de gran ayuda para el estudiante de ingeniería mecánica, o el mismo ingeniero, ya que en todo, el proceso de diseño se basa en la mecánica de materiales, materia de la cual a veces se enseña muy poco.

BIBLIOGRAFIA**CODIGO DE NORMAS ASME**

Sección VIII, división 1.
ed. 1983 mas adendas

DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION. Tomos 1 y 2

Norma para proyecto de obras No. 2.343.01

2da. ed. 1991

Petróleos Mexicanos

DISEÑO Y CALCULO DE RECIPIENTES A PRESION

Juan Manuel León Estrada

Ingeniería León Estrada S.A. (INGLESA)

FABRICACION DE RECIPIENTES A PRESION

Norma de construcción de obras No. 3.343.01

1ra. ed. 1979

Petróleos Mexicanos

MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION. DISEÑO Y CALCULO

Eugene F. Megyesy

1ra. reimpresión 1992

Limusa

MECANICA DE MATERIALES

Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston, Jr.

2da. ed 1989

McGraw-Hill

RESISTENCIA DE MATERIALES

E. J. Hearn

1ra. ed. 1984

Interamericana

RESISTENCIA DE MATERIALES

Ferdinand L. Singer y Andrew Pytel

3ra. ed. 1982

Harla