



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"**

DISEÑO MECANICO DE EQUIPO DE PROCESO

T E S I S

**Que para obtener el Título de
INGENIERO QUIMICO**

p r e s e n t a

RAUL HECTOR ABRAJAN OSORIO

**U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLAN**



**SECCION DE EXAMENES
PROFESIONALES Y DE GRADO**

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MEXICO 1985



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.

INDICE GENERAL

1.- FACTORES TECNICOS Y ECONOMICOS EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES.

- 1.1 Tipos de Recipientes.
- 1.2 Métodos de fabricación.
- 1.3 Uniones Soldadas
- 1.4 Selección del tipo de unión.
- 1.5 Estimación de costos.
- 1.6 Casos Especiales.

2.- MATERIALES DE CONSTRUCCION DE EQUIPO DE PROCESO.

- 2.1 Clasificación de los materiales.
 - 2.1.1 Aleaciones ferrosas.
 - 2.1.2 Aleaciones no ferrosas.
 - 2.1.3 Materiales no metálicos.
- 2.2 Materiales de construcción en recipientes.
 - 2.2.1 Influencia de la temperatura de operación.
 - 2.2.2 Resistencia química a las sustancias en contacto.
- 2.3 Resistencia de materiales.
- 2.4 Esfuerzos por temperatura.

.- RECIPIENTES ATMOSFERICOS DE ALMACENAMIENTO.

- 3.1 Tipos de recipientes atmosféricos.
- 3.2 Configuración general y accesorios.
- 3.3 Diseño del cuerpo cilíndrico.
- 3.4 Diseño de fondo y tapa.
- 3.5 Anillos atiesadores en recipientes de tapa flotante ó abiertos.
- 3.6 Cálculo de la estructura soporte de la tapa en recipientes atmosféricos.

4.- DISEÑO DE RECIPIENTES OPERANDO BAJO PRESION INTERNA.

- 4.1 Características generales de los recipientes a - presión.
- 4.2 Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico.
- 4.3 Selección y cálculo de tapas.
- 4.4 Secciones reductoras.
- 4.5 Revisión de las uniones cono-cilindro.
- 4.6 Otro tipo de tapas.

5.- DISEÑO DE RECIPIENTES OPERANDO A PRESION EXTERNA

- 5.1 Cálculo del espesor del cuerpo.
- 5.2 Diseño a presión externa de cabezas torisféricas elípticas y hemisféricas.
- 5.3 Anillos atiesadores para recipientes a presión - externa.
- 5.4 Diseño de los atiesadores.

6.- DISEÑO DE RECIPIENTES VERTICALES ALTOS.

- 6.1 Esfuerzo a presión interna y externa.
- 6.2 Esfuerzo a compresión causado por la carga completa.
- 6.3 Efecto de viento.
- 6.4 Esfuerzo producido por carga sísmica.
- 6.5 Esfuerzo por carga excéntrica.
- 6.6 Esfuerzos combinados en el cuerpo cilíndrico.

7.- DISEÑO DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.

- 7.1 Soportes para recipientes verticales.
- 7.2 Soportes para recipientes horizontales.
 - 7.2.1 Máximo esfuerzo longitudinal flexionante.
 - 7.2.2 Esfuerzo tangencial cortante.
 - 7.2.3 Esfuerzo circunferencial en el asta de la silleta.
 - 7.2.4 Esfuerzo adicional en la tapa cuando se --

usa como atiesador.

7.2.5 Placas de apoyo

7.2.6 Anillos de refuerzo.

7.2.7 Diseño de las silletas.

7.2.8 Cargas externas.

APENDICE

CAPITULO 1

FACTORES TECNICOS Y ECONOMICOS EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES.

Un equipo dentro de un proceso, puede ser diseñado mecánicamente en forma total o parcial, según su uso. En algunos casos el propio proceso puede reducir las alternativas de tamaño, forma, perfil - geométrico (relaciones longitud-diámetro), partes interiores, mate riales de construcción y posición del equipo.

En otros casos, es posible dentro del diseño económico, hacer uso de todas las alternativas posibles para llegar a la elección más adecuada en cada uno de estos renglones.

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

1.1 Tipos de recipientes.

Los recipientes se pueden clasificar desde varios puntos de vista como son: posición, uso en el proceso, presión de trabajo, forma, tipo de tapas, tamaño, etc.

Desde el punto de vista de diseño, se requiere una clasificación que coincida con el tratamiento que se debe seguir para su cálculo y detalle. Esta clasificación debe tomar en cuenta una variable esencial en el diseño que es la presión y además, dar una idea de la forma y disposición final del equipo.

La figura 1.1 da una idea sobre una posible clasificación de recipientes de proceso en la industria química.

Los recipientes abiertos, se usan generalmente como tanques de retención entre operaciones del proceso. En secuencias intermitentes se utilizan como mezcladores y homogeneizadores, Se prefieren a los recipientes cerrados, por su costo inferior, aunque presentan serios inconvenientes debido principalmente a la fácil contaminación del producto contenido. La mayor parte de ellos se construyen

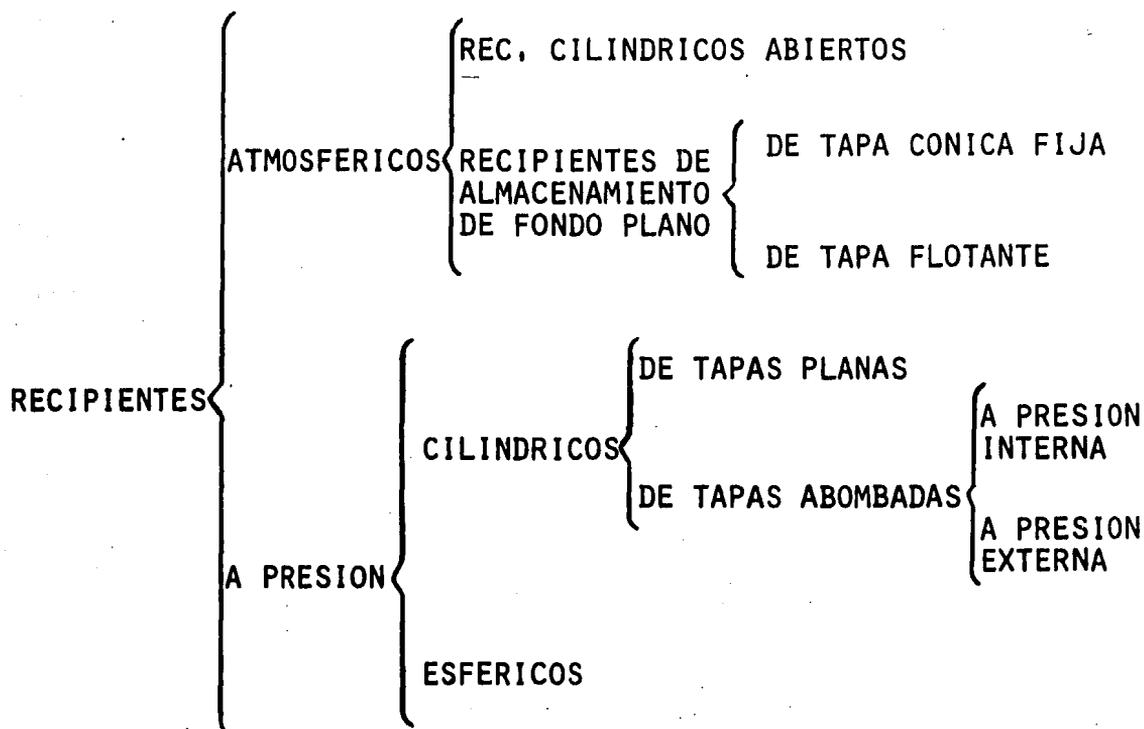


FIG.1.1.- CLASIFICACION DE RECIPIENTES DE PROCESO.

de acero al carbón y para grandes volúmenes de fluidos como el agua o las soluciones diluidas de sales, se pueden usar también de concreto o madera. Paulatinamente estos tanques desaparecen de las grandes industrias y ocasionalmente se encuentran en pequeños procesos.

Los recipientes cerrados pueden actuar a presión atmosférica como en el caso de los recipientes de almacenamiento de fondo plano que se usan esencialmente en combustibles derivados del petróleo; o bien, pueden actuar a presiones mas bajas o mas altas que la atmosférica, cayendo en cualesquiera de las dos categorías siguientes: recipientes cilíndricos de tapas abombadas o recipientes esféricos y esferas modificadas.

Los recipientes cilíndricos de tapas abombadas, son los mas usados en condiciones de presión interna o externa, ya sean medias o severas. Prácticamente todos los recipientes de proceso caen dentro de esta categoría; torres de destilación, cambiadores de calor, evaporadores-cristalizadores, acumuladores, reactores, tanques de alma-

cenamiento de gases, absorbedores, etc.

Solo aquellos casos en que la presión, el volumen almacenado o las características de la operación a realizar lo requieren, se adoptan formas especiales como las esferas y sus modificaciones.

1.2 Métodos de Fabricación.

Los procedimientos de fabricación han sufrido una selección técnico-económica a través del tiempo, que ha conducido a una disminución del uso de métodos como el remachado y el engargolado, dando paso a procedimientos de unión por soldadura, sobre todo de arco, usando un metal de agregación o aporte. Para algunas piezas como las tapas sujetas con tornillos o bridas, se utilizan procesos como el vaciado y el forjado, afinando las superficies en contacto mediante el maquinado.

En general, el procedimiento de fabricación está relacionado con las propiedades del material de construcción y con las características de la pieza a fabricar y no debe ser seleccionado después del diseño.

En recipientes, la soldadura continúa siendo el proceso más común para el cilindro y las tapas, aunque estas últimas se someten después a formado por presión en caliente o en frío; eventualmente se utiliza el forjado para cilindros de pequeño diámetro y espesor alto, o bien, se recurre a construcción de recipientes multicapas.

El maquinado es un procedimiento caro y se utiliza en aquellas piezas cuyo uso lo justifica. Generalmente se trata de accesorios cuya tolerancia en dimensiones es muy pequeña como: caras de bridas, bushings, caras internas y externas de rodamientos, flechas, etc.

En la unión de cuerpo y tapas, el remachado ha dejado su lugar totalmente a la soldadura y comparte su aplicación con la unión atornillada, aunque con gran ventaja de aquella. La unión atornillada limita su uso a recipientes que requieren de mantenimiento continuo, en los que la tapa sirve a la vez de cierre y de boquilla de servicio o entrada de hombre.

En materiales no metálicos, los procedimientos de fabricación son extremadamente variados y van, desde el fraguado en el caso de barro y concreto, hasta el depósito y reacción de capas sucesivas en el caso de las resinas sintéticas. En estos casos, se hace necesario fabricar especímenes de prueba para conocer las propiedades esenciales en el diseño, debiendo conservar durante la construcción, condiciones de trabajo semejantes. La fabricación en este tipo de materiales presenta en general algunos problemas, debido sobre todo, a la alta variación de las propiedades finales, como consecuencia del cambio de condiciones como: cantidad de cada componente, concentración, temperatura de reacción, espesor de la pieza, tiempo y superficie de exposición, etc.

1.3 Uniones soldadas.

El método más generalizado para la unión de las diferentes partes de un recipiente metálico, es la unión soldada.

Las soldaduras pueden clasificarse según su forma y función en las clases siguientes:

- Soldaduras de filete, de ranura, de filete completo, de tapón, de sellos, etc.

Por la forma de llevarla a cabo:

- Soldadura automática, semi-automática de arco, manual, etc.

Por su proceso:

- Soldadura con arco, con arco gas-tungsteno, con arco metal protegido, de arco metálico con gas, de arco plasma, con arco sumergido, con gas, por forja, con hidrógeno atómico, por inducción, con oxiacetileno, con presión, por resistencia, con termita, etc.

La más usada en la construcción de recipientes, es la soldadura de arco, donde éste, se produce entre el electrodo y el metal base, produciendo calor que provoca la fusión del electrodo y de una pequeña porción del metal base, aquella que se encuentra próxima al arco. El electrodo está generalmente recubierto con un fundente - que al calentarse, produce un gas inerte en la vecindad del arco y deposita una cubierta protectora contra la corrosión, sobre el cordón de soldadura.

La resistencia de uniones soldadas, varía según el tipo de unión, la preparación de las piezas a unir, el procedimiento para el depósito, el material depositado y aún, la seguridad que proporciona, algún procedimiento de inspección practicado sobre la pieza fabricada. Es requisito adicional, que se practique la calificación del procedimiento de soldadura y del soldador que efectuará el trabajo. Los códigos para recipientes establecen las pruebas para ambas calificaciones. (Bibl. Nos. 2, 3, 10, 11).

El código ASME establece algunas limitaciones y factores en el uso de uniones soldadas, aunque permite en cada caso, varias alternativas sobre el tipo de unión a utilizar, el relevar o no de esfuerzos y el adoptar determinado tipo de inspección.

Se acostumbra usar uniones soldadas en lugar de uniones bridadas, en servicios con cambios bruscos de temperatura o manejo de fluidos peligrosos.

En la tabla 1.1 se proporcionan algunas recomendaciones en el uso de diferentes formas de depósito, así como las eficiencias asociadas, según los procedimientos posteriores de inspección y relevado de esfuerzos.

Esta tabla incluye, los casos de unión comúnmente encontrados en la industria química para placas de recipientes atmosféricos de almacenamiento y de proceso, a presión interna y externa.

1.4 Selección del tipo de unión.

Para efectuar una selección completa, tienen que tomarse en cuenta todas las características mencionadas arriba en relación con la fabricación, además del material de construcción y de las características de montaje y operación del equipo.

En la selección debe tomarse en cuenta entonces: tipo de unión, disposición y preparación de las placas, procedimientos posteriores, características del cordón (continuo o intermitente), etc.

En placas paralelas, hay dos alternativas: soldadura a tope o a

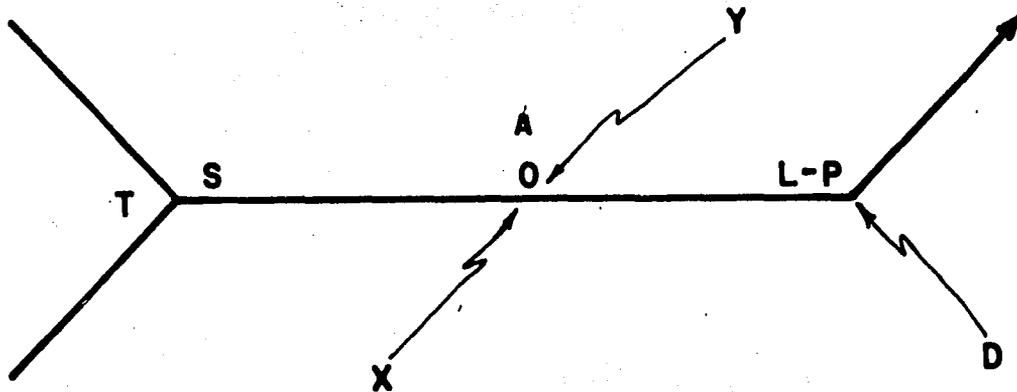
UNION	E %	USO
Juntas a traslape con filete simple	45	Juntas cuerpo-tapa con espesores menores de 5/8". Juntas cuerpo-tapa con diámetro exterior máximo de 24" y espesor máximo de 1/4".
	50	Juntas circunferenciales con espesor máximo de 1/8". Uniones tapa-cuerpo con diámetro exterior máximo de 24"
Juntas a traslape con filete doble,	55	Juntas longitudinales con espesores menores de 3/8". Juntas circunferenciales con espesores menores de 5/8".
Uniones a tope simples sin cinta de retención	60	Juntas circunferenciales con espesores menores de 5/8".
Uniones a tope simples con cinta de retención	65 80§ 90†*	Juntas circunferenciales sin limitaciones.
Uniones a tope dobles	70 85§ 100†*	Sin limitaciones.

† Relevado de esfuerzos

§ Radiografiado por partes

* Radiografiado total

TABLA 1.1.- EFICIENCIA MAXIMA PERMISIBLE DE LAS JUNTAS SOLDADAS CON ARCO Y GAS.



A. Angulo de abertura del lugar del depósito.

D. Lugar y forma de efectuar el depósito.

● En la obra ○ Soldadura circunferencial

L. Longitud del cordón en soldadura discontinua.

O. Separación de las placas.

P. Distancia entre cordones de soldadura (a centros).

S. Tamaño de la soldadura.

T. Especificación de referencia (dibujo de detalle).

X. Soldadura del lado de la flecha (cercano).

Y. Soldadura del otro lado (alejado).

FIG.1.2. SIMBOLOGIA DE SOLDADURAS.

translape; si son perpendiculares, se puede elegir entre una junta en "T" o una junta en ángulo.

Por otro lado, si las placas no se preparan para unir las, se obtendrán uniones menos resistentes como las uniones a tope sin bisel con y sin cinta de retención o las uniones a translape con filete. Si las piezas se preparan por corte o esmerilado (bisel) antes de efectuar la unión, se obtendrán juntas con mayor penetración y por lo tanto con mayor eficiencia. Aparecen más variedades si se practica un doble bisel para favorecer el depósito, en placas cuyo espesor lo permita.

El primer paso para una selección, son las limitaciones de espesor que observan cada uno de los tipos de unión. La tabla 1.1 puede tomarse como base para estimar la eficiencia, según las uniones y sus respectivos usos.

Aún dentro de cada una de estas clasificaciones generales, se puede seleccionar un tipo específico de unión y definir sus dimensiones, para lo cual es necesario recurrir a la simbología aceptada internacionalmente tal como se muestra en la figura 1.2.

Atendiendo a ella, las uniones pueden indicarse en forma simple y en la figura 1.3 se dan algunos ejemplos.

Además de una simbología adecuada, es necesario para la fabricación, tener disponibles hojas de especificación o estándares (letra T, fig. 1.2) a los cuales recurrir para conocer con detalle las características de la unión.

El dibujo de detalle de una junta en la figura 1.4 muestra todas sus partes al encargado de su ejecución.

1.5 Estimación de Costos.

Hecha la selección del tipo de tanque, de su material de construcción, fijada su posición por el proceso o por el diseñador, sus dimensiones (cuando no son fijadas por el propio proceso) quedan en función de un criterio económico. Cuando existen más alternativas que el simple ajuste del diámetro y la longitud o altura, debe hacerse la selección en base a los costos de cada alternativa.



SOLDADURA A TOPE CON CINTA DE RETENCION



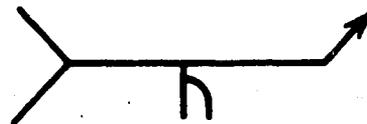
SOLDADURA A TOPE SIMPLE EN "V"



SOLDADURA A TOPE SIMPLE EN "U"



SOLDADURA A TOPE SIMPLE EN "J"



SOLDADURA A TRANSLAPE FILETE SIMPLE

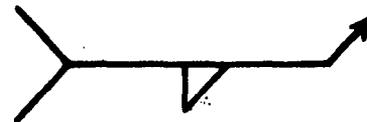


FIG.1.3. EJEMPLOS DE SOLDADURAS.

Como en toda estimación de costos, cada uno de los renglones involucrados debe ser expresado en función del tiempo. Brownell¹ provee de algunas relaciones obtenidas a partir de un estudio de costos completo, haciendo uso de relaciones, mas que de costos absolutos, lo cual da a los resultados una mayor validez. De esta manera, define las siguientes relaciones dimensionales:

- a) Para tanques atmosféricos de almacenamiento en los cuales el espesor no depende de los valores adoptados para "D" y "H".

$$D = 2H \frac{C_1}{C_2 + C_3 + C_4 + C_5} \quad \dots (1.1)$$

$$\text{para } D(H-1) < 1720 \quad \dots (1.2)$$

- b) Para tanques atmosféricos en los que el espesor del cuerpo depende de la relación entre "D" y "H".

$$D = 4H \frac{C_1}{C_2 + C_3 + C_4 + C_5} \quad \dots (1.3)$$

$$\text{para } D(H-1) \geq 1720 \quad \dots (1.4)$$

Igualmente para recipientes cilíndricos a presión interna o externa, se recomienda hasta espesores de 2":

$$L = 6D \quad \dots (1.5)$$

y para espesores de 2" a 6":

$$L = 8D \quad \dots (1.6)$$

En las dos ecuaciones anteriores se ha optimizado el peso de un recipiente cilíndrico y se ha tomado el costo por unidad de área de tapa un 50% mayor que el del cuerpo cilíndrico. También se ha despreciado el costo de cimentaciones y de terreno, por considerarse prácticamente invariables con el cambio de la proporción de longitud a diámetro. Se toma en cuenta además que el material que se gasta en la fabricación de una tapa semielíptica (la cual se toma como base) es del 22% mas que el que se gasta en una tapa plana de las mismas dimensiones, caso que se puede generalizar por representar un caso intermedio.

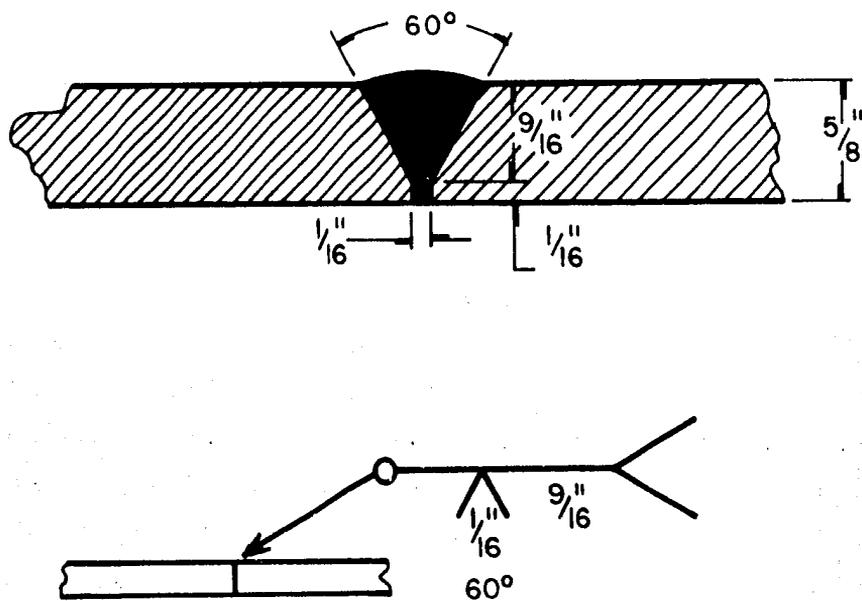


FIG.1.4. DETALLE DE SOLDADURA Y SIMBOLOGIA ASOCIADA.

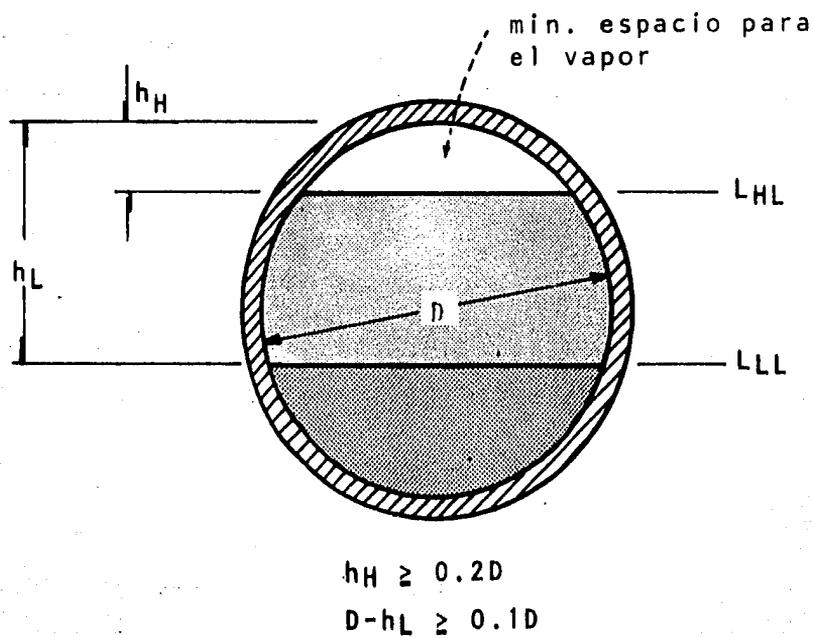


FIG.1.5. SECCION TRANSVERSAL Y NIVELES EN UN TANQUE ACUMULADOR.

A pesar de representar estas ecuaciones un punto económico aceptable algunas veces las dimensiones exactas están dictadas por la disponibilidad de tapas -especialmente torisféricas- que ofrecen los fabricantes, los cuales no trabajan en cualquier dimensión interna o externa.

Frecuentemente aparecen relaciones diferentes a las presentadas para recipientes atmosféricos y a presión, esto ocurre en casos de equipos que poseen partes interiores especiales como platos, tubos, espejos, etc. que modifican el punto económico de diseño. Dentro de este grupo de equipos están los intercambiadores de calor, los cuales además incluyen variaciones discretas de sus dimensiones principales. En estos equipos se trabaja entre límites mas abiertos para su dimensionamiento, ya que se tiene que atender a diversos requerimientos de transferencia de calor y de caída de presión. Los límites usuales de trabajo para intercambiadores comunes en cuanto a su relación de longitud a diámetro, son los siguientes:

$$4.5 < L/D < 12 \quad \dots (1.7)$$

En otros casos, se han desarrollado relaciones para la determinación de la relación óptima para el diseño como en el caso de los acumuladores de reflujo y de separadores, en los cuales la relación final de L/D es menor que la presentada en la ecuación 1.5. Esto significa que tales relaciones son producto de consideraciones diferentes a factores puramente económicos. No obstante, las relaciones presentadas pueden utilizarse satisfactoriamente en la mayoría de los casos.

En la segunda parte de esta sección, se presentarán algunos métodos para dimensionar equipos específicos, con base a experiencias de proceso.

1.6 Casos Especiales.

Dimensionamiento de tanques acumuladores de reflujo.

Normalmente las dimensiones de este tipo de recipientes se estiman de acuerdo al goteo de la fase vapor, a un tiempo de residencia suficiente de la fase líquida y en ocasiones, a la presencia de una segunda fase líquida mas pesada (usualmente agua).

El diseño puede iniciarse sobre la base del cálculo de la velocidad máxima de vapor definida como:

$$v = k \sqrt{(\rho_l - \rho_v) / \rho_v} \quad \dots (1.8)$$

$$v = k \sqrt{\rho_l / \rho_v} \quad \dots (1.9)$$

donde:

v. Velocidad del vapor. ft/seg.

k. Constante de velocidad. ft/seg.

ρ_v . Densidad del vapor. lb/ft³.

ρ_l . Densidad del líquido. lb/ft³.

Para recipientes horizontales "k" toma un valor de 0.13 ft/seg y cuando éstos tienen malla de alambre, toma un valor de 0.26 ft/seg. El objeto de evaluar la velocidad, es el de encontrar el área mínima necesaria para el paso del vapor, que sirve parcialmente para definir la distribución del volumen en el tanque (fig. 1.5).

Posteriormente debe establecerse el tiempo total de permanencia o de retención del líquido en el tanque, que es otro parámetro asociado con el diseño y que se estima como:

$$t = t_s + t_d \quad \dots (1.10)$$

donde t_s representa el tiempo en el cual el líquido desciende del nivel L_HL al nivel L_LL. A su vez, la variable t_d representa el tiempo de asentamiento, cuando el líquido esté abajo del nivel L_LL y existan pequeñas cantidades de una fase líquida más pesada. Para agua mezclada con hidrocarburos, puede asumirse un tiempo de asentamiento de 5 min., basado en el volumen total de hidrocarburos. Para algún otro tipo de sustancias, el tiempo requerido para la separación puede determinarse según:

$$t_d = \frac{3\mu}{\Delta S} \quad \dots (1.11)$$

donde:

μ . Viscosidad de la fase líquida predominante. cp.

ΔS . Diferencia de densidades relativas entre las fases líquidas. ad.

Como se puede ver en la tabla 1.2, se han establecido valores guía para el tiempo de permanencia entre los niveles máximo y mínimo, según la corriente que se maneje. Estos tiempos nunca deben sumarse, sino adoptar aquella relación flujo-tiempo, que provoque un volumen mayor.

CORRIENTE	TIEMPO
REFLUJO DE TORRE	5 MINUTOS
PRODUCTOS A ALMACENAMIENTO	2 MINUTOS
PRODUCTO A INTERCAMBIADOR DE CALOR JUNTO CON OTRAS CORRIENTES DE PROCESO.	5 MINUTOS
PRODUCTO A CALENTADOR	10 MINUTOS

TABLA 1.2.- TIEMPO MINIMO DE PERMANENCIA ENTRE L_HL Y L_LL.

Si x_l es el porcentaje de área transversal ocupada por el líquido hasta el nivel L_HL y si x_v es el porcentaje de área mínima libre para el paso del vapor arriba de L_HL, entonces:

$$x_l + x_v = 100 \quad \dots (1.12)$$

Despreciando el volumen de las tapas, la velocidad del vapor en ft/seg será:

$$v = \frac{\text{flujo de vapor}}{\text{área de paso del vapor}} = \frac{M_v/3600\rho_v}{(x_v/100) (\pi D^2/4)} \quad \dots (1.13)$$

y el tiempo de retención en minutos será:

$$t = \frac{\text{volumen líquido}}{\text{flujo de líquido}} = \frac{L(x_l/100) (\pi D^2/4)}{M_l/60\rho_l} \quad \dots (1.14)$$

donde:

t. tiempo total de permanencia (min.)

M_v . flujo másico de vapor. (lb/hr)

M_l . flujo másico de líquido. (lb/hr)

ρ_v . densidad del vapor. (lb/ft³)

ρ_l . densidad del líquido. (lb/ft³)

Basándose en las ecuaciones anteriores, las expresiones de diseño para la longitud y el diámetro del recipiente en ft. son:

$$L = \frac{x_v}{(100-x_v)} \frac{60t k M_l}{M_v \sqrt{\rho_l/\rho_v}} \quad \dots (1.15)$$

Si no se encuentra presente una fase líquida mas pesada, el tiempo de retención será simplemente el tiempo de descenso del nivel "t_s" con lo cual:

$$L = \frac{x_v}{(95-x_v)} \frac{60t k M_l}{M_v \sqrt{\rho_l/\rho_v}} \quad \dots (1.16)$$

Para la determinación del diámetro:

$$D = 0.188 \left\{ \frac{M_v \sqrt{\rho_l/\rho_v}}{K \rho_l} \right\}^{1/2} (1/\sqrt{x_v}) \quad \dots (1.17)$$

La solución final para "L" y "D" puede encontrarse por un método gráfico. Partiendo de las ecuaciones 1.16 y 1.17 dando valores a x_v , puede construirse un diagrama de longitud contra diámetro; en el mismo diagrama puede combinarse una expresión basada en factores económicos en la construcción de este tipo de recipientes.

Usando tapas elípticas, la expresión que produce la relación óptima de longitud a diámetro para un recipiente a presión interna es la siguiente:

$$\frac{P D^4}{(2SE-P)} + 0.083 D^3 - 0.0905 V = 0 \quad \dots (1.18)$$

en la cual:

V. volumen de diseño del recipiente. (gal)

D. diámetro del recipiente. (ft.)

P. presión interna de diseño. (psi)

S. esfuerzo de trabajo del material. (psi)

E. eficiencia de la unión soldada. (ad.)

El volumen en función de longitud y diámetro es:

$$V = 7.48 (\pi D^2/4) \{L + (D/3)\} \quad \dots (1.19)$$

Sustituyendo en la ecuación 1.18 y resolviendo para la longitud:

$$L = \frac{P D^2}{0.053(2SE-P)} + 1.227 D \quad \dots (1.20)$$

El punto de intersección de las curvas graficadas con (1.16) y (1.17) y con (1.20) respectivamente, representa las dimensiones óptimas teóricas. Uniendo este punto con el origen, la línea recta resultante servirá como base para decidir las dimensiones finales, las cuales se obtienen al aproximar el diámetro teórico mínimo al diámetro comercial inmediato superior de la tapa. La intersección del diámetro comercial con la prolongación de la recta mencionada, dará las dimensiones finales. (fig. 1.7).

Cuando se dispone de relaciones empíricas (por ejemplo: $L/D = 3$) se trazará la curva correspondiente a las ecuaciones 1.16 y 1.17 y después una recta representando la relación empírica con la pendiente correspondiente. El ajuste a las dimensiones comerciales, se hace en la misma forma que en el caso anterior.

Una vez fijados longitud y diámetro, puede establecerse la distribución del volumen del tanque. Considerando como referencia la figura 1.5, el área mínima de paso de vapor incluye un claro mínimo h_H -arriba del nivel superior de líquido L_{HL} - igual al 20% del diámetro del tanque. De ser posible, este claro deberá ser mayor de 10 in.

Respecto al tiempo de retención, si no hay una segunda fase que se asiente, el nivel L_{LL} estará situado a una distancia $(D-h_L)$ arriba del fondo del tanque, igual al 10% de diámetro. Se recomienda igualmente, que esta distancia sea mayor de 5 in. El segmento circular de altura $0.1 D$ tendrá un área igual al 5% del área transversal de recipiente.

Con base en la figura 1.6 pueden hacerse estimaciones rápidas de las dimensiones de las boquillas y de la tubería, así como de la instrumentación usual. Puede observarse que las boquillas principales (a,b,c), deben estar localizadas a distancias mínimas desde la junta del cuerpo y la tapa. Se incluye además un rompedor de vórtice o bota de agua y se acostumbra dar al recipiente una pendiente de 0.5% para favorecer el drenado. Por lo general, el tanque lleva un vaso decantador para favorecer la separación de pequeñas cantidades de una segunda fase líquida más pesada. El diámetro del vaso se estima generalmente para una velocidad de la fase pesada de 0.5 ft/min. Para tanques acumuladores con diámetros de 4 a 8 ft., se usa un diámetro de vaso de 16 in; para diámetros arriba de 8 ft., se usa un diámetro mínimo de 24 in.

Por otra parte, el espacio mínimo para la colocación de las conexiones de los controles de nivel interfaciales, es de 3 ft.

Finalmente debe hacerse notar que este método de estimación de longitud y diámetro, solo es aplicable a recipientes horizontales y en ausencia de grandes volúmenes de una segunda fase líquida más pesada. También resulta importante anotar, que el tiempo de retención es una variable que se ve afectada por la instrumentación, la naturaleza del fluido (si es sucio o no), la relación del tanque con otras etapas del proceso, etc. Por estas razones, debe tenerse especial cuidado en seleccionar el tiempo más representativo posible para el diseño.

Ejemplo 1.1. Determinar las dimensiones de un tanque acumulador que opera bajo las condiciones siguientes:

$$P_d = 250 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Reflujo total} = 87400 \text{ lb/hr.}$$

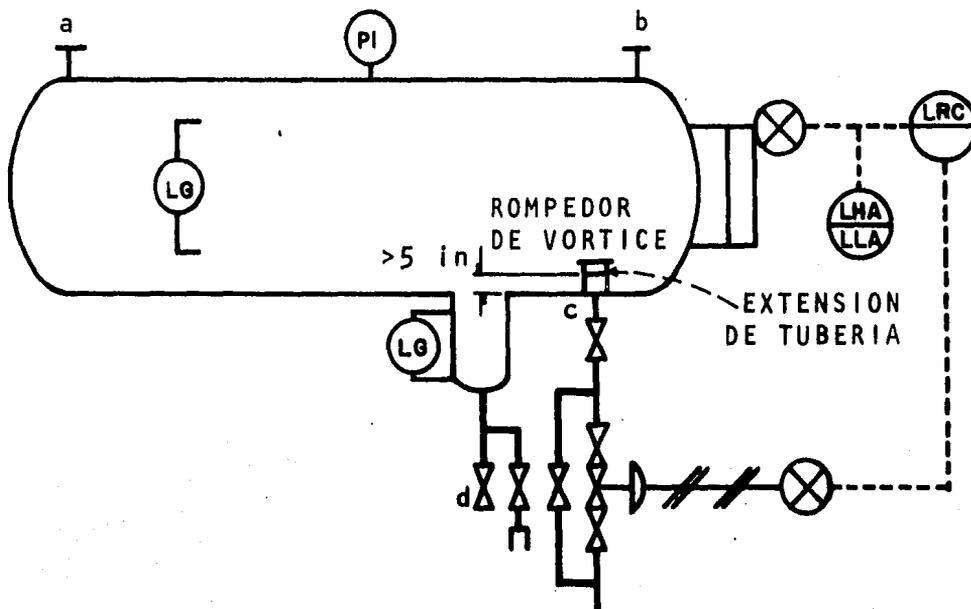
$$\text{Producto a calentador} = 28300 \text{ lb/hr}$$

$$\rho_l = 39.9 \text{ lb/ft}^3.$$

$$\text{Flujo de agua} = 3500 \text{ lb/hr.}$$

$$\rho_v = 1.15 \text{ lb/ft}^3.$$

$$\text{Flujo de vapor} = 14100 \text{ lb/hr.}$$



DIAM. RECIP.	DIM. DE TUBERIA (in).				ACCESOS		
	ALIM	SUP.	FONDO	DRENE	cant.	med. (in)	
ft	(a)	(b)	(c)	(d)			
3	4	2	3	1.5	2	6	registro de mano
4	6	3	4	2	1	18	registro de hombre
6	10	4	8	2	1	18	" "
8	12	6	10	3	1	18	" "
10	16	8	12	3	2	18	" "
13	20	10	16	4	2	18	" "
16	24	12	20	4	2	18	" "

FIG.1.6. DIAGRAMA TIPICO DEL ARREGLO PARA TANQUES ACUMULADORES DE REFLUJO.

Material de construcción: SA-285-C

$$S = 13750 \text{ lb/in}^2.$$

$$E = 0.85 ; c = 0.125 \text{ in.}$$

SOLUCION.

El tiempo de residencia estará fijado por el volumen mayor, que en este caso, es el de reflujó. Con relación a la tabla 1.2, puede estimarse como:

$$t_s = 5 \text{ min.}$$

$$M_1 = 87400 \text{ lb/hr.}$$

El tiempo de asentamiento es de 5 minutos basado en el volumen total de hidrocarburo, el cual es:

$$V_h = 87400 + 28300 = 115700 \text{ lb/hr.}$$

Por consiguiente t_d referido a M_1 es:

$$t_d = 5 \frac{115700}{87400}$$

$$t_d = 6.6 \text{ min.}$$

El tiempo total de retención será:

$$t = 5 + 6.6 = 11.6 \text{ min.}$$

Si el recipiente no se encuentra provisto de un separador de arrastre: $K = 0.13 \text{ ft/seg.}$

Sustituyendo en 1.15:

$$L = \frac{60(11.6)(0.13)(87400)}{5.89(14100)} \frac{x_v}{(100-x_v)}$$

$$L = 95.22 \frac{x_v}{(100-x_v)}$$

Sustituyendo a su vez en 1.17:

$$D = 0.188 \left\{ \frac{14100(5.89)}{0.13(39.9)} \right\}^{0.5} \frac{1}{\sqrt{x_v}}$$

$$D = 23.79 \frac{1}{\sqrt{x_v}}$$

Dando valores a " x_v " pueden obtenerse los valores correspondientes de longitud y diámetro.

x_v (%)	L(ft)	D(ft)
16	18.14	5.95
20	23.81	5.32
25	31.74	4.76

Estos valores son suficientes para trazar una curva en una gráfica de "L" vs. "D". La otra curva se obtiene con la ecuación 1.20, substituyendo los valores apropiados.

$$L = \frac{250 D^2}{0.053\{2(0.85)(13750)-250\}} + 1.227 D$$

$$L = 0.204 D^2 + 1.227 D$$

Dando valores a una de las variables se obtendrá la otra:

D(ft)	L(ft)
4	8.17
5	11.24
6	14.70

Graficando las relaciones anteriores (fig. 1.7) el punto de intersección se localiza a un diámetro de 6.25 ft. Ajustando a 6.5 ft. que es el diámetro comercial inmediato superior de la tapa (d_o), se traza una línea vertical hasta tocar la prolongación de la recta que une el punto de intersección con el origen. En el eje vertical, esto fijará el valor final de la longitud.

$$L = 16.5 \text{ ft.}$$

Puesto que el diámetro es externo, la determinación del espesor del cuerpo puede referirse a dimensiones externas (Cap. IV):

$$t_{sd} = \frac{P r_o}{SE + 0.4p} + c$$

$$t_{sd} = \frac{250(39)}{13750(0.85)+0.4(250)} + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.952 = 1''$$

El diámetro interior del recipiente será:

$$D_i = 78 - 2(1) = 76 \text{ in.} = 6.33 \text{ ft.}$$

Una vez fijos longitud y diámetro, pueden determinarse los niveles de líquido. Partiendo de la ecuación 1.17, el área mínima para el paso del vapor es:

$$x_v = (23.79/6.33)^2 = 14\%$$

El volumen de líquido abajo del nivel L_{LL} es:

$$\text{Vol. } L_{LL} = \frac{5 V_H}{60 P_L}$$

$$\text{Vol. } L_{LL} = \frac{5(115700)}{60(39.9)}$$

$$\text{Vol. } L_{LL} = 241.6 \text{ ft}^3.$$

y el porcentaje de área ocupada por este volumen será:

$$A_o = \frac{241.6/16.5}{\pi(6.33)^2/4} (100)$$

$$A_o = 46.5\%$$

La distancia desde el nivel L_{HL} hasta el tope del recipiente, puede determinarse con la referencia de la figura 1.5.

$$h_H = 0.2 D$$

$$h_H = 0.2(6.33/12)$$

$$h_H = 15 \text{ in.}$$

Lo anterior representa un claro mayor de 10 in. lo cual resulta recomendable.

Arriba del nivel L_{LL} el porcentaje de área disponible es de 53.5% (por diferencia) y la altura desde el nivel L_{LL} hasta la parte superior del recipiente es:

$$h_L = \frac{46.5(76)/100 + 15}{100} (76)$$

$$h_L = 39 \text{ in.}$$

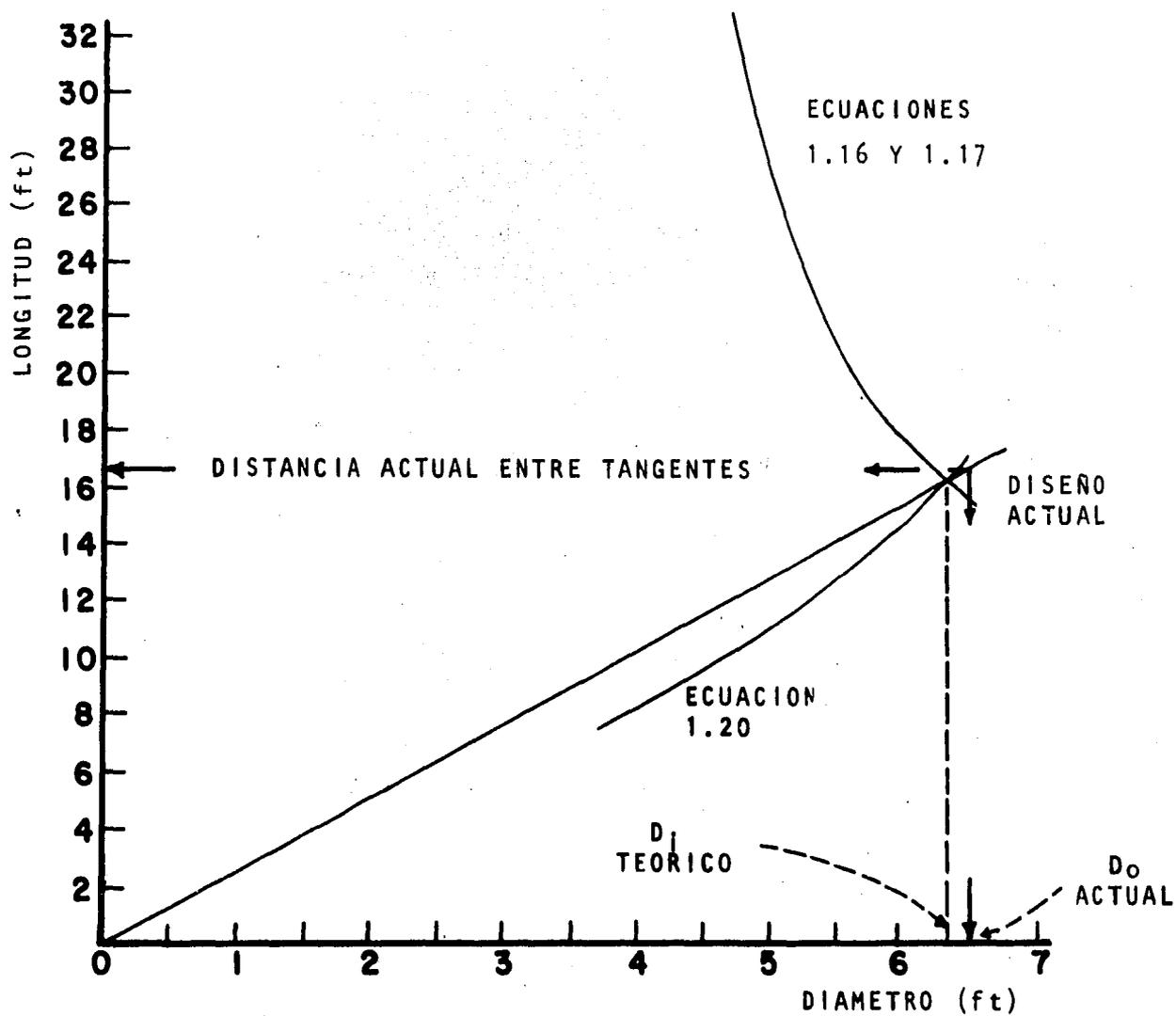


FIG.1.7. DIMENSIONES OPTIMAS PARA EL RECIPIENTE DEL EJEMPLO 1.1.

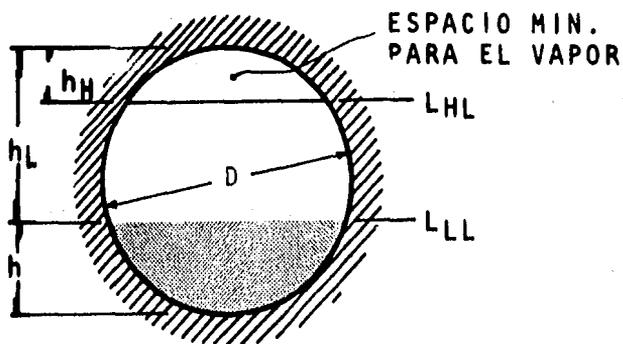


FIG.1.8. CORTE DE UN ACUMULADOR PARA DOS FASES LIQUIDAS.

La altura del nivel del líquido se establece por diferencia:

$$L_{LL} = 76 - 39$$

$$L_{LL} = 37 \text{ in.}$$

El área de la sección transversal para el vaso decantador se calcula para la fase pesada.

$$\text{Area} = \frac{\text{Flujo}/\rho}{\text{Velocidad}}$$

$$\text{Area} = \frac{3500/62.4(60)}{0.5}$$

$$\text{Area} = 1.9 \text{ ft}^2.$$

Según la tabla correspondiente en el Apéndice E para tubería de acero comercial, la sección adecuada es:

Tubo de 20" ced. 20 con área de flujo de 2.02 ft²

Dimensiones en tanques acumuladores para dos fases líquidas.

La solución presentada anteriormente para determinar el tamaño del tanque, es aplicable y totalmente válida para una sola fase líquida. No obstante, en el ejemplo 1.1 fue considerada la presencia de otra fase (agua) lo cual hizo necesario establecer un tiempo de asentamiento de manera empírica y un tanto conservador.

El tamaño del recipiente puede modificarse si se diseña para dos fases líquidas y es conveniente incluir un método que tiene como objetivo dimensionar el tanque, calculando el espacio requerido para el asentamiento de la fase pesada.

Se determina el espacio requerido sin considerar el volumen de las tapas, tomando como base la velocidad de separación entre ambas fases. El aumento de la fase ligera en la fase pesada no se considera y normalmente ésta, se asentará en el vaso.

La figura 1.8 muestra la distribución de los espacios en relación al diámetro del recipiente.

En lo que resta del capítulo, el subíndice "L" se referirá al espacio entre L_{HL} y L_{LL}, de este modo ρ_L será la densidad del líquido contenido en ese espacio (usualmente fase ligera).

Si x_v representa el porcentaje de área de flujo transversal del recipiente sobre L_{HL} , la velocidad máxima permisible del vapor puede expresarse según 1.8, 1.9 y 1.12 sustituyendo ρ_i en lugar de ρ_l .

El líquido en el recipiente estará formado por: la fase continua (fase ligera) y por la fase dispersa (fase pesada); si esta última se asienta, la fase ligera descenderá de L_{HL} a L_{LL} en un tiempo de nominado "de agitación". Si x_i representa el porcentaje de área transversal situada entre L_{HL} y L_{LL} , el tiempo en minutos estará dado por:

$$t = \frac{\text{Vol. entre } L_{HL} \text{ y } L_{LL}}{\text{Flujo líquido}} = \frac{(x_i/100)(\pi D^2/4)L}{M_i/60\rho_i} \quad \dots (1.21)$$

Bajo L_{LL} habrá un tiempo suficiente para permitir que las gotas de la fase pesada puedan llegar al fondo del recipiente (o al vaso). Si "x" es el porcentaje de área de flujo transversal bajo L_{LL} y se expresa en función de la sección transversal total, entonces el tiempo en minutos estará expresado como:

$$\frac{h}{s} = \frac{\text{Dist. } L_{LL} \text{ al fondo}}{\text{veloc. de asent.}} = \frac{(x/100)(\pi D^2/4)L}{M/60\rho} \quad \dots (1.22)$$

donde "M" es el líquido total entrando al recipiente (incluyendo ambas fases) y ρ su densidad (generalmente $\rho = \rho_l$).

La velocidad de asentamiento en ft/min, se calcula mediante la ley de Stokes:

$$s = 1.733(\rho_h - \rho_l)/\mu \quad \dots (1.23)$$

donde " μ " es la viscosidad de la fase continua en cp., ρ_h representa la densidad de la fase pesada y ambas densidades están expresadas en g/cm^3 exclusivamente para esta ecuación.

Los porcentajes respecto al área total quedarán como sigue:

$$x_v/100 = M_v/900 \pi k D^2 \sqrt{\rho_i/\rho_v} \quad \dots (1.24)$$

$$x_l/100 = t M_l/15 \pi L D^2 \rho_l \quad \dots (1.25)$$

$$x = M_v/15 \pi s L D \rho_l \quad \dots (1.26)$$

En la última ecuación "y" es la altura "h" expresada como un porcentaje del diámetro.

Considerando la relación dimensional $e = L/D$ y dividiendo las ecuaciones 1.24 y 1.25 por 1.26, se puede llegar a las expresiones finales para el diámetro.

$$\frac{x_v}{x} = \frac{5M_v s e (\rho_i/\rho_v)}{3 K M y} = \frac{C}{y} \quad \dots (1.27)$$

$$\frac{x_i}{x} = \frac{100 M_i t s}{M D y} = \frac{E}{D y} \quad \dots (1.28)$$

donde "C" y "E" son parámetros.

Finalmente si $x_v + x_i + x = 100$, entonces:

$$D = \frac{E}{100(y/x) - y - C} \quad \dots (1.29)$$

y además:

$$D = \left\{ \frac{M}{15\pi s \rho_i e} \frac{y}{x} \right\}^{1/2} = \left\{ F \frac{y}{x} \right\}^{1/2} \quad \dots (1.30)$$

donde "F" es otro parámetro, el cual es función de "e" y de las propiedades y cantidades relativas de las fases presentes.

El procedimiento de cálculo consiste en suponer un valor de "y", el cual da un valor correspondiente de "x" en la fig. 1.9; también puede usarse la fig. 1.10 que muestra directamente las relaciones facilitando los cálculos.

Los valores seleccionados deberán sustituirse en 1.29 y 1.30 para construir un diagrama de "D" vs. "y", encontrando el diámetro en la intersección de las curvas.

Una vez conocido el diámetro, puede procederse a la distribución de los niveles de altura y áreas correspondientes, así como al cálculo de la longitud mediante la relación "e".

Las limitaciones adicionales para el diseño son:

-La altura "h" no será mayor que el 10% del diámetro ó 5 in lo que sea mayor.

-h_H no deberá ser menor que el 20% del diámetro.

-La distancia entre L_{HL} y L_{LL} será cuando menos de 14 in. para permitir la colocación de los instrumentos de nivel.

En forma general, el diseño puede iniciarse calculando la velocidad de asentamiento según 1.23, después habría que suponer valores de L/D y encontrar el diámetro mediante 1.29 y 1.30 para cada caso, obteniendo así juegos de "D" y "L". La curva representativa de estos valores, debe ser graficada en un diagrama L vs. D junto con la curva dada por 1.20 (construida seleccionando valores enteros para el diámetro). La intersección de ambas curvas permitirá unir este punto con el origen y obtener una línea recta que será la referencia para decidir las dimensiones finales.

Excepto para el caso de un tiempo de retención (o almacenamiento) puro, la operación del tanque en cualquier servicio (vapor-líquido ó líquido-líquido) depende de su diámetro y de su longitud, no del volumen del recipiente. Por lo anterior, el camino propuesto para optimizar las dimensiones de estos recipientes, es determinar juegos de valores de diámetro y longitud, que llenen exactamente las condiciones de velocidades de fluidos y tiempo de residencia. Estos valores serán las dimensiones mínimas de tanques idóneos para cubrir todos los requerimientos operacionales.

En el procedimiento de diseño convencional que aproxima el volumen del tanque y optimiza la relación L/D , algunos -y en ocasiones todos- los requerimientos de operación quedarán excedidos.

Usando parte del método expuesto, pueden rectificarse tanques como el del ejemplo 1.1, con algunos de sus datos de diseño.

Ejemplo 1.2. Dimensionar el acumulador del ejemplo 1.1 para un sistema de dos fases líquidas conservando las condiciones de operación. La viscosidad de los hidrocarburos es de 0.25 centistokes.

SOLUCION:

El primer paso será calcular la velocidad de asentamiento de la fase pesada según la ecuación 1.23.

$$\rho_l = 39.9 \text{ lb/ft}^3. \text{ (ligera)}$$

$$\rho_h = 62.4 \text{ lb/ft}^3. \text{ (pesada)}$$

$$s = 1.733 \frac{1 - (39.9/62.4)}{0.25(39.9/62.4)}$$

$$s = 4 \text{ ft/min.}$$

Velocidad de asentamiento en el tanque Ej. 1.1:

Se tomará en cuenta la condición que establece que el espacio para el vapor será cuando menos de 10 in. y además el tiempo de asentamiento sugerido para agua en hidrocarburos de 5 min. basado en el volumen total de éstos, arrojará un tiempo total de 6.6 min.

La velocidad será entonces:

$$\text{vel.} = \frac{(76-10)/12}{6.6} = 0.833 \text{ ft/min.}$$

La velocidad menor es la condición para la cual será necesario un diámetro mayor. Los valores para C, E y F se evalúan de acuerdo a esta consideración.

La solución teórica del ejemplo 1.1 fue:

$$D = 6.25 \text{ ft.}$$

$$L = 15.865 \text{ ft.}$$

$$e = L/D = 2.5385$$

$$K = 0.13$$

De la ecuación 1.27:

$$C = \frac{5(14100)(0.833)(2.5385) \sqrt{39.9/1.15}}{3(0.13)(87400 + 28300 + 3500)}$$

$$C = 18.888$$

El tiempo de agitación fijado en base al líquido controlante que es el reflujo, fue de 5 min. El parámetro "E" puede calcularse con la ecuación 1.28:

$$E = \frac{100(87400)(5)(0.833)}{119200}$$

$$E = 305.3867$$

El factor "F" se calcula por semejanza con el primer término de la ecuación 1.30:

$$F = \frac{119200}{15 \cdot (0.833) (39.9) (2.5385)}$$

$$F = 29.9805$$

De la ecuación 1.29:

$$D = \frac{305.3867}{100(y/x) - y - 18.888} \quad (\text{ft.})$$

y con 1.30:

$$D = \sqrt{29.9805(y/x)} \quad (\text{ft.})$$

Definidas las ecuaciones para el diámetro, se construye el diagrama "D" vs. "y". Los datos tabulados de la figura 1.10 son:

y	y/x	D, ec. 1.29	D, ec. 1.30
10	1.9215	1.87	7.589
20	1.4047	3.006	6.489
30	1.189	4.36	5.97
40	1.0709	6.33	5.666
50	1.0	9.815	5.47

El punto de intersección de las curvas se localiza para:

$$D = 5.7 \text{ ft.}$$

$$y = 37.2\%$$

El valor de "y" fija el porcentaje (x) del área del tanque requerida para el asentamiento de la fase pesada. Este valor puede leerse de la figura 1.9 y resulta ser:

$$x = 33.9\%$$

El porcentaje del área y de la altura representativos del espacio para el vapor, pueden obtenerse a partir de 1.27:

$$x_v = C(x/y)$$

$$x_v = 18.888(37.2/33.9)$$

$$x_v = 17.2\%$$

y de la figura 1.9:

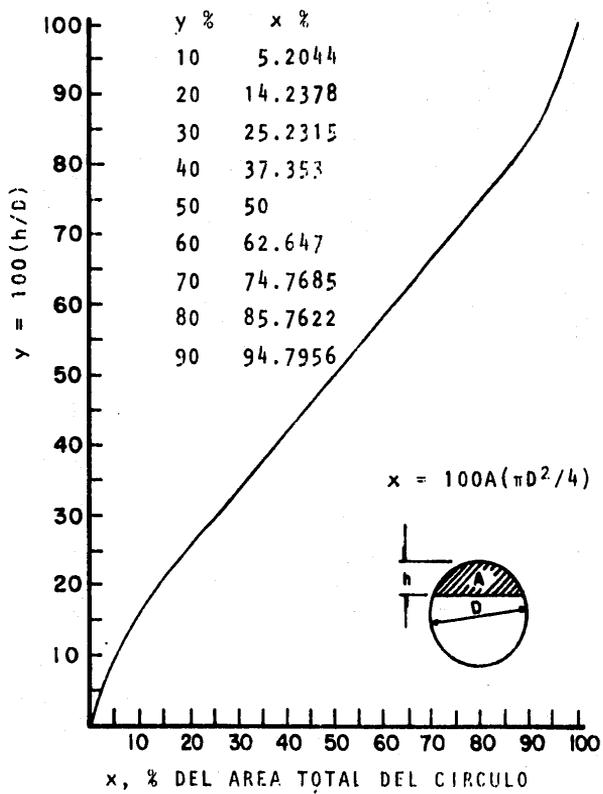


FIG.1.9. RELACION ENTRE SEGMENTOS DE ALTURA Y AREA TRANSVERSAL CORRESPONDIENTE

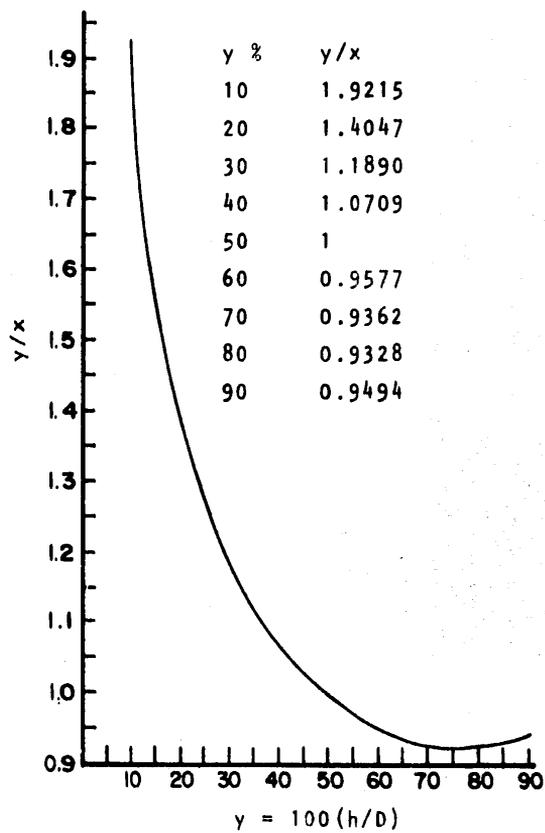


FIG.1.10. GRAFICA COMPLEMENTARIA DE LA 1.9.

$$y_H = 22.9\%$$

$y_H > 20\%$ recomendado (por lo tanto es correcto).

Los porcentajes correspondientes para el espacio entre el tope del recipiente y el nivel LLL pueden obtenerse con 1.28.

$$x_i = E_x/D_y$$

$$x_i = 305.3867(33.9)/5.72(37.2)$$

$$x_i = 48.7$$

$$x_i + x_v = 17.2 + 48.7 = 65.9\%$$

y de la figura 1.9:

$$y_L = 62.6\%$$

La revisión de los valores calculados queda como:

$$x + x_v + x_i = 99.8\% \approx 100\%$$

$$y + y_L = 99.8\% \approx 100\%$$

El ajuste del diámetro se hará a 6 ft. para conservar dimensiones comerciales. La distribución de las alturas atendiendo a la figura 1.8 y a los límites recomendados será:

$$h_H = (y_H/100)D = 16.5 \text{ in.}$$

$$h_H > 0.20D$$

$$16.5 > 14.4 \text{ in. (suficiente).}$$

$$h_L = (y_L/100)D = 45 \text{ in.}$$

$$h_L - h_H = 28.5 \text{ in.}$$

$$28.5 > 14 \text{ in. (suficiente).}$$

La longitud del recipiente debe ser estimada según el diámetro calculado y no de acuerdo al ajuste del mismo:

$$L = e D$$

$$L = 2.5385(5.72) = 14.52 \text{ ft.} \approx 14.5 \text{ ft.}$$

El tiempo real de asentamiento para la fase pesada puede a su vez calcularse con 1.22 usando el diámetro comercial.

$$t = \frac{h}{s} = \frac{(33.9/100)(\pi 36/4)(14.5)}{115700/60(39.9)}$$

$$t = 2.9 \text{ min.}$$

Este tiempo es menor que el valor empírico utilizado antes de 5 min. en el ejemplo 1.1.

La figura 1.11 sugiere algunos arreglos para los acumuladores, según las cantidades relativas de las dos fases líquidas. La figura 1.12 muestra los arreglos si se utiliza un separador de malla de alambre para la fase vapor.

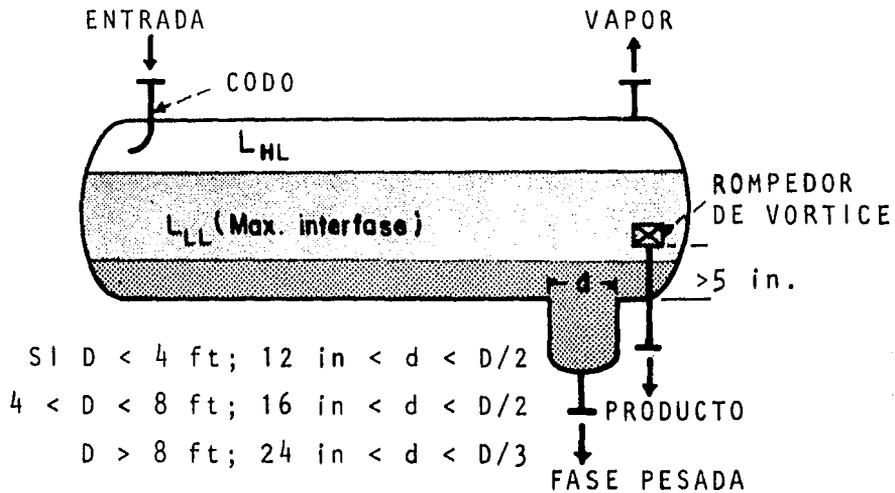
Procedimientos posteriores a la fabricación.

Inspección por radiografía. Es un proceso que consiste en hacer pasar radiaciones a través de un objeto, obteniendo sobre una película, el registro del estado interno del cuerpo.

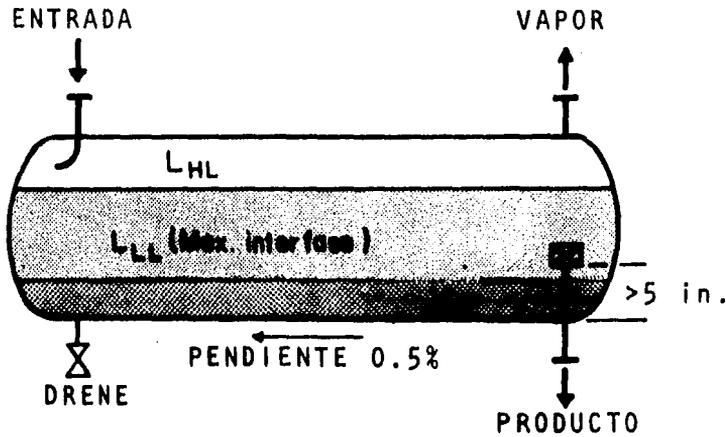
Relevado de esfuerzos. Es el calentamiento uniforme de una pieza o parte de ella, a una temperatura inferior a la crítica durante un tiempo suficiente, seguido de un enfriamiento uniforme y controlado, con la finalidad de eliminar la mayor parte de los esfuerzos residuales.

La temperatura crítica, es aquella arriba de la cual, se inicia la formación de una solución austenítica durante el calentamiento de un metal con base hierro, transformándose ésta, durante el enfriamiento. Esta temperatura depende de la composición de la aleación y sobre todo, de la velocidad de cambio de temperatura cerca del límite, particularmente durante el enfriamiento. Esta temperatura además, es la base para el tratamiento térmico.

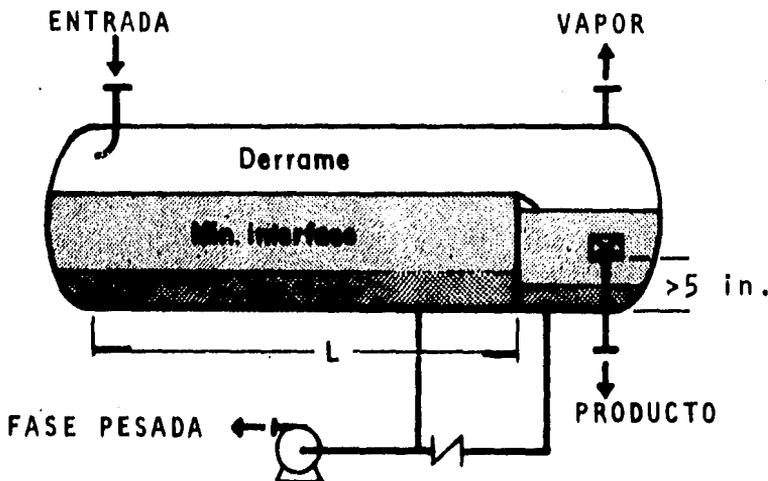
FIG.1.11. ARREGLOS SUGERIDOS PARA ACUMULADORES DE REFLUJO.



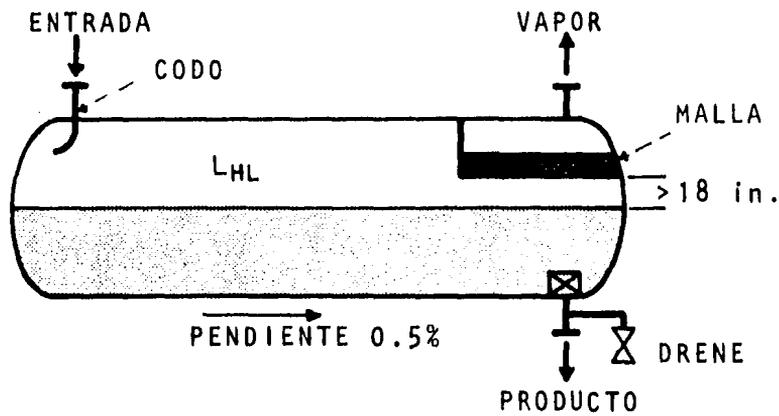
CASO NORMAL



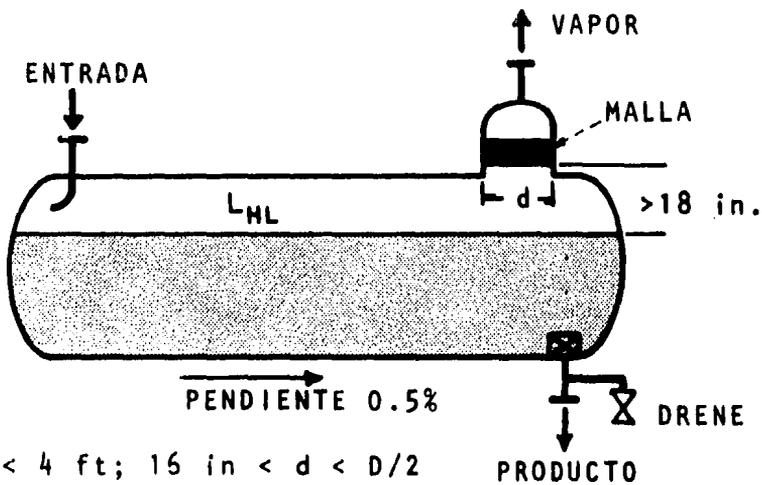
PEQUEÑAS CANTIDADES DE FASE PESADA (d , menor que el caso normal).



GRANDES CANTIDADES DE FASE PESADA (d , mayor que el caso normal).

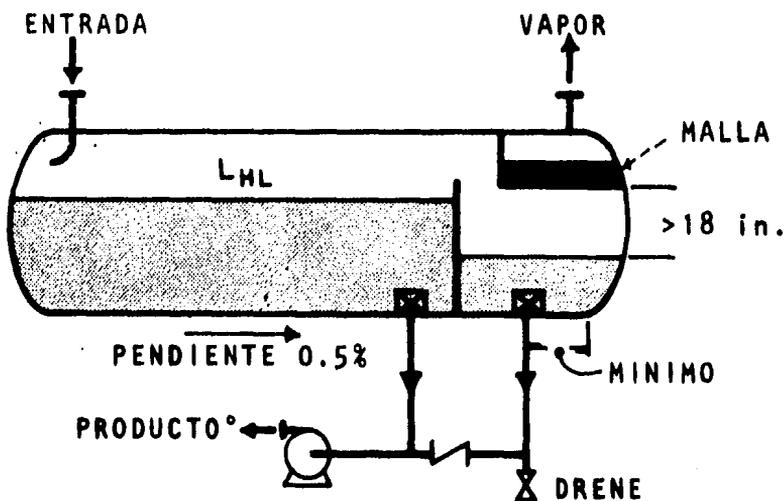


PARA GRANDES CANTIDADES DE FASE VAPOR



- SI $D < 4$ ft; 16 in $< d < D/2$
- $4 < D < 8$ ft; 20 in $< d < D/2$
- $D > 8$ ft; 30 in $< d < D/3$

PARA PEQUEÑAS CANTIDADES DE FASE VAPOR



CASO NORMAL

FIG.1.12. ARREGLOS SUGERIDOS CON USO DE MALLA SEPARADORA PARA LA FASE VAPOR (SE SUPONE UNA SOLA FASE LIQUIDA)

NOMENCLATURA

- c. Tolerancia por corrosión sobre espesor mínimo. in.
- C₁. Depreciación anual sobre el costo del cuerpo cilíndrico. \$/año ft².
- C₂. Depreciación anual sobre el costo del fondo. \$/año ft²
- C₃. Depreciación anual sobre el costo de la tapa. \$/año ft²
- C₄. Depreciación anual sobre el costo de cimentación. \$/año ft².
- C₅. Depreciación anual sobre el valor del terreno ocupado. \$/año ft².
- D. Diámetro interior del tanque. ft.
- E. Eficiencia de la junta soldada. Ad.
- H. Altura del tanque. ft.
- L. Longitud del recipiente cilíndrico. ft.
- M. Flujo másico. lb/hr.

CAPITULO 2

MATERIALES DE CONSTRUCCION DE EQUIPO DE PROCESO.

Un tratamiento detallado de todo lo concerniente a materiales de construcción en la industria de proceso, estaría contenido en varios volúmenes, dada la información existente. En un solo capítulo por lo tanto, puede tratarse este tema únicamente como una referencia necesaria, para abordar el problema de diseño mecánico en el equipo de proceso, considerando que la selección del material es una disciplina independiente, que se basa no solo en aspectos mecánicos, sino en conocimientos profundos de la química y sus reacciones, la electroquímica, los métodos de fabricación de los equipos y aunado a todo esto, algunos factores no técnicos como: disponibilidad y costo de materiales. Por todo esto, nos limitaremos a dar a conocer algunos de los materiales de construcción mas utilizados sus características y las propiedades que desde el punto de vista físico, pueden influir en el momento de su selección.

2.1. Clasificación de los materiales.

2.1.1. Aleaciones ferrosas.

Debido esencialmente a su bajo costo, el hierro y las aleaciones ferrosas, se usan con gran frecuencia en la construcción de equipo de proceso. Especialmente el acero al carbón de baja aleación, se prefiere por algunas ventajas importantes como:

- Aceptable resistencia a la corrosión en fluidos ordinarios.
- Resistencia mecánica alta a temperaturas ordinarias.
- Dureza intermedia que facilita el corte o maquinado.
- Facilidad para su unión por medio de soldadura en atmósfera ordinaria.

Las propiedades mencionadas, son susceptibles de ajustarse por medio de diversos tratamientos, ya sea agregando pequeñas cantidades de otros elementos como: Carbono, Níquel, Cromo, Manganeso, Silicio y algunos otros; o bien, con tratamientos térmicos como: Recocido, Templado, Revenido, etc., lo cual modifica localizadamente ciertas propiedades mecánicas.

La especificación de aceros es muy variada y para cada uso, existe un tipo de acero adecuado. Además existen varios sistemas de referencia para clasificar los materiales, los cuales en algunos casos presentan equivalencias que hay que tomar en cuenta para su identificación en el mercado.

La clasificación AISI para aceros, usa una clave de cuatro números que denota sucesivamente: el principal elemento de aleación excluido el hierro, el porcentaje aproximado del mismo y con los últimos dos números, el contenido del elemento principal en centésimas de por ciento. Por ejemplo: AISI 1080 corresponde a un acero al carbón, con un contenido de carbono entre 0.75 y 0.88% y algunos elementos menos importantes como: manganeso, fósforo y azufre.

La clasificación AISI para aceros inoxidable acostumbra solamente tres números: el primero indica el grupo y los dos últimos el tipo de acero.

La clasificación AISI es común en la especificación de materiales de construcción de tuberías, válvulas, accesorios y equipo de bombeo y transporte de gases.

La ASTM clasifica los aceros con un número, anteponiendo la letra "A". El significado del número, es una determinada composición, además de toda una serie de limitaciones y pruebas que el material debe observar y aprobar (especificación).

Por último y directamente asociada con la fabricación de recipientes, encontramos la clasificación de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), la cual antepone dos letras a cada identificación (SA-), siendo por lo demás semejante a la clasificación ASTM.

En otros países existen algunas otras clasificaciones que es necesario tener presentes. Por ejemplo: en Inglaterra existe la clasificación de la British Steel, que antepone las siglas BS- a un número de identificación de cuatro cifras. Por otra parte Francia, Alemania, Italia y Suecia poseen sus propias clasificaciones ligadas a sus respectivos códigos, además de algunos países asiáticos como la U.R.S.S. y el Japón.

2.1.2 Aleaciones no ferrosas.

Con objeto de resolver algunos problemas, sobre todo de corrosión, se han introducido al mercado para la construcción de equipo de proceso, aleaciones donde el hierro no es el elemento más abundante. Los metales que aparecen generalmente en mayor cantidad son: cobre níquel, cromo, aluminio, estaño, cinc, plomo y magnesio y en menor grado: cadmio, antimonio, bismuto, berilio, vanadio, manganeso, silicio, titanio y otros.

De las aleaciones no ferrosas, resultan importantes por su uso las siguientes: cobre-níquel, cobre-aluminio, níquel-cromo, níquel-cromo-hierro, cobre-cinc, cobre-estaño, cobre silicio, aluminio-bronce, etc.

Después de todo, en equipo de proceso de gran tamaño, son excepcionales los casos en los que se recurre a aleaciones no ferrosas y sus aplicaciones se limitan a industrias específicas o a equipos muy especializados de proceso, en los que se cuidan especialmente los aspectos de corrosión y contaminación.

Tanto el ASTM como el ASME conservan su nomenclatura en el caso de materiales no ferrosos, cambiando únicamente la letra o letras iniciales para separarlos del acero y sus aleaciones. Los materiales no ferrosos se clasifican entonces, según el ASTM, anteponiendo la letra "B" y según la clasificación ASME, anteponiendo las letras SB- al número de identificación del material.

2.1.3 Materiales no metálicos.

Algunos de estos materiales prácticamente han desaparecido de la actividad de construcción de equipo de proceso, como la madera, el cemento y el ladrillo. Otros en cambio, aumentan cada día su importancia, como los plásticos, hules sintéticos, resinas reforzadas, vidrio, etc. Los artículos que se fabrican en mayor proporción de estos materiales son: tuberías y accesorios, válvulas, equipo pequeño de transporte de fluidos; todo esto para usos específicos en la industria química, de alimentos y farmacéutica, así como para empaques, recubrimientos y aislamientos.

Para la selección de este tipo de materiales y sus limitaciones de temperatura y datos de resistencia, debe acudir directamente a

datos proporcionados por el fabricante y en los casos de fabricación en campo, determinar dichas propiedades a través de pruebas realizadas a muestras preparadas especialmente para ello, siguiendo el propio proceso de fabricación del equipo.

2.2. Materiales en la construcción de recipientes.

Quien ha desarrollado con mayor sistematización e incluso estandarizado el uso de materiales para diversos fines es la industria de petróleo y petroquímica, que es sin lugar a dudas la que mayor consumo observa y la que produce continuamente mejoras en las composiciones y tratamientos destinados a resolver problemas reales. Los factores que afectan la selección de un material son diversos y pueden mencionarse los siguientes:

- a) Temperatura de operación.
- b) Resistencia química a las sustancias en contacto.
- c) Resistencia mecánica y facilidad de fabricación.
- d) Influencia o intervención en el proceso.
- e) Costo y disponibilidad en el mercado.

Los puntos "d" y "e" son difíciles de discutir con exactitud en un texto limitado, porque la posible influencia del material en el proceso, es producto de un estudio químico y a veces biológico (industria de alimentos) complicados y el costo y disponibilidad se convierte en un problema específico del lugar y de las posibilidades y alcance del fabricante.

2.2.1. Influencia de la temperatura de operación.

A temperaturas ordinarias y en ausencia de problemas de corrosión, los materiales usuales son el SA-283 Grado C y el SA-285 Grado C recomendados para presiones ordinarias y altas presiones respectivamente. Observan además una ligera diferencia en su esfuerzo permisible. Su temperatura límite de uso es de 650° F y en tanques de almacenamiento atmosféricos el SA-283-C tiene como espesor límite 1".

Para temperaturas intermedias y bajas el acero utilizable es el SA-516-70 que es un acero al carbón-manganeso de alta resistencia.

Para temperaturas intermedias y altas hasta 900° F, se recomienda usar otro acero al carbón-manganeso como el SA-515-70.

En usos criogénicos, los aceros al carbón se recomiendan hasta una temperatura de -30°F si incluyen prueba de impacto. A temperaturas inferiores, se recomiendan aceros de baja aleación como el SA-203 Grados B y C, los cuales están fabricados a base de níquel (2.5-3.5%) y con prueba de impacto se pueden usar hasta -150°F. A más bajas temperaturas se recomiendan algunos inoxidable y aleaciones con alto contenido de níquel como se verá más adelante.

También a temperaturas excesivamente altas o bajas, se usan aceros de alta aleación, entre los cuales los inoxidable son los más conocidos. Los inoxidable de los tipos 304, 316 y 347 son susceptibles de utilizarse económicamente hasta temperaturas de 650°F.

Esta contracción del intervalo de uso, se debe a la aparición de aleaciones conteniendo nitrógeno que resultan más eficientes y económicas en algunas regiones entre -320°F y 1300°F y que observan características de resistencia química semejantes a las del tipo 304 y del 316. Entre estos nuevos inoxidable el Nitronic* 33 es recomendable hasta los 1150°F y el Nitronic* 50 hasta los 1350°F. Por otra parte, el Nitronic 33 y el 40 conservan también alta resistencia a bajas temperaturas (-320°F) teniendo hasta el triple del valor del esfuerzo de fluencia que se obtiene usando acero inoxidable 304; esta característica hace que sean recomendables para procesos como el LNG y etileno líquido.

Por encima de los 1200° F los esfuerzos máximos de las aleaciones del tipo 300 comienzan a decaer y esto origina diseños costosos (S_{yp} , 1200°F = 7400 lb/in²). En estos casos se plantea la necesidad de usar materiales que conserven su resistencia a temperaturas mayores como el Incolloy Alloy 800 y el Crutemp 25, los cuales pueden utilizarse hasta los 1600°F y además observan una resistencia alta a diferentes formas de corrosión como oxidación y carburización. Condiciones semejantes ofrecen otras aleaciones de la serie Incolloy Alloy: 800H, 801 y 802.

* Nitronic es una marca registrada por Armco Steel Corp. aleaciones a base de Cr, Ni, Mn, Si y Nitrógeno.

TABLA 2.1. MATERIALES UTILIZADOS EN RECIPIENTES.

TEMPERATURA	MATERIAL RECOMENDABLE
$T > 750^{\circ}\text{F}$	Acero baja aleación Cr-Mo A-387 C-Mo A-204
$-20 < T < 750^{\circ}\text{F}$	Acero al carbón A-285-C
-21° a -30°F	Acero al carbón A-516-70 con prueba de impacto.
-31° a -90°F	Aceros al níquel (2.5%) A-203 Grados A, B y C.
-91° a -150°F	Aceros al níquel (3.5%) A-203 Grados D y E.
-151° a -325°F	Aceros Inoxidables.
$T < -325^{\circ}\text{F}$	Aceros inoxidables (9% níquel) tipos 405 y 410.

En materiales no ferrosos, son importantes las aleaciones de cobre con níquel a diferentes proporciones: 90-10, 80-20 y 70-30 que pueden utilizarse hasta 600° , 700° y 800°F respectivamente. En materiales de cobre, de los cuales hay una alta variedad según el proceso de fabricación, se recomienda usar temperaturas que no excedan de los 400°F .

El aluminio y las aleaciones ricas en él, con puntos de fusión entre los 1000° y los 1200°F solo se pueden utilizar hasta los 300° ó 400° ya que el esfuerzo máximo permisible disminuye rápidamente arriba de estas temperaturas.

Entre las aleaciones no ferrosas que se distinguen por sus aplicaciones a altas temperaturas y por mantener su resistencia prácticamente constante, están las fabricadas a base de níquel, en cuyo grupo las Ni-Mo son susceptibles de usarse hasta los 800°F . Las de Ni-Cr-Mo hasta los 1000°F . La combinación Ni-Fe-Cr conserva su resistencia mecánica aproximadamente hasta los 950°F y aunque su esfuerzo máximo permisible a tensión decae rápidamente sobre este límite, es susceptible de ser utilizado hasta los 1200°F . Las

aleaciones de níquel más resistentes a altas temperaturas, son las de Ni-Cr-Mo-Fe, las cuales pueden ser aplicadas hasta los 1500 °F y con una resistencia aceptable hasta los 1150 °F.

Otro metal de menor uso como el plomo, tiene una baja resistencia y solo funciona hasta los 400 °F.

Los no metales presentan la dificultad de no exhibir datos generales acerca de su resistencia a diferentes temperaturas, en la mayoría de los casos; tienen una estabilidad variable según las condiciones de fabricación como ya se ha mencionado. En estos casos se reitera la recomendación de acudir directamente al fabricante, o bien, a pruebas específicas.

2.2.2. Resistencia química a las sustancias en contacto.

No se puede generalizar acerca del uso de los materiales en determinadas condiciones de corrosión. Existen sin embargo, dos tipos de datos disponibles en la literatura.

Por una parte, tablas de resistencia química genérica, las cuales califican a los materiales frente a determinados reactivos como medio, bajo, bueno; en otros casos, datos y gráficas de materiales sometidos a condiciones precisas de concentración, temperatura y en algunos casos hasta velocidades de circulación, que indican la corrosión en función del tiempo, ya sea como pérdida de peso o como MPY (milésimas de pulgada por año), que se desgasta una placa que se somete a las condiciones que cubre la especificación.

Dentro de las referencias se citan algunos trabajos sobre este aspecto.

2.3. Resistencia de materiales.

La resistencia de un material a condiciones dadas de operación, resulta un factor económico importante, ya que incide directamente sobre el espesor de los tanques, tuberías y en general, dispositivos o aparatos que manejan fluidos a presión. La resistencia de un material puede expresarse como el esfuerzo máximo permisible al tipo de esfuerzo que va a soportar el elemento a estudiar. Otras ocasiones, es proporcionado el esfuerzo máximo y aún en otras, el esfuerzo de fluencia.

TABLA 2.2. EQUIVALENCIA DE ALGUNAS CLASIFICACIONES DE MATERIALES DE E.U.A. Y EUROPA

TIPO DE ACERO	INGLATERRA	FRANCIA	ALEMANIA	ITALIA	SUECIA	E.U.A.
Acero al carbón	BS-1501-151 Gr. 26 B	A 42 C2 PN A36 205	DIN 17155 H 11	Fe 42-1 UNI 5869	SIS 1430	ASTM A 285-C
Acero al C-Mn alta resistencia	BS-1501-221 Gr. 32 B		DIN 17155 19 Mn 5			ASTM A 515-70
Acero al C-Mn alta resistencia	BS-1501-224 Gr. 32	A 52 P2 PN A36 205	HSB 50; BH 36 K	Fe 52 UNI 5869	SIS 2102	ASTM A 516-70
C - 0.5Mo	BS-1501-240		16 Mo 5 WSN 5423	16 Mo 5 UNI 5869		ASTM A 204
1Cr - 1/2 Mo	BS-1501-620 Gr. B	15 CD 4.05 PN A36 206	DIN 17155 13Cr Mo44	14Cr Mo3 UNI 5869	SIS 2216	ASTM A 387-B
18Cr - 10Ni	801 Gr. B	Z6 CN 1810	DIN 17440 5Cr Ni18 9WSN4301	UNI 4047 8CN 1910		ASTM A 240 tp. 304
18Cr - 10Ni bajo carbón	801 Gr. C	Z3 CN 1810	DIN 17440 2Cr Ni18 9WSN4306	UNI 4047 3CN 1911		" tp. 304L
17Cr -12Ni - 2 1/2 Mo	845 Gr. B	Z6 CND 1812	DIN 17155 5CrNiMo18 10WSN4401	UNI 4047 8CND1712		" tp. 316
17Cr-12Ni-2 1/2 Mo bajo carbón		Z3 CND 1812	" 2CrNiMo18 10WSN4402			" tp. 316L
18Cr - 10Ni Ti estabilizado	821 Gr. Ti	Z10 CNT 1810	" 10CrNiTi18 9WSN4541	UNI 4047 8CNT1810		" tp. 321
18Cr - 10Ni Nb estabilizado	821 Gr. Nb	Z10 CNNb 1810	" 10CrNiNb18 9WSN4550	" 8CNNb1811		" tp. 347

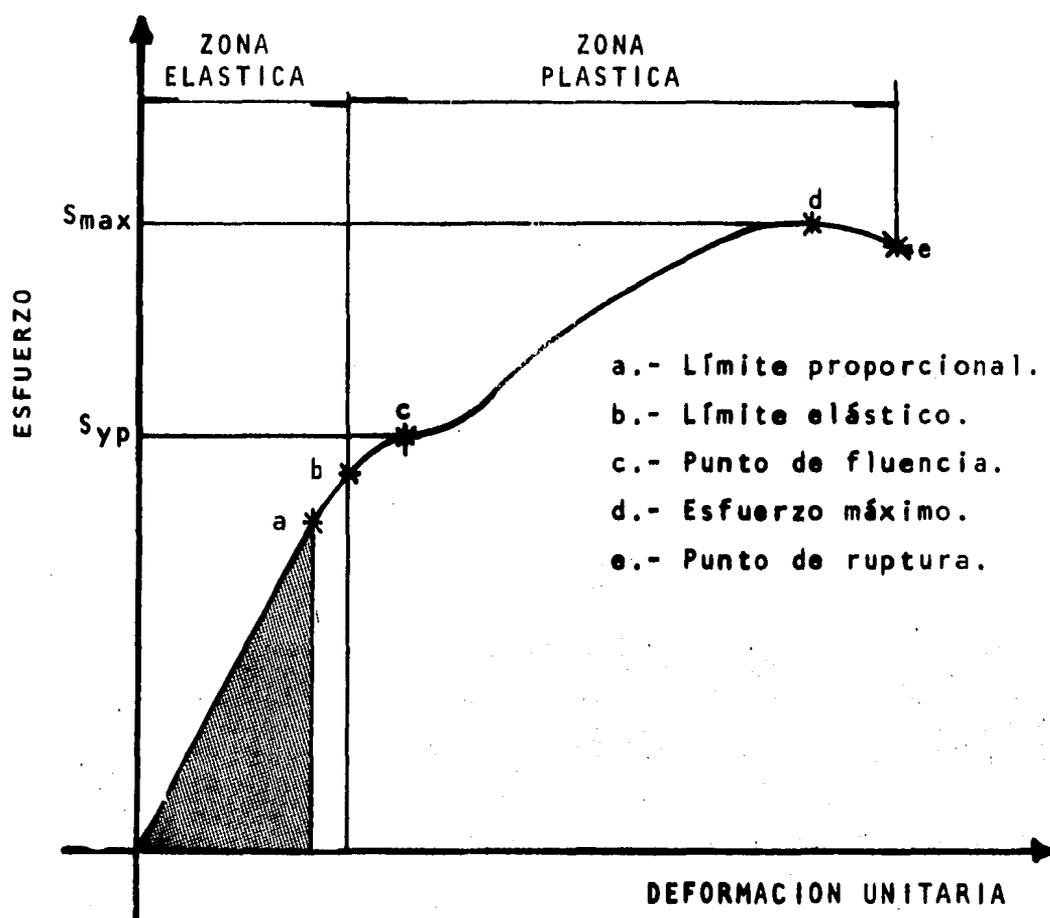


FIG.2.1. DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACION.

El esfuerzo es la relación simple entre la carga y el área resistente y dependiendo del tipo y dirección de la carga, se pueden encontrar tres tipos de esfuerzos elementales: compresión, tensión y corte; o bien, combinaciones de dos o más de ellos como: flexión, torsión, fatiga, etc.

Dentro de la zona elástica, todo esfuerzo produce una deformación transitoria que desaparece al quitar la carga. Por debajo del límite proporcional, esta deformación puede calcularse con la ley de Hooke:

$$\epsilon = \frac{S}{E} \quad \dots (2.1)$$

En la zona plástica la relación esfuerzo-deformación se comporta de manera irregular y solo puede conocerse el comportamiento del material a través de una prueba en una máquina universal, donde se aumenta gradualmente la carga y se mide (y en ocasiones se registra) la deformación, sobre una probeta fabricada expresamente para ello. Esto se puede observar en la figura 2.1.

Para establecer el esfuerzo de trabajo, se dispone de datos del esfuerzo último a tensión y del esfuerzo de fluencia, los cuales son regularmente tomados como base para un diseño.

En cualquier caso, se buscará trabajar dentro de la zona elástica, para evitar deformaciones permanentes del material y del equipo y dentro del límite proporcional, para poder predecir el comportamiento del elemento al entrar en acción la carga.

Para calcular el esfuerzo permisible, el esfuerzo último a tensión o el esfuerzo de fluencia, se afectan por un factor de seguridad que toma en cuenta algunos factores como: trabajo dentro del límite elástico, trabajo dentro del límite proporcional, uso continuo, sobrecargas, heterogeneidad del material, etc.

Con base en el esfuerzo último, en el caso de diseño de recipientes de proceso, se utilizan los siguientes factores de seguridad:

Recipientes Atmosféricos	3
Estructuras y Soportes	3
Recipientes a presión interna	4
Recipientes a presión externa	4

Recipientes a presión externa
de paredes simples y sujetos a
vacío total

3

El código establece explícitamente en sus tablas los valores del esfuerzo de trabajo para diseño de recipientes a presión interna (factor de seguridad = 4), mientras algunos códigos europeos trabajan con base en el esfuerzo de fluencia y con un factor de seguridad de 1.5.

2.4. Esfuerzos por temperatura.

Además de la reacción puramente mecánica a las fuerzas externas, en los equipos de proceso aparecen con frecuencia algunos esfuerzos debidos a cambios de temperatura.

Estos esfuerzos en la mayor parte de los casos, se deben adicionar a aquellos producidos por la presión y las cargas externas y se deben tomar en cuenta si se desea realizar un diseño completo.

La deformación que observa un elemento cualquiera sometido a un cambio de temperatura es:

$$\delta_T = \alpha L (T_2 - T_1) \quad \dots (2.2)$$

Al encontrarse dicho elemento entre apoyos fijos, esta deformación deberá ser absorbida por el material, apareciendo un esfuerzo dado por:

$$S = \epsilon E \quad \dots (2.3)$$

Si recurrimos a la definición elemental de esfuerzo:

$$S = P/A \quad \dots (2.4)$$

y a la relación entre la deformación unitaria y la deformación total:

$$\epsilon = \delta/L \quad \dots (2.5)$$

Usando las tres ecuaciones anteriores:

$$\delta = \frac{P L}{A E} \quad \dots (2.6)$$

Igualando las expresiones de deformación térmica y mecánica:

$$\frac{P L}{A E} = \alpha L(T_2 - T_1) \quad \dots (2.7)$$

Dividiendo entre la longitud ambos miembros y sustituyendo la relación de presión sobre área por el esfuerzo:

$$S = \alpha E(T_2 - T_1) \quad \dots (2.8)$$

donde α es el coeficiente de expansión lineal expresado en $^{\circ}\text{F}^{-1}$. La temperatura a la cual requiere determinarse el esfuerzo es T_2 y T_1 es la temperatura a la cual, el cuerpo está libre de es fuerzos.

NOMENCLATURA

- A Area. in^2 .
- E Módulo de elasticidad. lb/in^2 .
- L Longitud del elemento sometido a deformación. in.
- P Carga. lb.
- S Esfuerzo. lb/in^2 ,
- e Deformación unitaria. ad.
- δ Deformación mecánica. in.
- δ_T Deformación por temperatura. in.

CAPITULO 3

RECIPIENTES ATMOSFERICOS DE ALMACENAMIENTO

Aunque su diseño ha sido desarrollado pensando en la industria del petróleo, las recomendaciones del código correspondiente (API 650-12C) pueden extenderse a cualquier industria y aún a otros materiales de construcción y tipos específicos de uniones soldadas. Sin embargo, en estos casos, se hará uso de las ecuaciones originales y no de las que han sido reducidas con los datos comunes a todos los tanques de almacenamiento de la industria petroquímica, que contiene el código mencionado como ecuaciones finales. Los campos de aplicación de estos recipientes, pueden extenderse a todos aquellos casos de almacenamiento de grandes cantidades de fluídos en los que se presente: inflamabilidad, necesidad de evitar la contaminación, volatilidad alta, ó bien, sencillamente en aquellos casos de almacenamiento de líquidos comunes a presión atmosférica.

3.1 Tipos de recipientes atmosféricos.

Desde el punto de vista de diseño, se pueden distinguir dos casos de recipientes atmosféricos:

- a) Los cerrados con tapa cónica.
- b) Los abiertos o bien provistos de una tapa flotante, que en el diseño del fondo y del cuerpo cilíndrico, caen en el mismo caso de los cerrados.

El primer tipo que es el más común puede observar algunas variantes según sus dimensiones. Hasta aproximadamente 24 ft de diámetro se diseñan con tapa autosoportada, de 24 a 48 ft requieren generalmente de una columna como soporte central; y de 48 ft en adelante, necesitan una estructura completa de soporte de la tapa.

Los recipientes de tapa flotante se consideran como abiertos para diseño de cuerpo y fondo, y se usan en algunos casos de diámetros excesivos, con lo cual se evita la estructura soporte de la tapa y ésta prácticamente flota sobre el líquido.

El único diseño adicional que requieren es el de la tapa y sus

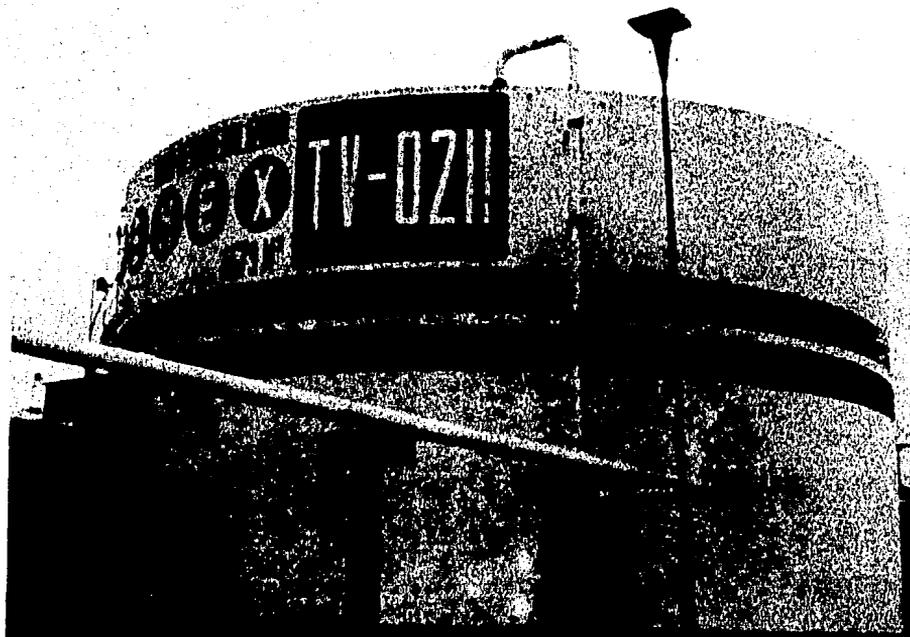
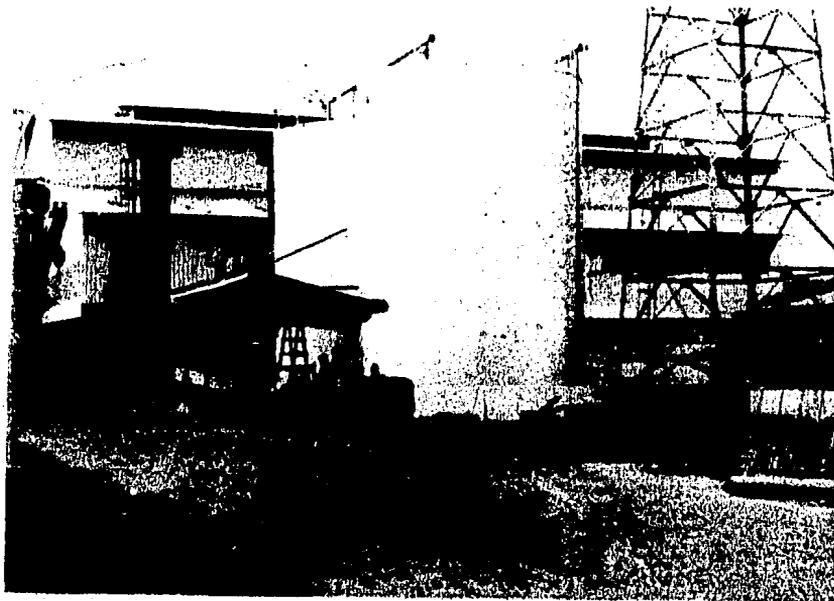


FIG.3.1. DOS VISTAS DE RECIPIENTES ATMOSFERICOS.

accesorios (empaques, soportes para el fondo, boquillas, escaleras, etc.).

Los recipientes abiertos se usan para mayor economía donde la contaminación por el polvo no tiene importancia, su diseño queda comprendido dentro de los casos anteriores.

3.2 Configuración general y accesorios.

Salvo la tapa, la configuración general y los accesorios son prácticamente los mismos, no importa el tipo.

Según la fig. 3.2 estarán dotados de los siguientes accesorios:

Entradas de hombre.- En general se requiere cuando menos una entrada en el cuerpo cilíndrico, de tamaño limitado entre 20" y 24" y colocada a una altura a su línea de centros sobre el nivel del piso de 4 a 5 ft.

Venteo.- Se podrán presentar dos casos:

- a) Venteo libre para líquidos no volátiles.
- b) Venteo de conservación para productos volátiles, combinado con un interruptor de flama en caso de inflamabilidad.

Escalera:

- a) Tipo marino para tanques pequeños con alturas no mayores de 15 ft.
- b) Escalera espiral o de caracol para tanques mayores.

Drenaje:

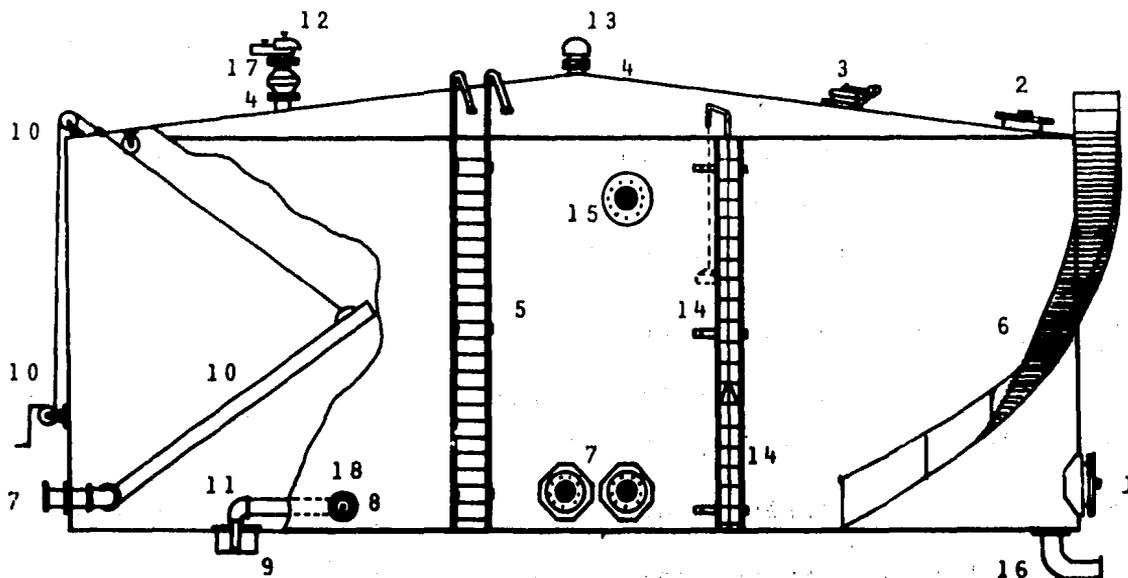
- a) Simple en el fondo del recipiente con una tubería subterránea.
- b) Con pozo colector para lograr un desalojo eficaz.

Boquillas adicionales:

- a) Boquillas para carga y descarga del producto. Las dimensiones serán de acuerdo a las cantidades manejadas.
- b) Boquilla para el desalojo de espuma (según el tipo de fluido).

Medidor de nivel.- Se utiliza un medidor de flotador con cable y contrapeso externo, aprovechando la pared exterior de cuerpo para colocar la escala.

Además de lo ilustrado, los recipientes abiertos y los de tapa -



- 1.- Entrada de hombre (cuerpo cilíndrico).
- 2.- Entrada de hombre (tapa).
- 3.- Boquilla de medición u observación.
- 4.- Boquilla de venteo en la tapa.
- 5.- Escalera marina (tanques pequeños).
- 6.- Escalera de caracol (tanques grandes).
- 7.- Boquillas en el cuerpo cilíndrico.
- 8.- Boquilla para decantados.
- 9.- Foso de drenaje.
- 10.- Tubería basculante de salida de producto.
- 11.- Salida de agua decantada.
- 12.- Venteo de conservación (líquidos volátiles).
- 13.- Venteo libre (líquidos no volátiles).
- 14.- Medidor de nivel de flotador.
- 15.- Conexión para la salida de espuma.
- 16.- Drenaje de tubo (alternativo con No. 9).
- 17.- Interruptor de flama.
- 18.- Válvula anticongelante.

FIG.3.2. ACCESORIOS Y TUBERIAS EN TANQUES DE ALMACENAMIENTO.

flotante del tipo PONTON requieren de un aro atiesador en la parte superior del cuerpo, debido a que se observa una falta de rigidez con la ausencia de una tapa fija. Los recipientes de tapa flotante son también útiles para el almacenamiento de líquidos relativamente volátiles, ya que disminuyen la cámara de vaporización, lo cual disminuye la velocidad de escape.

3.3 Diseño del cuerpo cilíndrico.

En base al análisis de esfuerzos en cilindros de pared delgada, tenemos las siguientes ecuaciones para el cálculo de espesor:

Si se atiende al esfuerzo longitudinal:

$$t_s = P d/4S \quad \dots (3.1)$$

Si el esfuerzo es circunferencial:

$$t_s = P d/2S \quad \dots (3.2)$$

La presión en un recipiente atmosférico es función de la altura de fluido sobre el punto considerado.

$$P = \rho H/144 \quad \dots (3.3)$$

Como la presión varía con la altura, el espesor del cuerpo también lo hará y tendremos el caso de requerir varios espesores a diferentes alturas, dividiéndose estas variaciones, según el ancho de las placas utilizadas en la construcción. Las placas van de 3 a 8 ft. de ancho, siendo las más usadas de 6 y 8 ft.

Calculado el espesor para el punto más bajo de la línea de placas, el resto de la placa quedará sobrada; para compensar esta situación, se permite diseñar para 1 ft. arriba del punto más bajo del anillo, lo cual está dentro de los márgenes de seguridad.

$$P = \rho(H-1)/144 \quad \dots (3.4)$$

Sustituyendo la ecuación 3.4 en la ec. 3.2 tenemos:

$$t_s = \frac{\rho d (H-1)}{144 (2S)} \quad \dots (3.5)$$

Tomando en consideración los efectos de desgaste por corrosión (c) y la eficiencia de soldadura (E) en uniones longitudinales, tenemos:

$$t_s = \frac{\rho d (H-1)}{144 (2SE)} + c \quad \dots (3.6)$$

Conociendo que la densidad relativa G es la relación entre la densidad del fluido y la del agua y usando el diámetro en ft la ecuación (3.6) toma la forma:

$$t_s = \frac{G(62.37)(12D)(H-1)}{144 (2SE)} + c \quad \dots (3.7)$$

que es la expresión general para encontrar el espesor del cuerpo cilíndrico sometido a esfuerzo longitudinal.

De la ecuación (3.7) se han hecho simplificaciones de la manera siguiente:

- a) Si el material de construcción es acero común, su esfuerzo de trabajo es de 21000 lb/in².
- b) La eficiencia utilizada comúnmente es del 85% para uniones soldadas a tope.
- c) Para la densidad relativa generalmente se toma el valor de 1. para cubrir la prueba hidrostática; o bien la densidad relativa del fluido almacenado, si ésta es mayor de 1.

Con estos valores la ecuación (3.7) queda reducida como sigue:

$$t_s = \frac{2.598(DG)(H-1)}{21000 (0.85)} + c \quad \dots (3.8)$$

Cualquier otra situación debe tomarse en cuenta cambiando los valores en los lugares correspondientes de la ecuación (3.7).

Los espesores que resultan de la aplicación de esta ecuación en ningún caso deberán ser menores que los especificados en la tabla 3.1, con objeto de cubrir problemas de estabilidad estructural, cargas vivas, viento etc.

Los espesores mínimos especificados en la tabla 3.1 no incluyen el factor de corrosión.

El máximo espesor nominal para tanques será de 1 1/2".

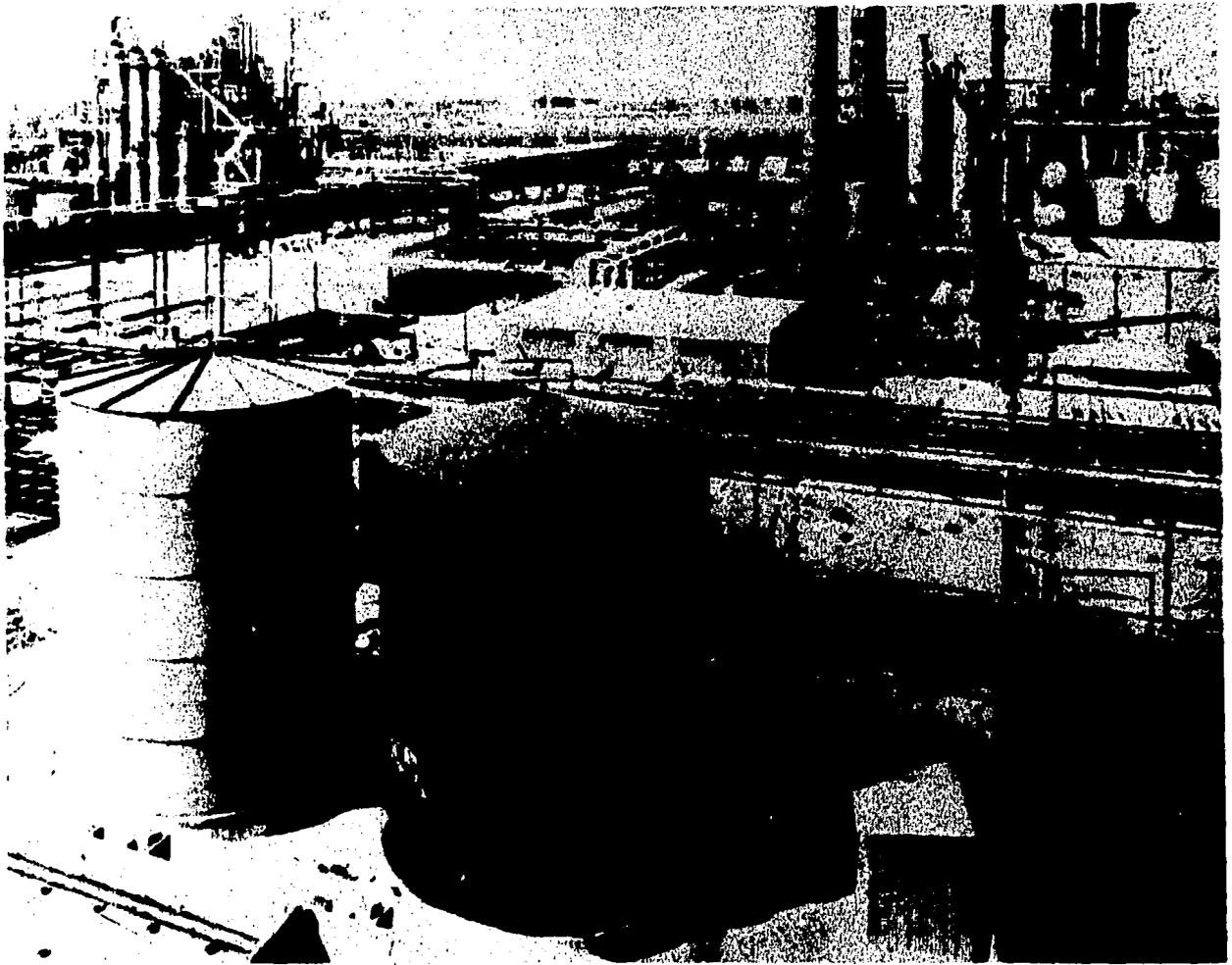


FIG.3.3. RECIPIENTES ATMOSFERICOS DE TAPA CONICA FIJA.

TABLA 3.1.- Espesores mínimos del cuerpo cilíndrico en tanques atmosféricos.

Tanques hasta 50 ft de diámetro.	3/16"
De 50 a 120 ft de diámetro.	1/4"
De 120 a 200 ft de diámetro.	5/16"
Tanques mayores de 200 ft.	3/8"

Ejemplo 3.1.- Calcular el espesor de un tanque atmosférico de almacenamiento de 90 ft de diámetro y 48 ft de altura, que contendrá un líquido cuya densidad relativa es de 0.855. El material de construcción es acero A-283-C y se usarán uniones a tope soldadas con 85% de eficiencia. El ancho comercial de placa a usar puede ser de 6 o de 8 ft. La tolerancia por corrosión es de 1/8".

SOLUCION.

Usando placas de 8 ft:

a 48 ft:

$$t_{s_1} = \frac{2.598(48-1)90(1)}{21000(0.85)} + 0.125$$

$$t_{s_1} = 0.615 + 0.125 = 0.740 \approx 3/4"$$

a 40 ft:

$$t_{s_2} = 0.510 + 0.125 = 0.63 \approx 11/16" \text{ ó } 3/4" *$$

a 32 ft:

$$t_{s_3} = 0.406 + 0.125 = 0.531 \approx 9/16" \text{ ó } 5/8" *$$

a 24 ft:

$$t_{s_4} = 0.301 + 0.125 = 0.426 \approx 7/16" \text{ ó } 1/2" *$$

a 16 ft:

$$t_{s_5} = 0.196 + 0.125$$

Debido a que el espesor mínimo especificado es de 0.25", se adopta para las capas siguientes:

$$t_{s5} \text{ y } t_{s6} = 0.25 + 0.125 = 0.375 = 3/8''$$

Usando placas de 6 ft:

a 48 ft:

$$t_{s1} = 0.6156 + 0.125 = 0.7406 \approx 3/4''$$

a 42 ft:

$$t_{s2} = 0.537 + 0.125 = 0.662 \approx 11/16 \text{ ó } 3/4'' *$$

a 36 ft:

$$t_{s3} = 0.4584 + 0.125 = 0.5834 \approx 5/8''$$

a 30 ft:

$$t_{s4} = 0.3798 + 0.125 = 0.5048 \approx 9/16 \text{ ó } 5/8'' *$$

a 24 ft:

$$t_{s5} = 0.3012 + 0.125 = 0.4262 \approx 7/16 \text{ ó } 1/2'' *$$

a 18 ft:

$$t_{s6} = 0.2226 + 0.125$$

Como el espesor mínimo especificado es de 0.25", todas las capas siguientes tendrán:

$$t_s = 0.25 + 0.125 = 0.375 = 3/8''$$

(*) Depende de los espesores disponibles en el mercado.

El cuerpo cilíndrico en caso de tapas soportadas con estructura, debe rematar en un ángulo cuyas dimensiones mínimas están dadas en la tabla 3.2.

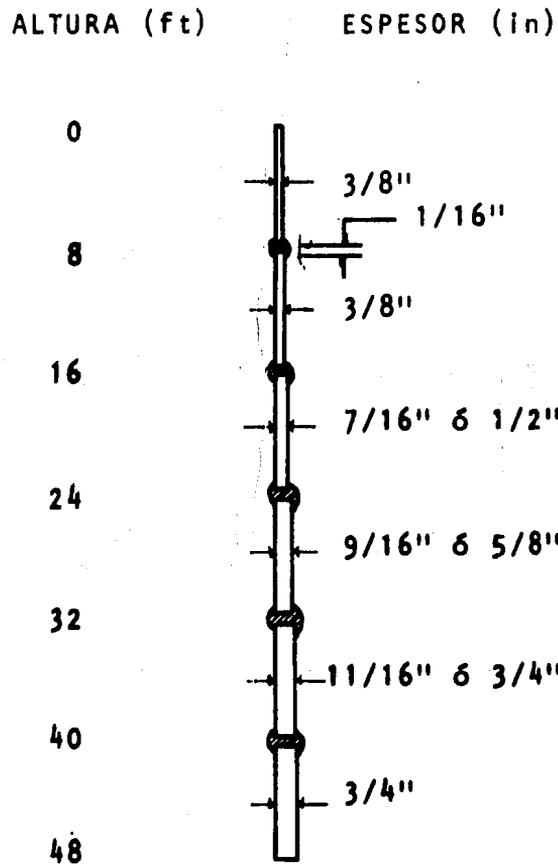


FIG.3.4. ARREGLO DEL CUERPO CILINDRICO EN EL EJEMPLO 3.1.

TABLA 3.2.- Dimensiones de ángulos en tapas soportadas por una estructura.

TAMAÑO DEL ANGULO	DIAMETRO
2 1/2" x 2 1/2" x 1/4"	Menor de 35 ft.
2 1/2" x 2 1/2" x 5/16"	De 35 a 60 ft.
3" x 3" x 3/8"	Mayor de 60 ft.

Cuando la tapa es autosoportada el área disponible con efecto atiesador, es el área de la sección transversal del ángulo superior, mas la contribución del área de cuerpo y techo:

$$A_a + 16(t_s)^2 + 16(t_h)^2 \quad \dots (3.9)$$

Esta área deberá ser igual o mayor que:

$$A = D / 300 \text{ sen } \theta \quad \dots (3.10)$$

La contribución del cuerpo y del techo, sigue las reglas explicadas en la sección 3.5.

3.4 Diseño de fondo y tapa.

En recipientes atmosféricos de almacenamiento, el fondo va directamente soportado sobre el piso, con lo cual el único esfuerzo al que se ve sometida la placa del fondo es a una compresión leve. Esto significa que con una placa extremadamente delgada, sería suficiente teóricamente para soportar la carga.

A pesar de lo anterior, el espesor mínimo especificado para fondo de tanques atmosféricos es de 1/4" y en algunas ocasiones se utiliza hasta 5/16", aunque no existe ninguna razón de resistencia para hacerlo.

En cuanto a la distribución de las placas del fondo, se acostumbra hacer un arreglo simétrico tanto en un eje como en el perpendicular, de manera que existan hasta 4 placas que observen el mismo corte.

La cuerda a un desplazamiento dado se calcula como:

$$(c'/2)^2 + f^2 = r^2 \quad \dots (3.11)$$

$$(c'/2)^2 = r^2 - f^2 \quad \dots (3.12)$$

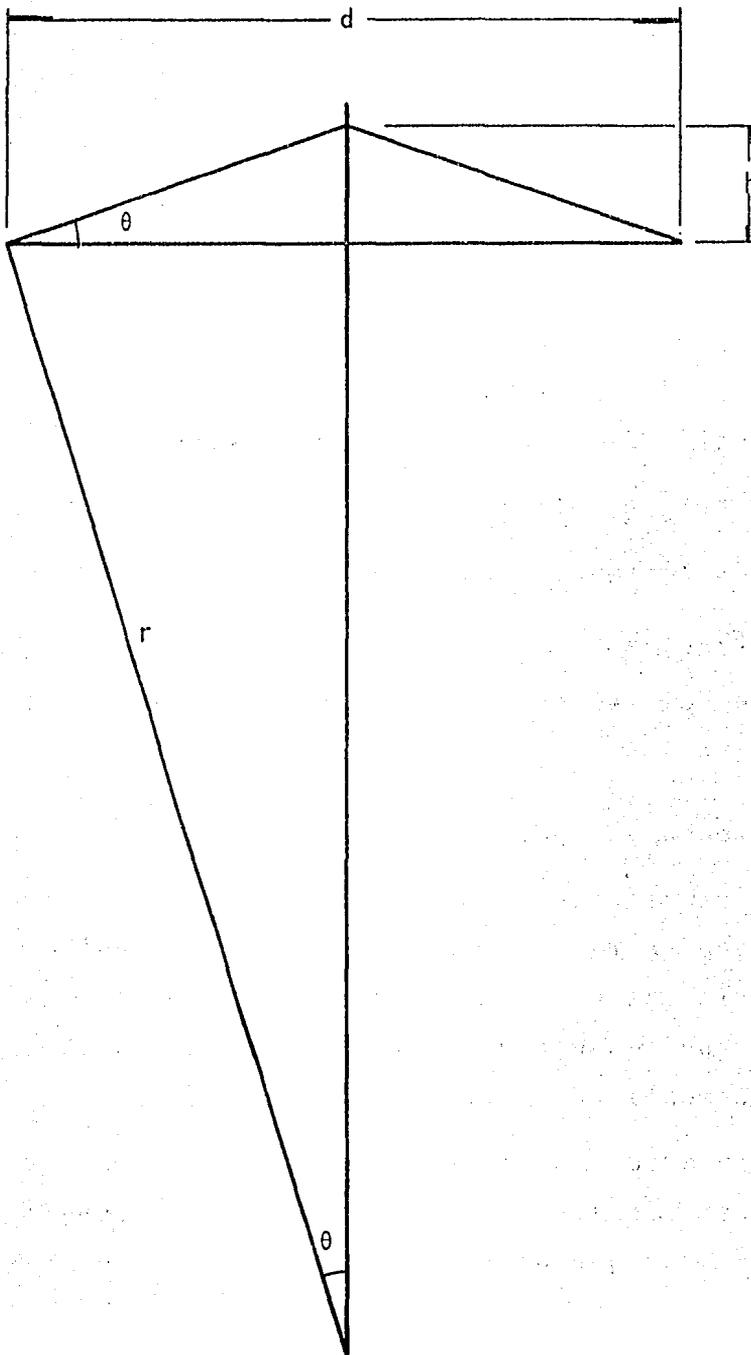


FIG. 3.5. RADIO DE CURVATURA EQUIVALENTE EN TAPAS CONICAS.

$$c/2 = \sqrt{r^2 - f^2} \quad \dots (3.13)$$

$$c' = 2\sqrt{r^2 - f^2} \quad \dots (3.14)$$

Las variables quedan descritas en la figura 3.6.

En cuanto a la tapa cónica, aproximadamente hasta los 24 ft de diámetro se puede considerar autoportada y de 48 ft en adelante se requerirá de una estructura completa para soportarla.

El diseño de tapas autoportadas, se basa en la ecuación del esfuerzo en tapas cónicas sometidas a presión interna y externa.

$$S = p(d) / 2t(\text{sen } \theta) \quad \dots (3.15)$$

Por otra parte el esfuerzo de compresión para tapas curvas autoportadas con radio de curvatura "r" es:

$$S = 0.05 E (t/r) \quad \dots (3.16)$$

Según la figura 3.5:

$$r = d/2(\text{sen } \theta) \quad \dots (3.17)$$

de manera que:

$$S = \frac{0.1 E (t) (\text{sen } \theta)}{d} \quad \dots (3.18)$$

Igualando las ecuaciones 3.15 y 3.18:

$$p(d) / 2t(\text{sen } \theta) = \frac{0.1 E (t) (\text{sen } \theta)}{d} \quad \dots (3.19)$$

$$(\text{sen } \theta)^2 = p d^2 / (0.2 E t^2) \quad \dots (3.20)$$

$$\text{min. sen } \theta = 2.236 (d/t) \sqrt{p/E} \quad \dots (3.21)$$

Para el caso de acero ($E = 30 \times 10^6$ lb/in²) y expresando el diámetro en ft. y presión en lb/ft² tendremos:

$$\text{sen } \theta = 2.236 (12D/t) \sqrt{p / 144(30 \times 10^6)} \quad \dots (3.22)$$

$$\text{sen } \theta = (D/1000t) \sqrt{p/6} \quad \dots (3.23)$$

P está constituida por carga viva y peso del material. Como carga viva se especifican 25 lb/ft², y el peso depende del espesor en δ

de la placa. El peso de la placa puede obtenerse como:

$$w' = t (\rho) \quad \dots (3.24)$$

Las limitaciones para tapas autoportadas son:

Pendiente mínima de 2":12" que corresponderá a $\theta = 9^\circ 27'$

Pendiente máxima de 9":12" que corresponderá a $\theta = 36^\circ 52'$

El espesor máximo permitido será de 1/2" y el espesor mínimo en cualquier caso será de 3/16", en ausencia de corrosión.

Ejemplo 3.2.- Calcular el espesor y el ángulo necesario para una tapa autoportada en un tanque de 20.5 ft de diámetro interno construido en placa de aluminio.

Datos:

$$D = 20.5 \text{ ft}$$

$$E = 11 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$$

$$\rho = 171.07 \text{ lb/ft}^3$$

SOLUCION:

Suponiendo placa de 1/4" de espesor tendremos:

$$w' = 1/4" (1/12) (171.07)$$

$$w' = 3.653 \text{ lb/ft}^2$$

$$P = 25 + 3.653$$

$$P = 28.563 \text{ lb/ft}^2$$

$$\text{min. sen } \theta = 2.236 (246/0.25) \sqrt{28.563/144(11 \times 10^6)}$$

$$\text{min. sen } \theta = 0.2954$$

$$\theta = 17.18$$

Con 3/16"

$$w' = 2.672 \text{ lb/ft}^2$$

$$P = 27.672 \text{ lb/ft}^2$$

$$\text{min. sen } \theta = 0.3877$$

$$\theta = 22.81$$

Con 5/16"

$$w' = 4.454 \text{ lb/ft}^2$$

$$P = 29.454 \text{ lb/ft}^2$$

$$\min. \text{sen } \theta = 0.24$$

$$\theta = 13.88^\circ$$

Estas alternativas y otras deben ser evaluadas económicamente para seleccionar la mejor.

Tapas soportadas con estructura:

Cuando las características y dimensiones del recipiente obligan a utilizar una estructura para soporte de la tapa, no se requiere hacer un cálculo específico del espesor, ya que la estructura soportará su peso. El espesor mínimo aceptable en este caso es de 3/16" sin tomar en cuenta la corrosión. Igualmente todos los miembros estructurales usados, deberán tener el mismo espesor mínimo. En cuanto a la pendiente necesaria mínima, será de 3/4" en 12" y se usará a menos que el cliente solicite una pendiente mayor.

El cálculo de la estructura se hará para soportar la carga del material de construcción (carga muerta) y una carga viva mínima de 25 lb/ft²,

Este cálculo se incluye en la sección 3.6

3.5 Anillos atiesadores en recipientes de tapa flotante o abiertos.

Los recipientes que no poseen una tapa que les de la rigidez necesaria para tener una estabilidad estructural y una resistencia al viento suficientes, necesitan un refuerzo adicional que puede suministrarse en dos formas:

Aumentando el espesor de las placas superiores del cuerpo cilíndrico.

Instalando un anillo de refuerzo.

La primera alternativa resulta generalmente menos económica, por lo que se opta por colocar un anillo de refuerzo cuyo módulo de sección mínimo se encuentra especificado por el código API³.

$$Z = 0.0001 D^2 H \quad \dots (3.25)$$

donde Z es el módulo de sección mínimo del anillo atiesador en

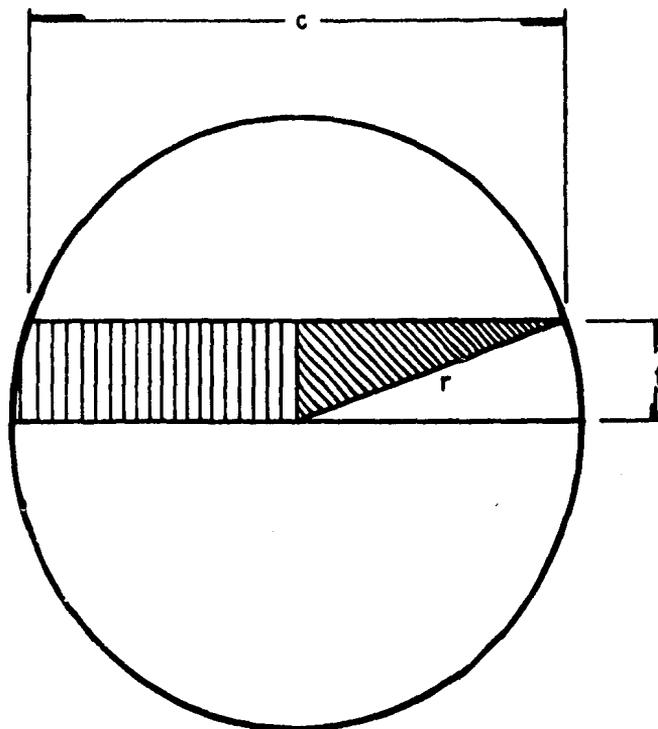


FIG.3.6. CALCULO DE LA CUERDA PARA PLANTILLO DE FONDO Y TAPA.

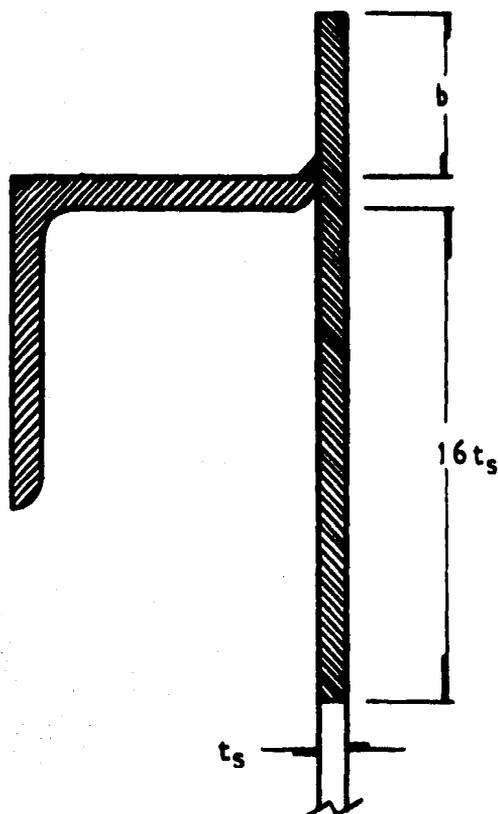


FIG.3.7. CONTRIBUCION DEL CUERPO AL EFECTO ATIESADOR.

in³ Apéndice A.

Una parte del área de la placa del cuerpo cilíndrico contribuye con un efecto atiesador según la disposición del refuerzo adicional; en cualquier caso, contribuye el área contenida en una distancia hacia abajo de $16t_s$ y el área comprendida hasta el extremo del cuerpo cilíndrico "b", como se muestra en la Fig 3.7. Cuando la distancia "b" rebase el valor de $16t_s$ se caerá en el caso anterior tomando hacia arriba el área comprendida a una distancia de $16t_s$ solamente.

El tamaño mínimo de los anillos atiesadores corresponderá a un ángulo de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{4}''$. Cuando los atiesadores queden a 2 ft ó más por abajo del borde superior del cuerpo, se coloca un ángulo de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{4}''$ en cuerpos de $\frac{3}{16}''$ de espesor y de $3'' \times 3'' \times \frac{1}{4}''$ en cuerpos de $\frac{1}{4}''$ de espesor o mayores.

3.6 Cálculo de la estructura para soporte de la tapa en recipientes atmosféricos.

La estructura de una tapa cónica está compuesta por tres tipos de elementos:

Los travesaños que soportan directamente secciones de la tapa.

Las vigas que soportan a su vez una serie de travesaños, y las columnas en las que descansan generalmente las vigas, o bien directamente los travesaños como es el caso de la columna central.

Al efectuar el diseño se ha observado que cuando los travesaños cubren claros mayores de 24 ft, tanto éstos como las vigas, resultan perfiles excesivamente pesados. Con ello se puede hacer una recomendación mas detallada para el cálculo de la estructura.

Siguiendo la idea de no establecer claros mayores de 24 ft, tendríamos tanques con tapa autosoportada hasta un diámetro de 24 ft; con travesaños y columna central desde 24 hasta 48 ft; y con estructura completa como la descrita arriba, de 48 ft en adelante.

Para establecer la disposición de la estructura, basta establecer el número de claros con la siguiente expresión:

$$N_c = D/C.\max. \quad \dots (3.26)$$

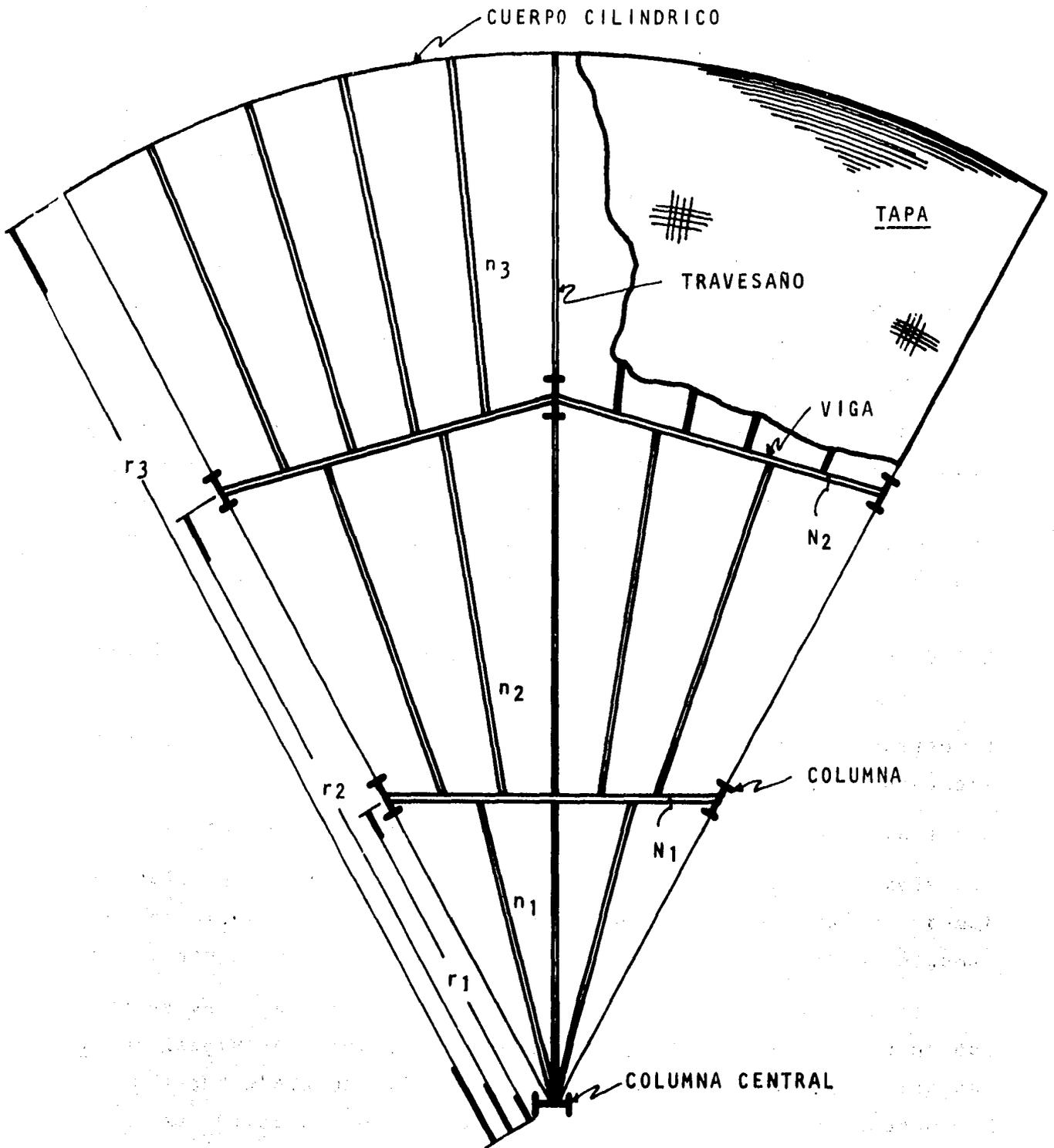


FIG.3.8. DISPOSICION DE LA ESTRUCTURA DE LA TAPA DE UN TANQUE ATMOSFERICO DE FONDO PLANO Y TAPA CONICA.

Este número basta con ajustarlo al número par inmediato superior y tendremos el número de claros. Esto prácticamente define el número de anillos, de vigas soporte y la disposición total de la estructura.

Fijado el número de anillos o polígonos intermedios y los radios de los círculos en que estarán inscritos dichos polígonos, se procede a fijar el número de travesaños mínimo teórico por sección, atendiendo para esto a la recomendación del código de un espaciamiento máximo de travesaños de 2π ft.

$$N_i = 2\pi(r_i) / 2\pi = (r_i) \quad \dots (3.27)$$

Aquí es necesario introducir un ajuste al número de travesaños para hacer más fluido el cálculo. El número de travesaños que quede por la parte interior y exterior de un polígono de vigas dado, es deseable que sea un múltiplo del número de lados del polígono de manera que en cada lado de este, caiga un número entero de travesaños.

Por otra parte, existe un factor adicional para determinar el número de lados del polígono. Si el número de lados es pequeño, habrá una gran variación en la longitud de los travesaños y si el número de lados es excesivo, se multiplicará el número de columnas, lo cuál aumentará el costo.

Para el anillo más cercano al centro del recipiente, se acostumbra usar polígonos de 5 a 8 lados y para el siguiente de 9 a 12 lados, de manera que los dos factores antes anotados se observen de la mejor manera posible.

Cálculo de los travesaños:

Según la distribución de radios, los travesaños tendrán una configuración de carga determinada. Si los radios seleccionados son sucesivamente:

$$r_1 = \frac{1}{2} \quad r_2 = \frac{1}{3} \quad r_3 \quad \dots (3.28)$$

Se podrán usar las siguientes expresiones para el cálculo de reacciones y momentos máximos:

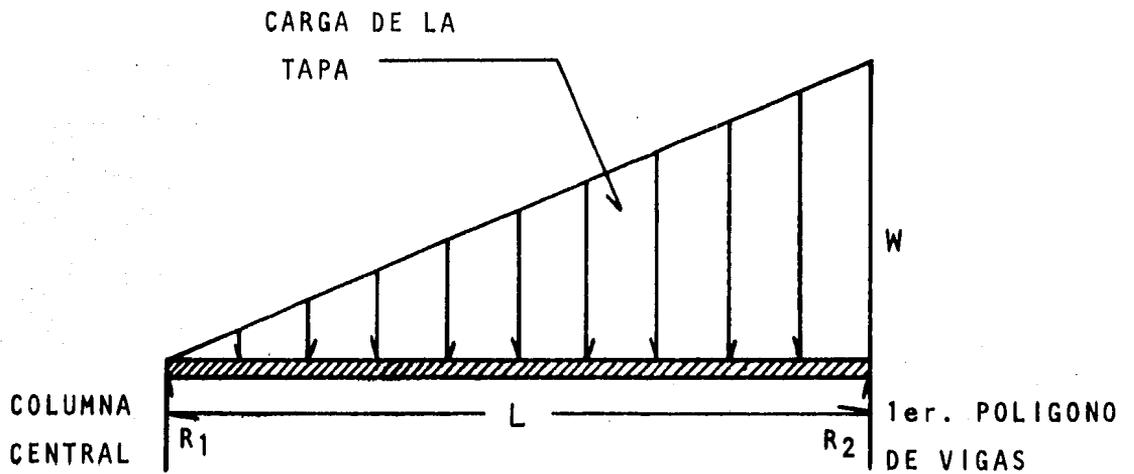


FIG.3.9. DIAGRAMA DE CARGAS DE LOS TRAVESAÑOS CENTRALES (1a. SERIE

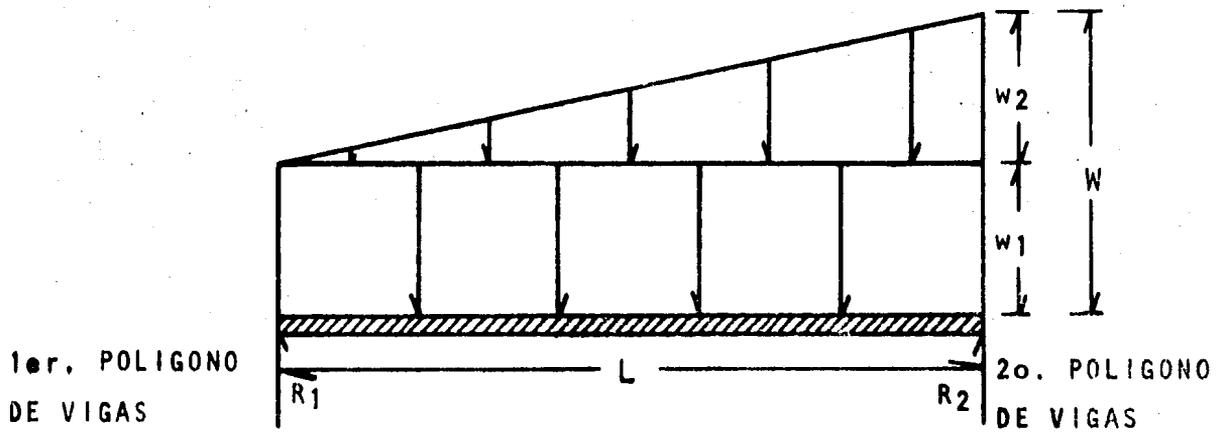


FIG.3.10. DIAGRAMA DE CARGAS DE LOS TRAVESAÑOS INTERMEDIOS.

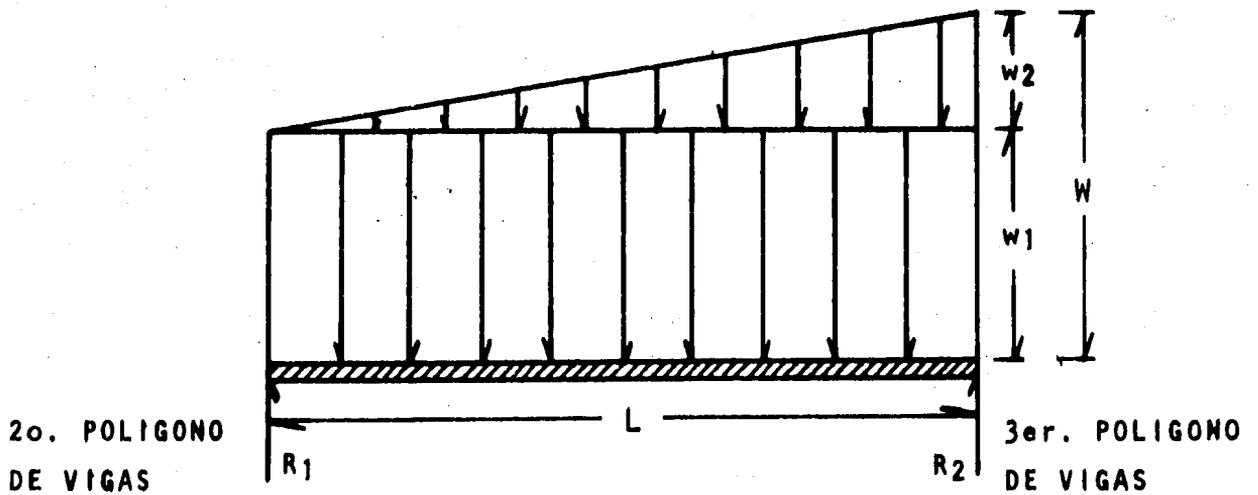


FIG.3.11. VIGA CORRESPONDIENTE A LOS TRAVESAÑOS DE LA 3a. SERIE.

Travesaños interiores (fig. 3.9):

En este tipo de viga, con carga uniformemente creciente (triangular), el momento máximo tiene el siguiente valor:

$$M_{\max} = WL^2/15.5884 \quad \dots (3.29)$$

Las reacciones respectivas al centro del recipiente y al exterior (1er. anillo de vigas o cuerpo cilíndrico si $D < 48$ ft) son:

$$R_1 = WL/6 \quad \dots (3.30)$$

$$R_2 = WL/3 \quad \dots (3.31)$$

Travesaños intermedios (2a. serie; fig. 3.10):

Para el segundo tipo de travesaños, que se encuentran soportados por el 1er. anillo de vigas y el 2o. anillo ó bien, por el cuerpo cilíndrico si el diámetro no rebasa los 96 ft, las ecuaciones para el cálculo del momento máximo y reacciones son las siguientes:

Si $r_1 = 1/2 (r_2)$, el arreglo será determinable y $w_1 = w_2$, ó bien: $W = 2w_1 = 2w_2$. En estas condiciones:

$$M_{\max} = WL^2/10.6377 \quad \dots (3.32)$$

$$R_1 = WL/3 \quad \dots (3.33)$$

$$R_2 = 5WL/12 \quad \dots (3.34)$$

Travesaños exteriores (3a. serie; fig. 3.11)

En caso de diámetros desde 96 ft hasta 144 ft, aparece un nuevo polígono de vigas (2o. anillo) y por lo tanto, una nueva serie de travesaños. Esta tercera serie puede calcularse con las expresiones siguientes si se cumple que: $r_2 = (2/3)r_3$ y por lo tanto $w_2 = 0.5w_1$, ó bien, $W = 1.5w_1 = 3w_2$.

$$M_{\max} = WL^2/9.5889 \quad \dots (3.35)$$

$$R_1 = 7WL/18 \quad \dots (3.36)$$

$$R_2 = 4WL/9 \quad \dots (3.37)$$

Vigas soporte de travesaños.

La columna central trabaja a dos condiciones. La primera de ellas

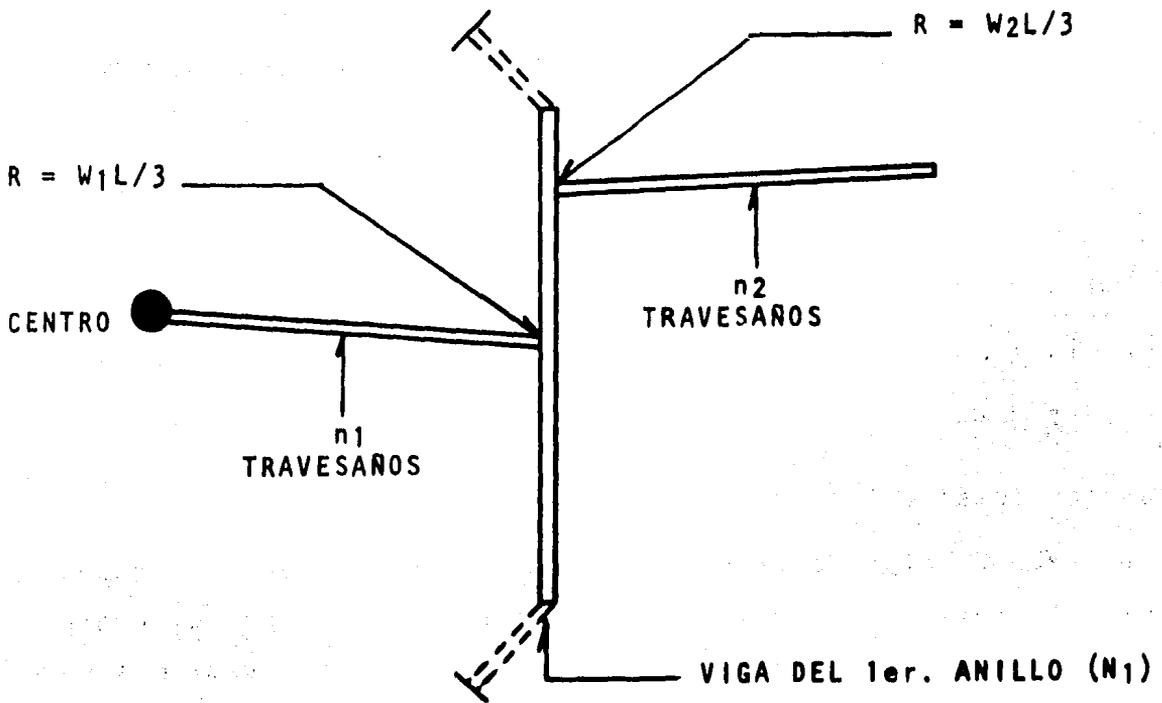


FIG. 3.12. DISPOSICION DE LAS VIGAS DEL PRIMER POLIGONO.

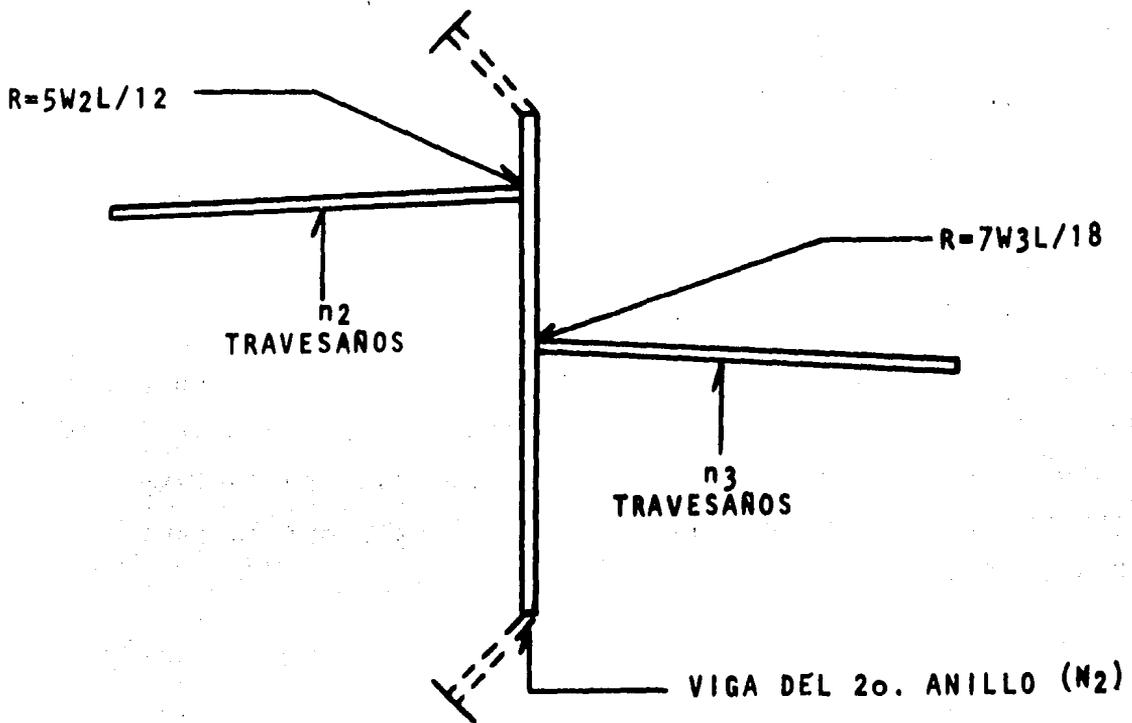


FIG. 3.13. DISPOSICION DE LAS VIGAS DEL SEGUNDO POLIGONO.

que es la compresión pura, depende de la carga total que soporta. Para ello se usa la reacción de una viga del 1er. tipo (Fig 3.9) del lado menos cargado. Esta reacción, multiplicada por el número de travesaños que convergen a la columna central nos dará la carga total, (fig. 3.12).

En las vigas cercanas al centro del recipiente (1er. anillo) que soportan los travesaños centrales (1a. serie) y los de la segunda serie, las reacciones producen cargas puntuales según el número de travesaños.

La carga total que soporta cada viga es:

$$P_{12} = (n_1/N_1) (W_1 L/3) + (n_2/N_2) (W_2 L/3) \quad \dots (3.38)$$

Esta carga aunque compuesta de cargas puntuales como se dijo antes, puede considerarse para su cálculo como uniformemente distribuida.

El momento para una viga de este tipo es:

$$M \text{ max.} = P_{12} (L)/8 \quad \dots (3.39)$$

La longitud (L) de la viga puede calcularse como:

$$L = (2r) \text{ sen}\left(\frac{360}{2N}\right) \quad \dots (3.40)$$

donde r = radio, N = No. de lados del polígono.

En forma semejante, se obtienen los valores para la carga en las vigas del 2o. anillo. (fig. 3.13).

$$P_{23} = (n_2/N_2) (5W_2 L/12) + (n_3/N_2) (7W_3 L/18) \quad \dots (3.41)$$

La selección del perfil adecuado se hace de acuerdo al valor del módulo de sección:

$$Z = M'_{\text{max}}/S_w \quad \dots (3.42)$$

El módulo de sección del perfil seleccionado debe ser ligeramente mayor ($\approx 10\%$), que el módulo de sección calculado mediante la ecuación anterior.

Si ambos valores son muy cercanos conviene comprobar introduciendo el peso propio de la viga y recalculando el momento máximo.

En este caso no es necesario darle ninguna tolerancia a los valores.

Columnas:

Las cargas tan pequeñas que transmiten travesaños y vigas a las columnas y su considerable altura con respecto a sus dimensiones transversales, hacen que la mayor parte de ellas caigan dentro de la clasificación de columnas esbeltas. Esto significa que el esfuerzo por compresión no es crítico, sino la flexión que se produce, por efecto de pandeo. Este efecto es independiente de la resistencia del material y depende de las dimensiones de la columna y del módulo de elasticidad.

No siendo los esfuerzos a compresión limitantes, se puede aprovechar al máximo la esbeltez en la columna y se recomienda utilizar valores para (l/r) desde 120 hasta 200. Valores menores, harían caer al elemento estructural dentro de las columnas intermedias, con el consiguiente aumento de sus dimensiones.

Determinado el radio de giro mínimo, únicamente se comprueba la carga crítica de la columna con alguna de las fórmulas usuales. La ecuación de Rankine-Gordon da resultados aceptables.

$$S_c = \frac{S_w}{1 + \phi(l/r)^2} \quad \dots (3.43)$$

En esta ecuación (S_c) es el esfuerzo permisible a compresión en lb/in²; (l) es la longitud de la columna; ϕ es una constante que depende de las condiciones de fijación en los extremos de la columna; para extremos fijos toma un valor de 1/18000 y para sujeción mediante articulaciones toma el valor de 1/36000.

Para construcción con acero y extremos fijos, la ecuación toma la siguiente forma:

$$S_c = \frac{18000}{1 + \frac{l^2}{18000 r^2}} \quad \dots (3.44)$$

La carga compresiva que soporta la columna central, es la suma

de las reacciones de los travesaños que caen sobre ella. La carga que soportan las columnas de anillos intermedios es igual a la que soporta una viga, ecuaciones (3.38) y (3.41).

Es conveniente aclarar que para cálculos precisos, en todos los casos se pueden tomar en cuenta los pesos de las vigas seleccionadas, además de las cargas.

Ejemplo 3.3.- Un tanque de 82 ft de diámetro y altura de 48 ft llevará una tapa soportada con estructura de acero. El material de construcción será SA-283-C, el espesor adicional por corrosión será de 0.0625 in y se usará una pendiente de 3/4":12". Diseñar la estructura necesaria para sostener la tapa.

SOLUCION:

El cálculo se inicia con la determinación del número de anillos en base al número de claros.

$$N_c = D/C_{max.}$$

con un espaciamiento de 24 ft tendremos

$$N_c = 82/24 = 3.416$$

se ajustará al número par inmediato que es 4.

El usar 4 claros significará tener dos anillos. Los diámetros para cada anillo serán distribuidos simétricamente.

$$D_1 = 82/2 = 41 \text{ ft}$$

$$r_1 = 20.5 \text{ ft}$$

$$D_2 = 82 \text{ ft}$$

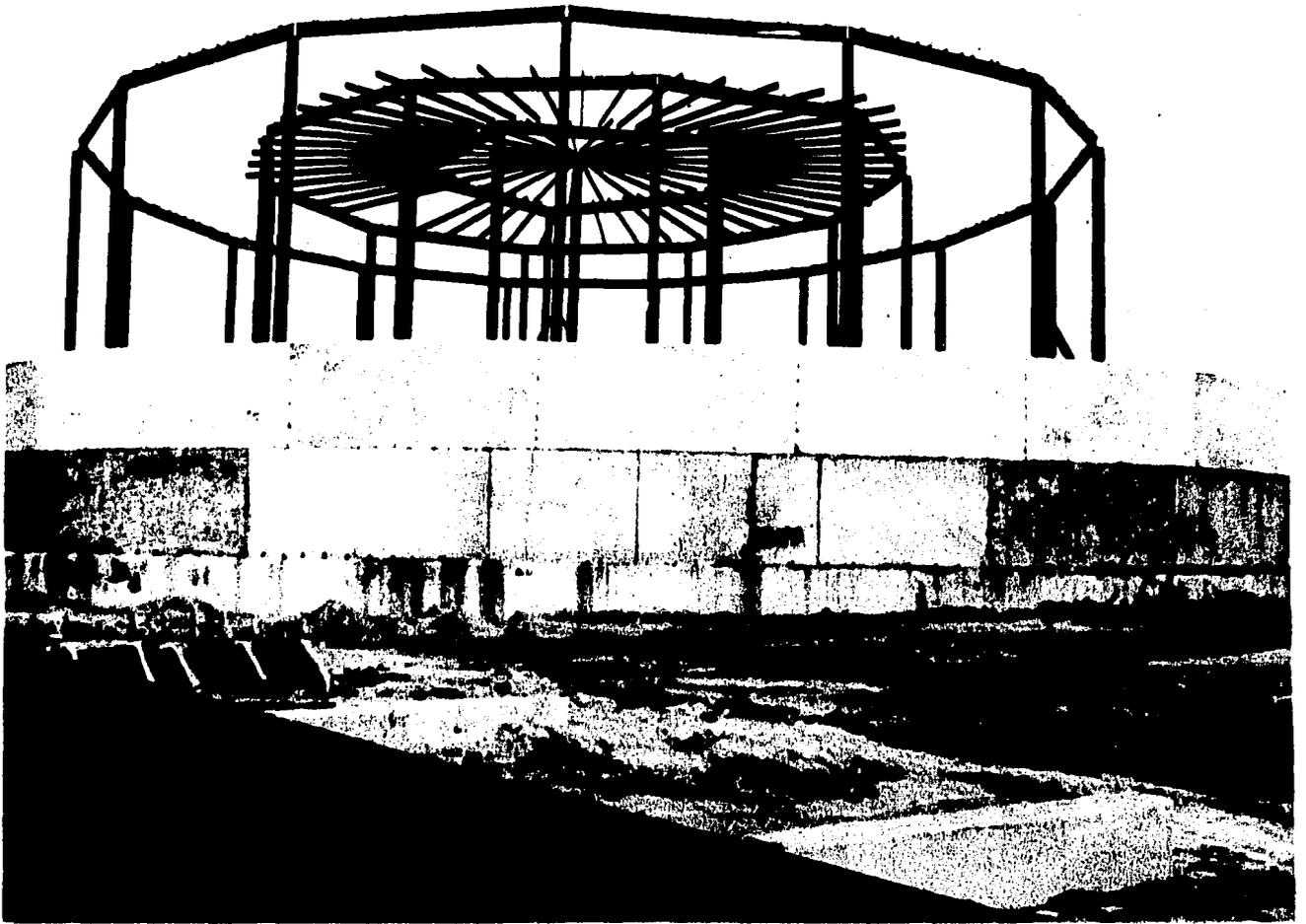
$$r_2 = 41 \text{ ft}$$

La distribución de los anillos será:

columna central	} → 1er. anillo
polígono interior	
cuerpo cilíndrico	} → 2o. anillo

El número de travesaños mínimo teórico por sección está dado por:

$$N_i = r_i$$



**FIG.3.14. VISTA GENERAL DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DE LA
TÁPA DE UN RECIPIENTE ATMOSFERICO.**

POLIGONO INTERIOR:

$$N_1 = r_1 = 20.5$$

Suponiendo 6 lados para este primer polígono se ajustará el número de travesaños a 24 para tener 4 por viga. Los travesaños descansarán sobre la columna central y sobre el polígono interior.

Cálculo de los travesaños tipo I:

La carga estará dada por:

$$W = P(l_e)$$

El espaciamiento entre travesaños será:

$$l_e = 2\pi r / \text{No. travesaños.}$$

$$l_e = 2\pi(20.5) / 24$$

$$l_e = 5.3669 \text{ ft.}$$

Adoptando 3/16" para las placas de la tapa tendremos:

$$P = 32.65 \text{ lb/ft}^2$$

$$W = 32.65(5.3669)$$

$$W = 175.3 \text{ lb/ft}$$

Con la longitud del travesaño puede obtenerse su momento:

$$M \text{ max.} = WL^2/15.5884$$

$$M \text{ max.} = 175.3(20.5)^2/15.5884$$

$$M \text{ max.} = 4722.425 \text{ lb-ft}$$

Para acero SA-283-C, $S_{max} = 55000 \text{ lb/in}^2$

Apéndice B.

$$S_w = 55000/3$$

$$S_w = 18333.34 \text{ lb/in}^2$$

El módulo de sección será:

$$Z = M \text{ max.} / S_w$$

$$Z = 4722.425(12) / 18333.34$$

$$Z = 3.091 \text{ in}^3$$

Generalmente al buscar en tablas el valor más aproximado a Z , se dispone de dos alternativas que serán mayores que Z , de estas se escogerá la de módulo de sección con la cuál se obtenga la canal de menor peso.

La canal más apropiada en este caso es:

$$\text{canal } 6'' \times 2''; w = 8.2 \text{ lb/ft}; Z = 4.3 \text{ in}^3; A = 2.39 \text{ in}^2$$

Las reacciones por travesaño tipo I, corregidas por su peso propio son:

$$R_1 = (WL/6) + (wL/2) \quad \text{a la columna central}$$

$$R_2 = (WL/3) + (wL/2) \quad \text{a la viga del polígono}$$

$$R_1 = 175.3(20.5)/6 + 8.2(20.5)/2 = 683 \text{ lb}$$

$$R_2 = 175.3(20.5)/3 + 8.2(20.5)/2 = 1281.94 \text{ lb}$$

SEGUNDO POLIGONO.

Según la distribución de los anillos el 2o. polígono será el cuerpo cilíndrico.

$$N_2 = r_2 = 41$$

se ajustará a 42 travesaños y se tendrán 7 por viga de polígono interior. Los travesaños descansarán sobre el polígono interior y el cuerpo cilíndrico.

Cálculo de los travesaños tipo II:

Puesto que la relación de radios es simétrica, la longitud (L) de los travesaños seguirá siendo de 20.5 ft, pero el espacio entre ellos cambiará por el ajuste:

$$l_e = 2\pi r / 42$$

$$l_e = 2\pi(41) / 42$$

$$l_e = 6.134 \text{ ft}$$

La carga P no cambia.

$$P = 32.65 \text{ lb/ft}^2$$

$$W = 32.65 (6.134)$$

$$W = 200.275 \text{ lb/ft}$$

Para este segundo tipo de travesaños el momento máximo está dado por:

$$M \text{ max.} = WL^2 / 10.6337$$

$$M \text{ max.} = 200.275(20.5)^2 / 10.6337$$

$$M \text{ max.} = 7914.984 \text{ lb-ft}$$

$$Z = 7914.984(12) / 18333.34$$

$$Z = 5.18 \text{ in}^3$$

Consultando las tablas del Apéndice A, se encuentran dos alternativas posibles con respecto a Z:

$$\text{canal } 6'' \times 2''; w = 13 \text{ lb/ft}; Z = 5.8 \text{ in}^3$$

$$\text{canal } 7'' \times 2 \frac{1}{8}''; w = 9.8 \text{ lb/ft}; Z = 6 \text{ in}^3$$

Atendiendo al menor peso de la canal usaremos la de $7'' \times 2 \frac{1}{8}''$.

Las reacciones por travesaño tipo II, corregidas por su peso propio son:

$$R_1 = (WL/3) + (wL/2) \quad \text{a la viga del polígono int.}$$

$$R_2 = (5WL/12) + (wL/2) \quad \text{al cuerpo cilíndrico.}$$

$$R_1 = 200.275(20.5)/3 + 9.8(20.5)/2 = 1469 \text{ lb}$$

$$R_2 = 5(200.275)(20.5)/12 + 9.8(20.5)/2 = 1811.14 \text{ lb}$$

Una vez que se han calculado los travesaños tipo I y tipo II, será necesario calcular las vigas que formarán el polígono.

CALCULO DE LAS VIGAS.

Cada viga deberá soportar la carga de 4 travesaños del primer anillo y 7 travesaños del segundo anillo.

La carga total sobre la viga será:

$$P_{12} = 4(R_2) + 7(R_1)$$

$$P_{12} = 4(1281.94) + 7(1469)$$

$$P_{12} = 15410.76 \text{ lb}$$

El momento de la viga es:

$$M \text{ max.} = P_{12}(L)/8$$

donde (L) será la longitud de la viga que se calcula como:

$$L = 2(20.5) \operatorname{sen}\left(\frac{360}{2 \times 6}\right)$$

$$L = 20.5 \text{ ft}$$

entonces:

$$M \text{ max.} = 15410.76(20.5)/8$$

$$M \text{ max.} = 39490 \text{ lb-ft}$$

El módulo de sección para la viga es:

$$Z = 39490(12)/18333.34$$

$$Z = 25.85 \text{ in}^3$$

con Z, en las tablas del Apéndice A:

$$\text{canal } 12'' \times 3''; w = 30 \text{ lb/ft}$$

$$\text{viga } 10'' \times 4 \frac{5}{8}''; w = 35 \text{ lb/ft}$$

Atendiendo al menor peso se usarán 6 canales 12'' x 3'' para conformar el polígono.

COLUMNA CENTRAL.

Cálculo de la altura de la columna:

$$l = H + \Delta h$$

donde H, es la altura del tanque y Δh es la altura a la tapa.

$$\Delta h = (D/2) \times (\text{pendiente})$$

$$\Delta h = (82/2)(0.75/12) = 2.5625 \text{ ft}$$

$$l = 48 + 2.5625 = 50.5625 \text{ ft}$$

Efecto de pandeo:

La relación de esbeltez considerada para el diseño es:

$$l/r = 180$$

El radio de giro de la columna será:

$$r = \frac{l}{180}$$

$$r = \left(\frac{50.5625}{180}\right) 12$$

$$r = 3.37 \text{ in}$$

Los perfiles que se usan son del tipo de doble canal y presentan un radio de giro en la dirección "x" y otro en la dirección "y".

En base al radio de giro, la doble canal seleccionada es:

$$9'' \times 12''; r_x = 3.41 \text{ in}; r_y = 3.62 \text{ in}; w = 34.1 \text{ lb/ft}$$

y un área de;

$$A = 9.92 \text{ in}^2$$

Revisión a compresión:

La carga crítica que puede soportar la columna está dada por la ecuación 3.43.

$$S_c = \frac{18333.34}{1 + \frac{(606.75)^2}{18000(3.41)^2}}$$

$$S_c = 6645.2 \text{ lb/in}^2$$

El esfuerzo a compresión real en la columna estará dado por la carga total sobre esta, dividida por su área.

A la columna central convergen 24 travesaños tipo I. La carga total sobre la columna será:

$$P_1 = 24(R_1)$$

$$P_1 = 24(683) = 16392 \text{ lb}$$

el esfuerzo es:

$$P_1/A = 16392/9.92$$

$$P_1/A = 1652.42 \text{ lb/in}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo real por compresión en la columna no es significativo con respecto al efecto por pandeo.



FIG.3.15. VISTA DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DE UNA TAPA.

COLUMNAS DEL POLIGONO INTERIOR.

La distancia a la cuál serán colocadas las columnas del polígono interior es $D/4$.

La altura a la tapa es:

$$\Delta h = (D/4) \times (\text{pendiente})$$

$$\Delta h = (82/4)(0.75/12)$$

$$\Delta h = 1.2812 \text{ ft}$$

La altura de la columna es:

$$l = 48 + 1.2812$$

$$l = 49.2812 \text{ ft}$$

El radio de giro es:

$$r = \left(\frac{49.2812}{180} \right) 12$$

$$r = 3.2825 \text{ in}$$

Según el radio de giro, la doble canal seleccionada es la misma que para la columna central.

Generalmente las columnas que sostienen las vigas del polígono es tán sometidas a una carga menor, de manera que no es determinante revisarlas a compresión. Sin embargo se checarán para ejemplificar el cálculo.

La carga crítica es:

$$S_c = \frac{18333.34}{1 + \frac{(591.4)^2}{18000(3.41)^2}}$$

$$S_c = 6863.8 \text{ lb/in}^2$$

La carga sobre cualquier columna del polígono interior, es la carga que soporta una viga del polígono (P_{12}).

El esfuerzo a compresión real será:

$$P_{12}/A = 15410.76/9.92 = 1553.5 \text{ lb/in}^2$$

Este esfuerzo tampoco es significativo respecto al efecto por pandeo.

NOMENCLATURA

A	Area. (in ²).
c	Espesor adicional por corrosión. (in).
C _{max}	Claro máximo entre anillos de vigas (24 ft. según recomendaciones).
D, d	Diámetro del recipiente. (ft, in).
d _p	Diámetro plano de la tapa. (ft).
E	Eficiencia, de la unión soldada. (ad.).
E	Módulo de elasticidad. (lb/in ²).
G	Densidad relativa del fluido a almacenar. (ad.).
H	Altura del recipiente. (ft).
l	Longitud de la columna. (in).
l _e	Espaciamiento entre travesaños. (ft).
L	Longitud de la viga. (ft).
M _{max}	Momento máximo. (lb-ft).
n _i	Número de travesaños mínimo por sección.
N _i	Número de lados del polígono.
N _c	Número de claros de la estructura.
p, P	Carga por unidad de área. (lb/in ² , lb/ft ²).
P ₁₂	Carga total en las vigas del primer anillo. (lb).
P ₂₃	Carga total en las vigas del segundo anillo. (lb)
P	Carga total a la columna central. (lb).
r	Radio. (in).
R	Reacción en el apoyo. (lb).
S	Esfuerzo del material. (lb/in ²).
S _c	Esfuerzo a compresión crítico. (lb/in ²).
S _w	Esfuerzo de trabajo del material. (lb/in ²).

t	Espesor. (in).
V	Volumen. (ft ³).
w	Carga por unidad de longitud. (lb/ft)
w'	Peso de placa por unidad de área. (lb/ft ²).
W	Carga por unidad de longitud al extremo más cargado. (lb/ft).
Z	Módulo de sección. (in ³).
ρ	Densidad del material. (lb/ft ³).

PROBLEMAS PROPUESTOS.

- 3.1 Un recipiente de almacenamiento de combustóleo, tendrá un diámetro de 34'-0" y una altura de 36'-0"; operará a una $T_{max.}$ de 185 °F y se construirá de acero SA-283-C. La tolerancia por corrosión es de 1/8" y la densidad del fluido manejado de 61 lb/ft³. Diseñar fondo, cuerpo y tapa.
- 3.2 Un tanque de almacenamiento de keroseno, arroja una altura de 48'-0" y un diámetro de 90'-0". El espesor por corrosión es de 1/8" usando acero SA-283-C. La densidad del producto es de 51 lb/ft³ y opera a una temperatura máxima de 170 °F. Diseñar el cuerpo cilíndrico, fondo, tapa y estructura soporte.
- 3.3 Diseñar un tanque de almacenamiento para una capacidad de 850,950 lts., construido de acero SA-285-C, el cual contendrá petróleo crudo a temperatura ambiente, con densidad relativa de 0.855. El espesor por corrosión es de 0.0625 in. y la relación óptima $D/H = 2.05$.
- 3.4 Diseñar la tapa para un tanque de almacenamiento de agua tratada de 6.4 m. de diámetro, construido de acero SA-285-C.
- 3.5 Calcular y seleccionar el anillo atesador necesario para un tanque abierto de una capacidad de 20×10^6 lts., dimensionado con una relación $D/H = 1.85$ y construido de placa de acero al carbón SA-283-C.
- 3.6 Calcular los espesores para el cuerpo cilíndrico de un tanque de almacenamiento de aguardiente de 12 ft. de diámetro y 24 ft de altura; construido de acero inoxidable SA-240 tipo 316, con uniones a tope simples, placa de 6 ft. de ancho y sin tolerancia por corrosión.

CAPITULO 4

DISEÑO DE RECIPIENTES OPERANDO BAJO PRESION INTERNA

Exceptuando los equipos de almacenamiento atmosférico, el resto de los recipientes de proceso se pueden clasificar dentro de esta categoría, sin importar su función, sus interiores o su forma exterior.

Tanques cilíndricos de tapas planas y de tapas abombadas, esferas, esferas modificadas, tanques con transiciones o tapas cónicas, etc. todos ellos pueden ser calculados mediante los procedimientos generales establecidos en el presente capítulo, siempre y cuando operen bajo condiciones de presión interna.

Algunos accesorios especiales como platos, eliminadores de arrastre, espejos, cabezales multidividos y otros, deben ser calculados y/o especificados de acuerdo al código correspondiente o bien a las recomendaciones específicas de los fabricantes especializados en ello.

4.1 Características generales de los recipientes a presión.

Según su posición, uso, condiciones de operación y tipo de proceso, los recipientes a presión toman una forma y poseen accesorios determinados. Con el fin de ejemplificar algunos accesorios comunes, se tomará el caso de una torre vertical de destilación, enumerando sus partes principales y explicando las bases de su selección y diseño.

Lista de Partes:

- 1) Boquillas.- Su necesidad y tamaño lo define el proceso y el diseño fisicoquímico del equipo. Igualmente el proceso define su posición aproximada.
- 2) Registros de Hombre.- Se usan desde 18" hasta 24" y se colocan en número suficiente para el mantenimiento interno, distribuidos de acuerdo al tamaño y accesorios interiores del recipiente. En recipientes verticales altos, su colocación además va asociada a la distribución de escaleras y plataformas. Generalmente

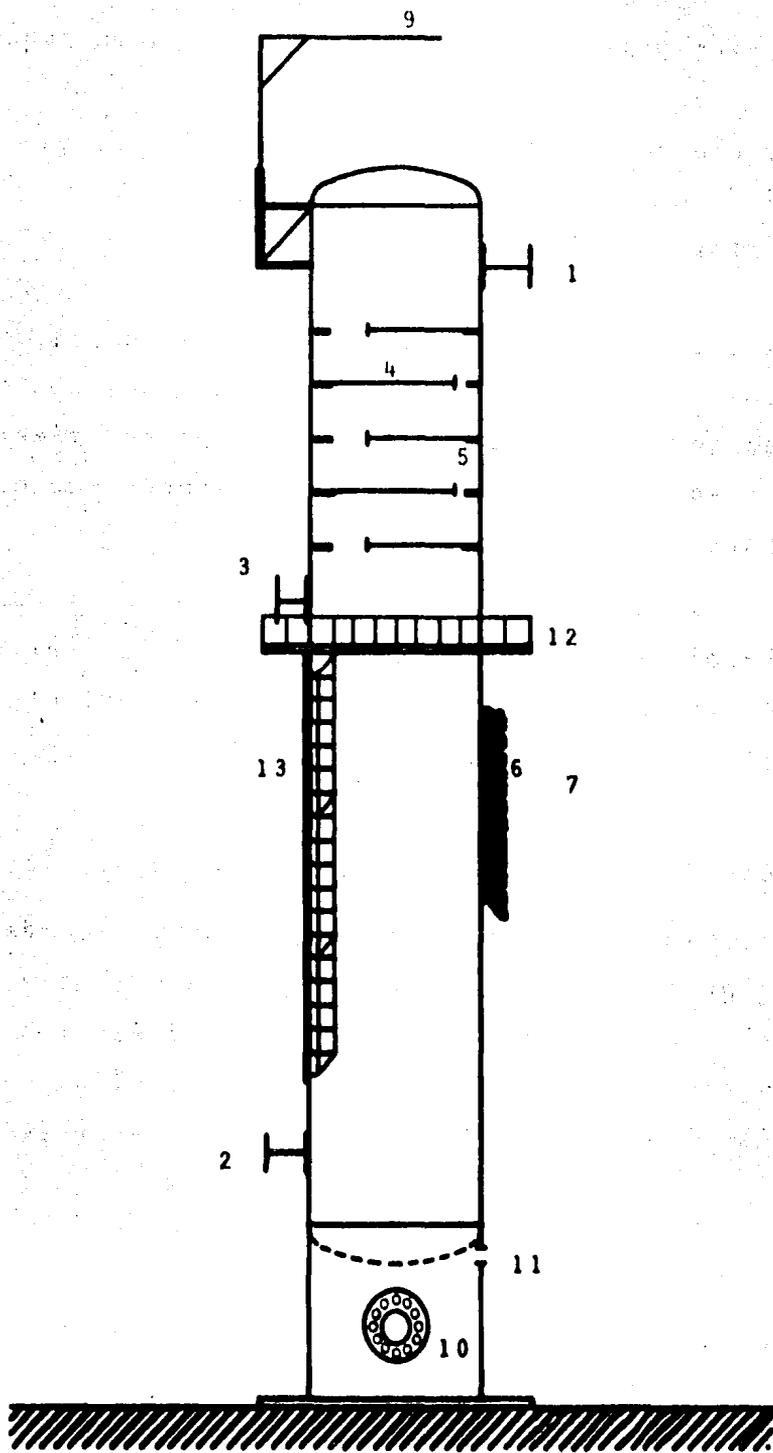


FIG.4.1. TORRE DE DESTILACION Y PARTES PRINCIPALES.

se colocan en los lugares en que existen plataformas, entre 1.2 y 1.5 m. por encima de ellas, medidos a línea de centros.

- 3) Refuerzos en las boquillas.- Se requieren para suplir la resistencia perdida por la construcción de orificios para boquillas y la determinación de su tamaño y su espesor, siguen procedimientos establecidos en el código.
- 4) Platos.- Son accesorios internos específicos de este tipo de equipos.
- 5) Soportes de platos.
- 6) Aislamiento.- Su naturaleza y espesor van asociados con el proceso, generalmente de acuerdo con necesidades de conservación de energía y con requerimientos de seguridad de la planta.
- 7) Soporte del aislamiento.
- 8) Anillo atiesador.- Tiene como función aumentar la resistencia a presión externa del cilindro; su colocación y su tamaño, quedan definidos utilizando los procedimientos del capítulo 5.
- 9) Pescante de tubo.- Se coloca en la parte superior de recipientes que lo requieren por su mantenimiento.
- 10) Orificio de acceso al faldón.
- 11) Venteo del faldón.
- 12) Plataformas.- Se colocan con un espaciamiento máximo de 9 m., o bien, donde el equipo lo requiera según sus partes internas.
- 13) Escaleras.- En este tipo de recipientes se usan exclusivamente escaleras tipo marino, con protección sobre los 2.3 m. de altura. De no existir plataformas cada 4.5 m., las escaleras se diseñan con descansos a esa distancia.

4.2 Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico.

La forma más importante de recipientes a presión, es la de un cilindro cerrado en sus extremos con tapas abombadas. Por lo anterior, la determinación del espesor del cuerpo cilíndrico, resulta el paso inicial en el diseño mecánico de este tipo de recipientes.



FIG. 4.2. TORRE PARA OPERAR A PRESIÓN INTERNA.



FIG. 4.3. BANCO DE TUBOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Para la comprensión de los términos usados más adelante, se hace necesario proporcionar las siguientes definiciones:

a) **Espesor requerido.**

Es el espesor calculado con las ecuaciones que se proporcionan adelante, sin adicionar el espesor por corrosión o erosión.

b) **Espesor de diseño.**

Es la suma del espesor requerido más el necesario por la corrosión o erosión.

c) **Espesor nominal.**

Es el espesor seleccionado entre los disponibles comercialmente.

Considerando el valor teórico del esfuerzo tangencial:

$$t = pd/2S \quad \dots (4.1)$$

La ecuación para calcular el espesor del cuerpo adopta las dos formas siguientes:

Para dimensiones interiores:

$$t_{sd} = \frac{p r_i}{SE - 0.6p} + c \quad \dots (4.2)$$

Para dimensiones exteriores:

$$t_{sd} = \frac{p r_o}{SE + 0.4p} + c \quad \dots (4.3)$$

Si se considera el esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales) la expresión basada en las dimensiones interiores es:

$$t_{sd} = \frac{p r_i}{2SE - 0.4p} + c \quad \dots (4.4)$$

Para recipientes esféricos el cálculo del espesor obedece a las siguientes expresiones:

Para dimensiones interiores:

$$t_{sd} = \frac{p r_i}{2SE - 0.2p} + c \quad \dots (4.5)$$

Para dimensiones exteriores:

$$t_{sd} = \frac{p r_o}{2SE + 0.8p} + c \quad \dots (4.6)$$

El espesor en un recipiente operando a presión interna o externa, ya sea para el cuerpo cilíndrico o para las tapas, no deberá ser menor de 3/16", incluyendo la tolerancia por corrosión, para construcción en aceros de baja aleación. En el caso de materiales de alta aleación (p. ej. aceros inoxidable), se permiten espesores hasta de 1/8" sin tolerancia por corrosión. Evidentemente el diseño de tubos, no se encuentra sujeto a estas limitaciones.

El espesor de pared para tubería sometida a presión interna, puede calcularse mediante las expresiones 4.2 y 4.3 para dimensiones interiores y exteriores respectivamente. Las tuberías de proceso se encuentran, sin embargo, sometidas a algunos tipos de esfuerzos no comprendidos en el presente capítulo y no solamente a presión interna.

Condiciones de diseño.

La presión de operación se establece como la presión en la parte superior del recipiente, cuando se tiene una operación normal y no debe exceder de la presión máxima permisible de trabajo.

La presión máxima permisible de trabajo, es la máxima presión manométrica permitida a una temperatura especificada en la parte superior del recipiente, durante la operación normal de éste, cuando se ha colocado en su posición correcta. Esta presión, es la base para ajustar los dispositivos de relevo de presión, instalados para protección del recipiente.

La presión de diseño tiene un valor que coincide con la temperatura especificada, a las condiciones de operación más severas. Esta presión se determina en base a la presión máxima permisible de trabajo, cuando los datos de proceso no la proporcionan.

La temperatura de diseño se calcula igualmente con base en la temperatura máxima de operación. Es una práctica usual, en el intervalo de 32° a 750° F, aumentar 25° F a la temperatura máxima de operación, para calcular la temperatura de diseño. Queda excluído el caso de trabajos criogénicos, en cuyo diseño, en lugar de sumar, se restan los 25° F mencionados. Por arriba de los 750° F, no se acostumbra agregar ningún factor.

$$T_d = T_{\text{max.op.}} + 25^\circ\text{F} \quad \dots (4.7)$$

En cuanto a la presión de diseño, se puede elegir entre sumar 30 lb/in² a la presión máxima de operación, o bien, agregar un 20% como factor de seguridad.

Ejemplo 4.1 Calcular el espesor del cuerpo cilíndrico de un tanque acumulador de reflujo para una torre de destilación. La presión máxima de operación en el domo de la torre es de 180 lb/in² y la temperatura máxima de operación es de 135°F. Se considera una pérdida de 10 lb/in² debida al equipo de condensación, de tal forma que la presión y temperatura máximas de operación en el tanque serán de 170 lb/in² y 110°F respectivamente. Los datos adicionales para el diseño mecánico del tanque se dan a continuación:

Material de construcción: SA-515-70

$d_i = 96$ in.

$l = 24$ ft.

$c = 0.125$ in.

$E = 0.85$ (radiografiado parcial).

SOLUCION.

El primer paso - y esta es una recomendación general- consiste en identificar las condiciones más severas de presión y temperatura a las que puede ser sometido el recipiente en cualquier momento. Estas condiciones provienen del domo de la torre y pueden presentarse en el acumulador por alguna falla en el sistema de enfriamiento. El tanque deberá diseñarse para esta situación.

$$p_d = 1.2 (p_{\text{max.op.}})$$

$$p_d = 1.2 (180) = 216 \text{ lb/in}^2.$$

$$T_d = T_{\text{max.op.}} + 25^\circ\text{F}$$

$$T_d = 135^\circ\text{F} + 25^\circ\text{F} = 160^\circ\text{F}$$

A 160°F el esfuerzo de trabajo para el material de construcción del tanque, visto en el apéndice B, $S_w = 17500$ lb/in².

El espesor del cuerpo referido a las dimensiones interiores del recipiente esta dado por:

$$t_{sd} = \frac{p(r_i)}{SE - 0.6p} + c$$

$$t_{sd} = \frac{216(48)}{17500(0.85) - 0.6(216)} + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.7031 + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.8281 \approx 7/8''$$

Este espesor posteriormente deberá ser comprobado por presión externa de seguridad, tal como se establece en el final de este capítulo.

4.3 Selección y cálculo de tapas.

Tapas planas. (fig. 4.8a)

El tipo más sencillo de cierre para recipientes a presión, son las tapas planas. Su uso se limita al almacenamiento de fluidos comunes a presiones muy bajas. Se recomienda utilizar este tipo de tapas dentro de los límites siguientes:

Para recipientes hasta de 4 ft. de diámetro, pueden usarse hasta presiones de 10 lb/in².

Para recipientes de 4 a 10 ft. de diámetro se pueden usar hasta presiones de 2 lb/in².

Para recipientes de diámetros mayores, no es conveniente su uso, ya que a presiones aún menores de 1 lb/in², el espesor necesario resulta excesivo.

En recipientes horizontales atmosféricos o con venteo abierto, construidos en acero y conteniendo fluidos con densidad cercana a la del agua, se pueden utilizar tapas planas hasta aproximadamente 6 ft. de diámetro si se toleran espesores hasta de 1/2"; si la tolerancia va hasta espesores de 1", pueden usarse para diámetros hasta de 10 ft. (ver fig. 4.4).

Comunmente se utiliza para calcular el espesor de una tapa plana, una relación de espesores de tapa y cuerpo:

$$\frac{t_h}{t_s} = 0.866 \sqrt{S/p} \quad \dots (4.8)$$

El código ASME da otra relación para la determinación del espesor:

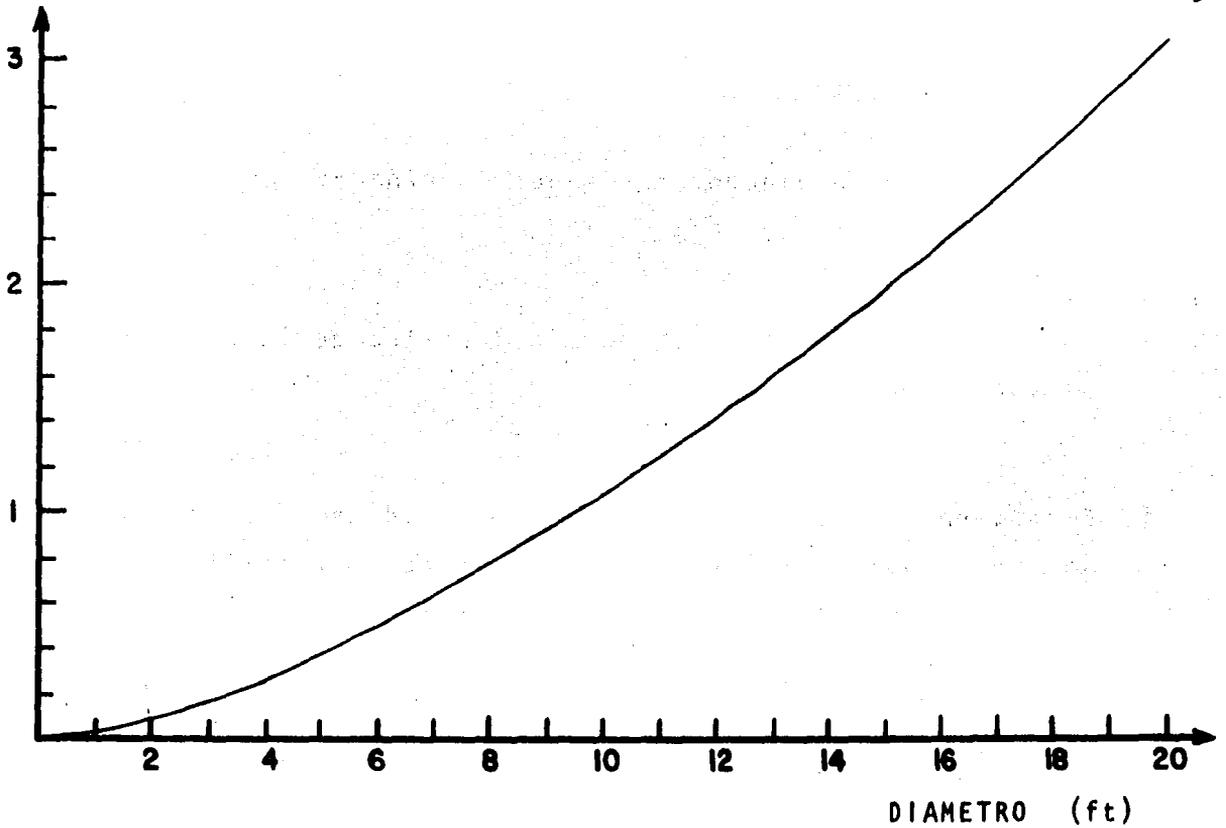


FIG. 4.4. RELACIÓN ENTRE ESPESOR Y DIAMETRO EN TAPAS PLANAS DE RECIPIENTES HORIZONTALES ABIERTOS.

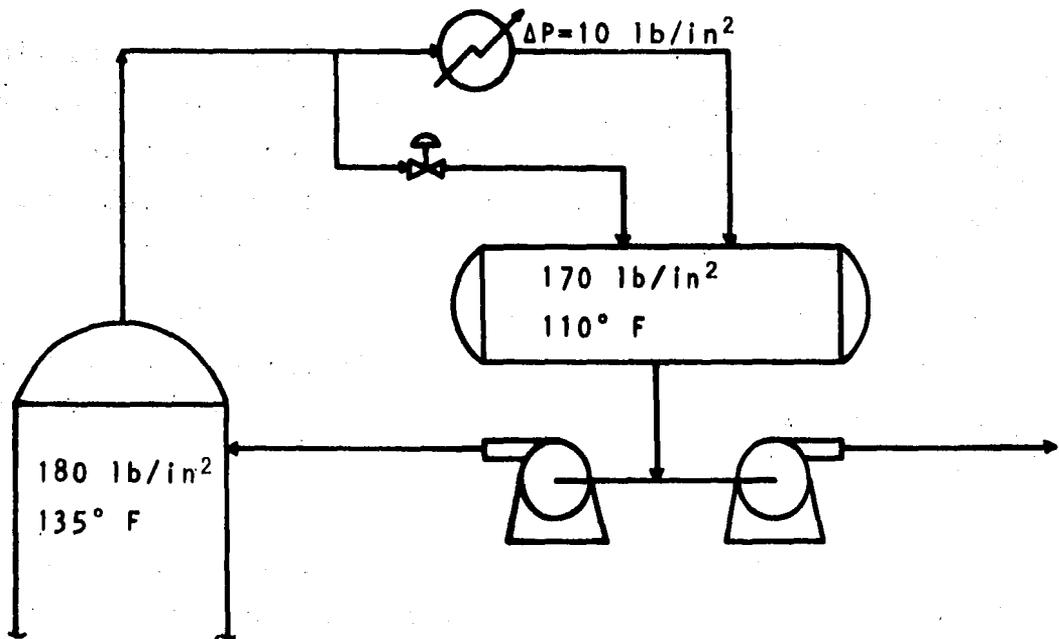


FIG. 4.5. SISTEMA DE TORRE Y ACUMULADOR PARA EL EJEMPLO 4.1.

$$t_h = d \sqrt{C p/S} \quad \dots (4.9)$$

Los valores de C para algunos tipos de fijación de tapas estan dados en el propio código y son:

1) C = 0.15

a) Para tapas circulares, cuando la longitud de la ceja recta es cuando menos de:

$$sf = \{1.1 - 0.8(t_s/t_h)^2\} \sqrt{d t_h} \quad \dots (4.10)$$

b) Para tapas circulares cuando la longitud de la ceja recta sea menor que la calculada por la ecuación anterior, pero siendo el espesor del cuerpo como mínimo:

$$t_s = 1.12 t_h \sqrt{1.1 - 1/(d t_h)^{1/2}} \quad \dots (4.11)$$

Para cejas rectas con una longitud mínima de $\sqrt{4 d t_s}$.

2) C = 0.25

a) Para tapas circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente con un "icr" no menor de 3 veces el espesor requerido de la tapa. (icr = radio de transición).

b) Para tapas circulares o no circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, cuando el espesor de la ceja recta es cuando menos 2 veces el espesor del cuerpo y el radio de transición es como mínimo 3 veces el espesor de la ceja recta.

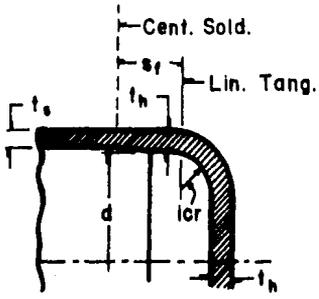
c) Para tapas circulares o no circulares, atornilladas al cuerpo cilíndrico, a bridas o a placas laterales, con empaques de cara completa.

3) C = 0.3

a) Para tapas circulares o no circulares con soldadura a trans-lape, eléctrica o autógena, con un "icr" mínimo de $3t_h$.

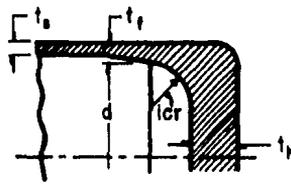
b) Para tapas circulares roscadas con un "icr" mínimo de $3t_h$, donde las partes roscadas son cuando menos del espesor de una tubería del mismo diámetro de espesor estándar.

c) Para placas circulares insertadas en el extremo del recipien



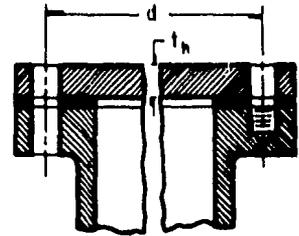
$C=0.15$ & $C=0.25$

(a)



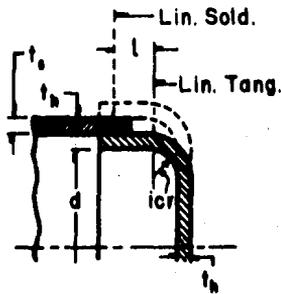
$C=0.25$

(b)



$C=0.25$

(c)



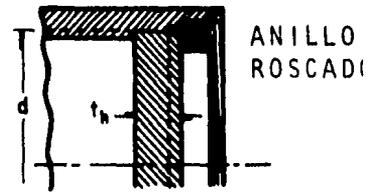
$C=0.3$

(d)



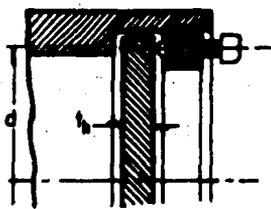
$C=0.3$

(e)



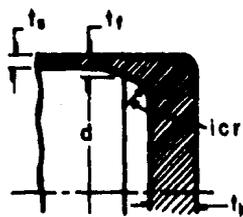
$C=0.3$

(f)



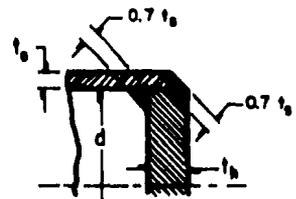
$C=0.3$

(g)



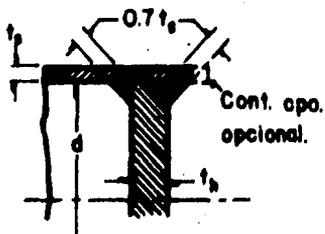
$C=0.5m$

(h)



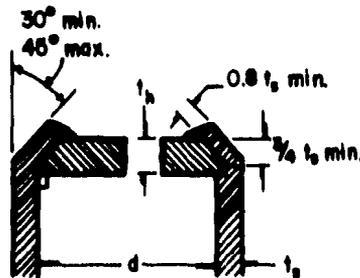
$C=0.5m$

(i)



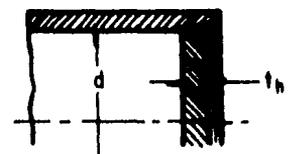
$C=0.5m$

(j)



$C=0.5$

(k)



$C=0.75$

(l)

FIG. 4,6. TIPOS MAS COMUNES DE TAPAS PLANAS.

te y fijadas por medio de un dispositivo de cierre hermético.

4) $C = 0.5$ (* $C = 0.5m^{\dagger}$).

- * a) Para tapas circulares y no circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, cuando el espesor de la ceja recta es cuando menos el espesor del cuerpo cilíndrico y el "icr" mínimo es de 1.5 veces el espesor de la ceja recta.
- * b) Para tapas circulares soldadas interiormente al cilindro. si se utiliza un filete interior de soldadura con un espesor mínimo de garganta de $0.7 t_s$.
- c) Para tapas circulares biseladas con diámetro máximo de 457 mm. (18") insertadas en el recipiente, en cuyo extremo se hará una ceja doblada con un ángulo máximo de 45° y mínimo de 30° y cuando el rebaje para el asiento deje cuando menos el 80% de t_s . El biselado deberá ser el 75% de t_h . La relación t_s/d deberá ser mayor que p/S y mayor de 0.05. La presión máxima permisible de este diseño es de $5/5d$, donde "d" se usa como un índice.

5) $C = 0.75$

- a) Para tapas circulares roscadas o con brida integral roscada en el extremo del recipiente, cuyo diámetro máximo no sea mayor de 305 mm. (12").

Ejemplo 4.2.- Se desea calcular el espesor de la tapa plana de un recipiente de 40 in. de diámetro, construido de acero al carbón SA-283 Grado C, sometido a una presión interna de 460 mm. de Hg y que va a tener una conexión al cilindro tal como se indica en la figura 4.6i.

SOLUCION.

Según la indicación de la figura sobre el tipo de conexión de esta tapa al cuerpo cilíndrico, se usará un valor de $C = 0.5m$.

Cálculo del espesor:

$$t_h = d \sqrt{C p/S}$$

† Relación del espesor del cilindro a $E=1.0$ y el espesor real.

Sustituyendo:

$$t_h = 40 \sqrt{\frac{0.5(460)(14.7)(0.01294/0.01523)}{760(13750)}}$$

$$t_h = 0.6630 \approx 3/4" \text{ ó si se encuentra disponible } 11/16"$$

Cuando el uso de las tapas planas ya no es adecuado, es necesario diseñar cierres con tapas abombadas. Estas, se presentan en diferentes formas y alternativas, algunas de ellas no cubiertas por el código y otras amparadas por ecuaciones y tablas del mismo. Sin embargo, para cada servicio, tipo de producto manejado y condiciones de operación, siempre existe la alternativa adecuada. Las dimensiones esenciales de una tapa abombada, aparecen en la figura 4.8.

Tapas abombadas fuera de código. (fig. 4.8b y c).

Aunque el diseño de estas tapas no se encuentre en el código, no es raro encontrarlas en servicios a bajas presiones o en tanques de almacenamiento atmosféricos de gran diámetro.

Para calcular el espesor de estas tapas se puede usar el procedimiento propuesto por Hohn, basado en la determinación de un factor de intensificación de esfuerzos en la transición de las tapas.

El factor de intensificación puede determinarse mediante una gráfica, o bien, por la ecuación empírica propuesta por el propio Hohn:

$$W = \frac{20(i_{cr}/r_c) + 3}{20(i_{cr}/r_c) + 1} \dots (4.12)$$

Esta expresión da resultados notablemente insuficientes para valores de (i_{cr}/r_c) menores de 0.025. De cualquier manera, conocido el valor del factor de intensificación, se aplica la ecuación general de espesor para tapas abombadas, derivada directamente de la ecuación de esfuerzo en cilindros de pared delgada. El espesor de la tapa será entonces:

$$t_{hd} = \frac{P r_c W}{2SE} + c \dots (4.13)$$

Las tapas abombadas fuera de código, se utilizan a presiones muy bajas (aproximadamente hasta las 15 lb/in²) y en diámetros tales

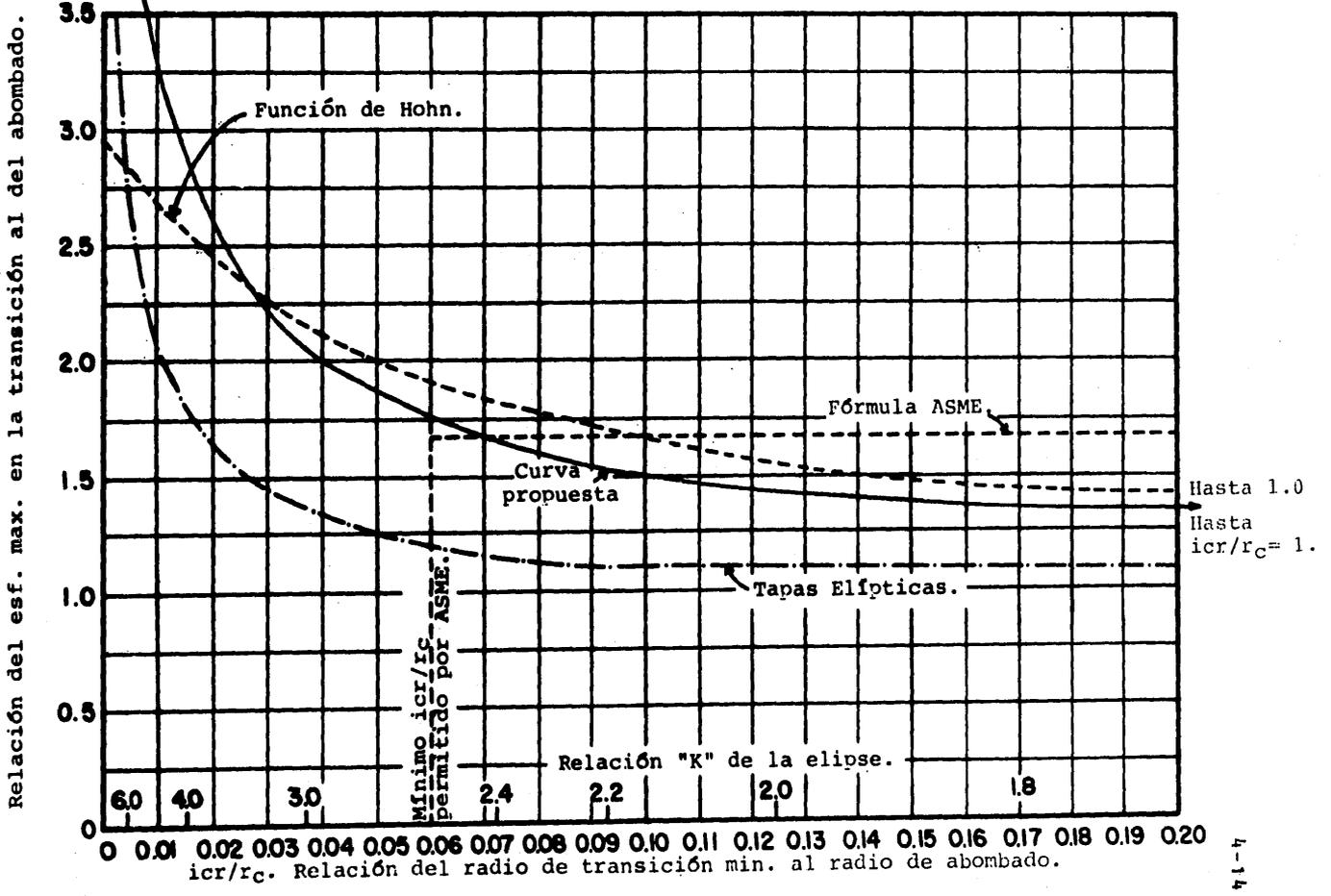


FIG.4.7. GRAFICA DE HOHN

que las tapas planas no pueden cubrir.

Tabla 4.1.- Dimensiones usuales de las tapas abombadas.

OD			66"-84"	90"-114"	120"-126"	132"-144"
t_h (in)	i_{cr} (in)	sf (in)	r_c (in)	r_c (in)	r_c (in)	r_c (in)
1/4	1/2	3 1/2	120	197	300 197	
5/16	5/8	3 1/2	120	197	300 197	300
3/8	3/4	4 1/2	120	197	300 197	300
7/16	7/8	4 1/2	120	197	300 197	300
1/2	1	6	120	197	300 197	300
5/8	1 1/4	6				300

La mayor limitación en el uso de las tapas abombadas, es el riesgo potencial de diseñadores y usuarios al no estar protegidos por los procedimientos, revisiones y actualizaciones asociados permanente y continuamente al código.

Tapas torisféricas. (fig. 4.8d)

Las características de las tapas abombadas estándar (torisféricas) son semejantes que las de las abombadas fuera de código. En él, se establecen los límites a los valores de cada una de las dimensiones de la tapa. A presión interna resulta económico utilizarlas entre 15 y 200 lb/in² aunque de 150 a 200 lb/in² compite con las tapas semielípticas. Estos límites son flexibles y quedan determinados evidentemente por los costos de material, construcción y formación de la tapa, etc. Sus características geométricas son las siguientes:

- a) El radio de transición deberá ser cuando menos 0.06 veces el diámetro exterior y no menos de 3 veces el espesor de la tapa.

$$i_{cr} \geq 0.06 d_o \quad \dots (4.14)$$

$$i_{cr} > 3t_h \quad \dots (4.15)$$

b) El radio de abombado deberá ser menor o cuando mucho igual al diámetro exterior del recipiente.

$$r_c \leq d_o \quad \dots (4.16)$$

Cumpliendo con estas limitaciones, el factor de intensificación de esfuerzos puede calcularse como:

$$W = 1/4 (3 + \sqrt{r_c/i_{cr}}) \quad \dots (4.17)$$

o bien recurrir a la tabla 4.2.

El espesor de la tapa estará dado por las ecuaciones siguientes:

Para dimensiones interiores:

$$t_{hd} = \frac{p r_c W}{2SE - 0.2p} + c \quad \dots (4.18)$$

Para dimensiones exteriores:

$$t_{hd} = \frac{p r_c W}{2SE + p(W - 0.2)} + c \quad \dots (4.19)$$

Las ecuaciones 4.18 y 4.19 adoptan otra forma cuando el radio de abombado es igual al diámetro exterior del recipiente y además, el radio de transición es igual al 6% del radio de abombado.

Sustituyendo la relación entre r_c e i_{cr} , en la ecuación 4.17 obtendremos un valor de $W = 1.77$ que al sustituir en 4.18 nos dará una ecuación independiente del factor de intensificación:

$$t_{hd} = \frac{0.885 p r_c}{SE - 0.1p} + c \quad \dots (4.20)$$

Bajo las mismas condiciones, sustituyendo en la ecuación 4.19 y reduciendo numerador y denominador:

$$t_{hd} = \frac{0.885 p r_c}{SE + 0.8p} + c \quad \dots (4.21)$$

Es necesario aclarar que las tapas torisféricas se fabrican tomando como base dimensiones exteriores, por lo que este detalle debe tomarse en cuenta desde el diseño del cuerpo cilíndrico, usando las ecuaciones correspondientes.

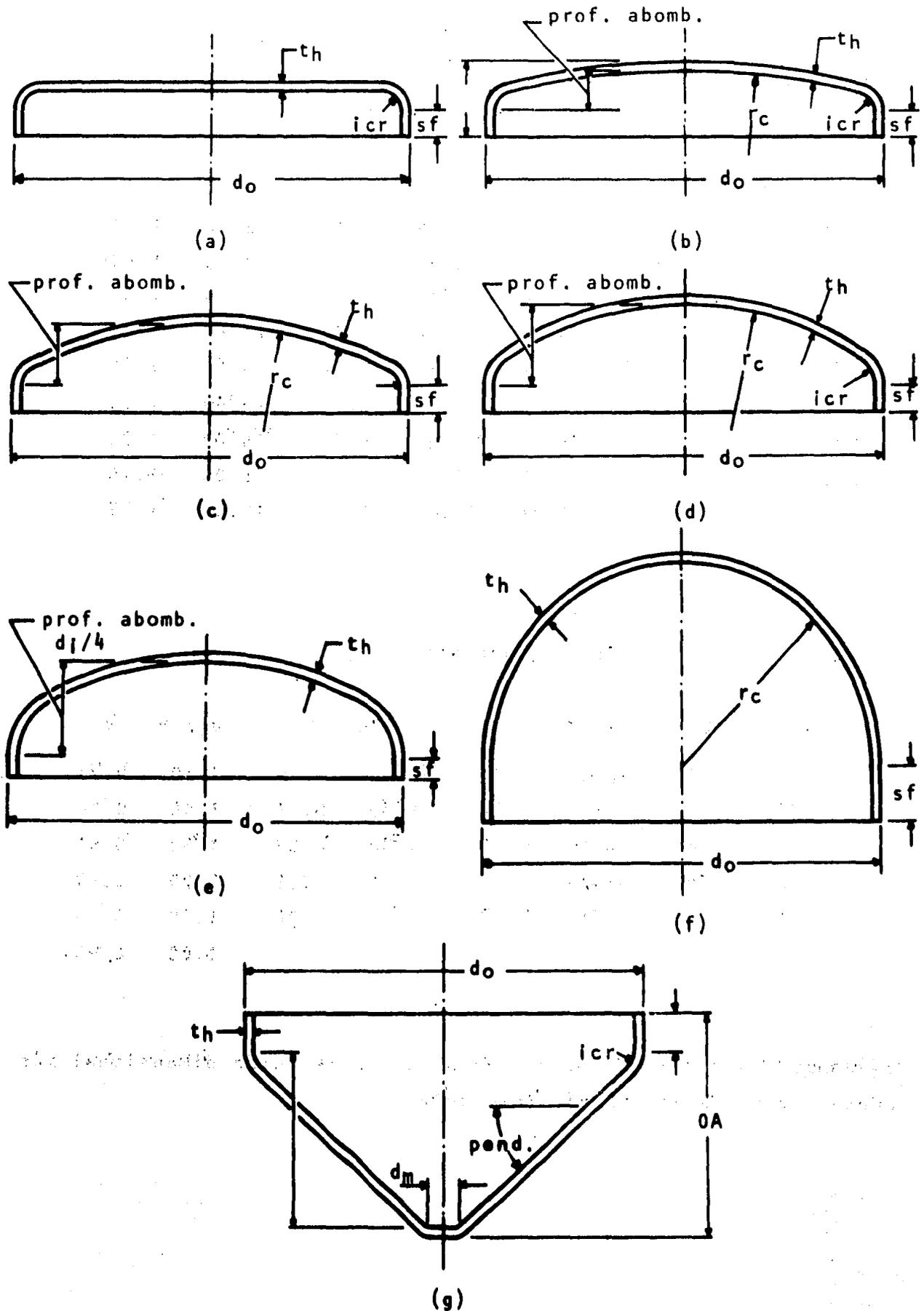


FIG.4.8. TIPOS MAS COMUNES DE TAPAS ABOMBADAS.

Tabla 4.2.- Factor de intensificación de esfuerzos.

VALORES DEL FACTOR W

$r_c/1cr$	W	$r_c/1cr$	W	$r_c/1cr$	W	$r_c/1cr$	W
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	1.635
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	16.66	1.77

VALORES DEL FACTOR V

$d_i/2h$	V	$d_i/2h$	V	$d_i/2h$	V	$d_i/2h$	V
3.00	1.83	2.50	1.37	2.00	1.00	1.50	0.71
2.90	1.73	2.40	1.29	1.90	0.93	1.40	0.66
2.80	1.64	2.30	1.21	1.80	0.87	1.30	0.61
2.70	1.55	2.20	1.14	1.70	0.81	1.20	0.57
2.60	1.46	2.10	1.07	1.60	0.76	1.10	0.53
						1.00	0.50

En ambas tablas se utiliza el valor de la relación dimensional más cercano y no se acostumbra interpolar.

Para la construcción de las tapas torisféricas se requiere determinar el diámetro de la placa que da origen a la tapa completa, el cual se conoce comunmente como "diámetro plano".

Los fabricantes especializados de este tipo de tapas proporcionan las siguientes relaciones:

Para tapas de 1" de espesor y menores:

$$d_p = 1.0416 d_o + 2(sf + icr/3) \quad \dots (4.22)$$

Para tapas de espesor mayor de 1" :

$$d_p = 1.0416 d_o + 2(sf + icr/3) + t_h \quad \dots (4.23)$$

Ejemplo 4.3.- Diseñar la tapa de la sección de agotamiento de una torre de destilación que opera a las condiciones siguientes:

$$P_{\max.op.} = 30 \text{ lb/in}^2$$

$$T_{\max.op.} = 348^\circ\text{F}$$

Material de construcción: SA- 285 - C

Uniones a tope con radiografiado total y relevado de esf.

$$d_o = 4446 \text{ mm.}$$

$$c = 0.025 \text{ in.}$$

$$t_s = 1/4'' \text{ (espesor del cuerpo cilíndrico sin corrosión).}$$

SOLUCION.

$$P_d = 1.2(30) = 36 \text{ lb/in}^2$$

De acuerdo al valor de la presión de diseño, se recomienda el uso de una tapa torisférica.

$$T_d = 348^\circ + 25^\circ = 373^\circ\text{F}$$

usando una temperatura de 400°F para encontrar el valor de S_w en el apéndice B.

$$S_w = 13800 \text{ lb/in}^2$$

$$d_o = 4446(1/25.4) = 175.03 \text{ in.}$$

Para obtener " i_{cr} " y " r_c " en las tablas de tapas torisféricas, es necesario entrar con valores de diámetro externo enteros, pares y exclusivamente en dimensiones comerciales. Otros casos, obedecerán necesariamente las limitaciones de este tipo de tapas y serán de fabricación específica para el recipiente en cuestión. En este caso puede ajustarse a 176 in.

El valor del diámetro ajustado no aparece en las tablas para tapas torisféricas del Apéndice C, por lo que debe elegirse un juego de valores intermedios.

Los juegos de datos inmediatos, superior e inferior (asumiendo un espesor de la tapa de 1/4" en base al espesor del cilindro) son:

d_o (in)	r_c (in)	i_{cr} (in)
168	144	10 1/8
180	170	11

Un juego de valores intermedios de acuerdo con la tabulación anterior y que cumple con las limitaciones de tapas torisféricas es:

$$r_c = 160 \text{ in.}$$

$$i_{cr} = 10 \frac{3}{4} \text{ in.}$$

Puesto que se usan dimensiones exteriores, el espesor de la tapa está dado por:

$$t_{hd} = \frac{p \cdot r_c \cdot W}{2SE + p(W - 0.2)} + c$$

El valor del factor de intensificación " W " puede obtenerse de la tabla 4.2.

$$r_c / i_{cr} = 160 / 10.75$$

$$r_c / i_{cr} = 14.88$$

De la tabla:

$$W = 1.72$$

$$t_{hd} = \frac{36(160)(1.72)}{2(13800)(1) + 36(1.72 - 0.2)} + 0.025$$

$$t_{hd} = 0.3582 + 0.025$$

$$t_{hd} = 0.3832 \approx 7/16''$$

Siendo el espesor definitivo de la tapa menor de 1'', para determinar el diámetro plano se utiliza:

$$d_p = 1.0416 d_o + 2(sf + icr/3)$$

Según el Apéndice C, la ceja recta puede elegirse de 1 1/2'' que es la mínima normal.

$$d_p = 1.0416(176) + 2(1.5 + 10.75/3)$$

$$d_p = 193.48 \text{ in.}$$

Tapas Elípticas. (fig. 4.8e).

Sobre una presión interna de 200 lb/in² ya no resulta económico el uso de tapas torisféricas, teniendo que adoptarse un abombado mayor. En realidad el uso de tapas cuyo corte transversal es una media elipse, se extiende desde las 150 lb/in² hasta las 600 lb/in² sin limitaciones en las dimensiones del recipiente.

En esta tapa disminuye la enorme diferencia entre el radio de curvatura de la parte abombada y de la parte de transición. La adaptación de la dirección de la tapa a la del cuerpo cilíndrico, se hace regularmente de acuerdo al desarrollo de una elipse, cuyas características esenciales en el diseño son su eje mayor y su eje menor, frecuentemente expresados como una relación.

En este caso aparece el factor de intensificación de esfuerzos "V" relacionado necesariamente con las dimensiones de la elipse.

$$K = d_i/2h \quad \dots (4.24)$$

$$V = (2 + K^2)/6 \quad \dots (4.25)$$

Puede también utilizarse la tabla 4.2 para determinar el valor de "V" según el valor de "K".

El espesor para tapas elípticas se calculará entonces mediante las ecuaciones:

$$t_{hd} = \frac{p d_i V}{2SE - 0.2p} + c \quad \dots (4.26)$$



FIG. 4.9. VISTA DE UNA TAPA ABOMBADA.

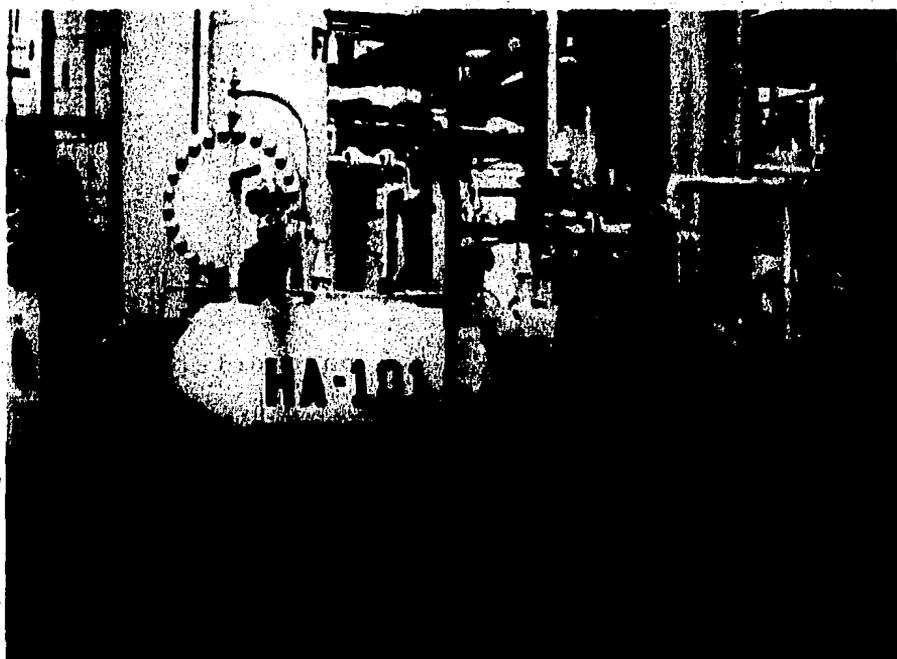


FIG. 4.10. RECIPIENTE CON TAPAS ELIPTICAS.

$$t_{hd} = \frac{p d_o V}{2SE + 2p(V-0.1)} + c \quad \dots (4.27)$$

para dimensiones interiores y exteriores respectivamente.

Las tapas elípticas se fabrican para dimensiones internas de 12" en adelante. Para su construcción es importante conocer el diámetro de la placa plana de la cual se debe partir, para ello se pueden utilizar algunas relaciones empíricas obtenidas de diversas fuentes.

Para espesores de 1" y menores:

$$d_p = 1.17 d_o + 2 sf \quad \dots (4.28)$$

Para espesores mayores de 1":

$$d_p = 1.20 d_i + 2(sf + t_h) \quad \dots (4.29)$$

O bien usar la expresión propuesta en el Apéndice C originada por los fabricantes, la cual da resultados más confiables.

Comúnmente para el diseño de una tapa elíptica se emplea una relación dimensional de $K = 2$, con lo que se obtienen resultados intermedios entre tapas torisféricas y tapas hemisféricas; sin embargo, pueden usarse otros valores de tal forma que el factor "V" se determine en la tabla 4.2 ó mediante la ecuación 4.25. Las alternativas deben evaluarse económicamente a través de los costos de material y de fabricación.

Ejemplo 4.4.- Diseñar la tapa de la sección de rectificación de una torre depropanizadora. En el domo de la torre, la presión máxima de operación es de 290 lb/in² y la temperatura es de 130° F.

Los datos adicionales para esta sección son:

$$d_i = 96 \text{ in.}$$

$$c = 0.125 \text{ in.}$$

Material de construcción: SA-515-70

Radiografiado total, relevado de esfuerzos. (E=1.0)

SOLUCION.

$$P_d = 1.2(290) = 348 \text{ lb/in}^2.$$

$$T_d = 130^\circ + 25^\circ = 155^\circ \text{ F}$$

Usando 200° F para encontrar el valor del esfuerzo de trabajo en el Apéndice B.

$$S_w = 17500 \text{ lb/in}^2.$$

La presión de diseño calculada inicialmente, conduce al uso de una tapa elíptica. El espesor referido a dimensiones interiores está dado por:

$$t_{hd} = \frac{p d_i V}{2SE - 0.2p} + c$$

Usando la relación de fabricación más común de $K = 2$, el factor de intensificación calculado por la ecuación 4.25 adquiere un valor de $V = 1$. Sustituyendo en la expresión del espesor:

$$t_{hd} = \frac{348(96)(1)}{2(17500) - 0.2(348)} + 0.125$$

$$t_{hd} = 0.9564 + 0.125$$

$$t_{hd} = 1.0814 \approx 1 \frac{1}{8}''$$

Puede calcularse el diámetro plano según la expresión del Apéndice C como:

$$\text{Perímetro del } d_i + 2sf + t$$

Atendiendo al mismo Apéndice, la ceja recta puede ser la mínima normal de 2".

$$d_p = 118.25 + 2(2) + (1.125 + 0.0625)$$

$$d_p = 123.43 \text{ in.}$$

Recipientes esféricos y tapas hemisféricas.. (fig. 4.8f).

Este es el tipo de tapas ideales para el cierre de un recipiente cilíndrico a presión, ya que requieren solo la mitad del espesor del cilindro para resistir la misma presión de diseño. La limitación más fuerte para su uso generalizado, es su alto costo de fabricación. A pesar de lo anterior, a presiones altas resultan más económicas que las tapas elípticas. La zona de presiones internas en la cual se utilizan, empieza en las 400 lb/in² cumpliendo con el tipo anterior.

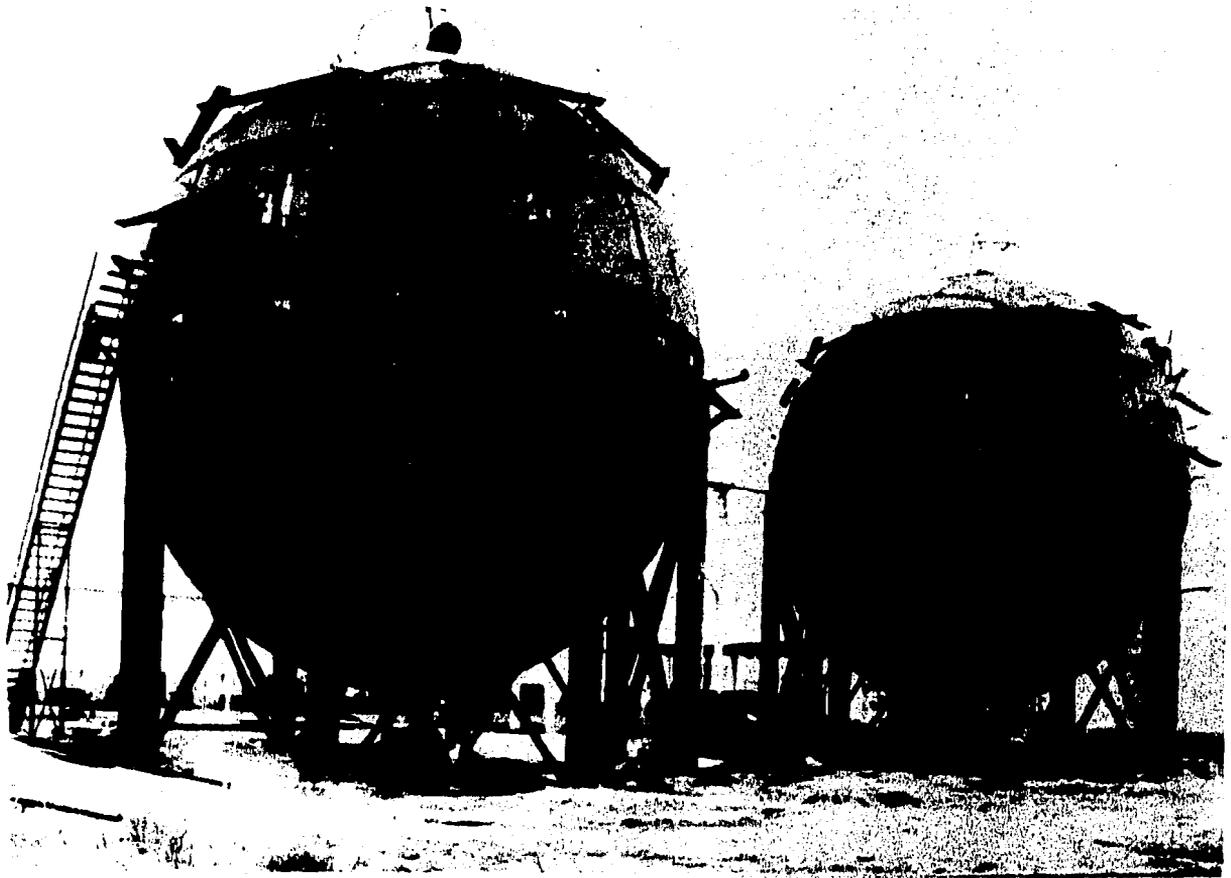


FIG. 4.11. RECIPIENTES ESFERICOS DE ALMACENAMIENTO.

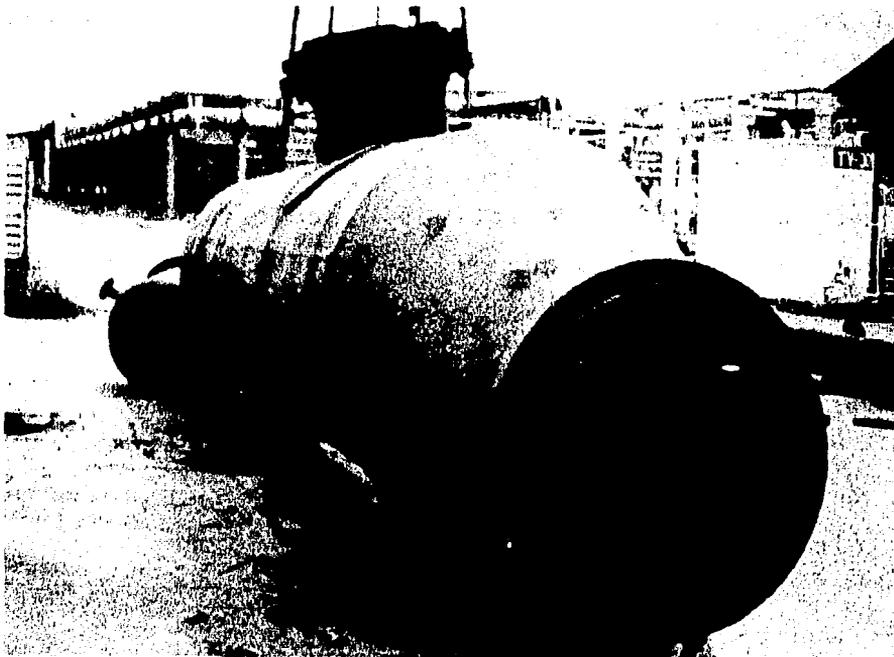


FIG. 4.12. REHERVIDOR CON TRANSICION.

Para su diseño todos los factores de intensificación antes vistos se vuelven la unidad. Por otra parte, las ecuaciones para el cálculo de espesor en tapas torisféricas, también se deriva directamente de la expresión para esfuerzo longitudinal en cilindros de pared delgada:

$$t = \frac{pd}{4S} \quad \dots (4.30)$$

Introduciendo corrosión, eficiencia de las juntas y ajuste por el uso de dimensiones interiores y exteriores, resultan las expresiones usuales para el cálculo de espesor:

$$t_{hd} = \frac{p r_c}{2SE - 0.2p} + c \quad \dots (4.31)$$

para dimensiones interiores y:

$$t_{hd} = \frac{p r_c}{2SE + 0.8p} + c \quad \dots (4.32)$$

para dimensiones exteriores.

La disponibilidad de tapas hemisféricas no es tan amplia como en los tipos de tapas anteriores. Las dimensiones en que son fabricadas de una sola pieza por algunas compañías, son muy específicas.

En cuanto a diámetro interior se refiere, se fabrican desde 12" hasta 94" en dimensiones al azar. En espesores se fabrican desde 3/8" hasta 3 1/2".

Tapas modificadas.

Cuando las tapas torisféricas, elípticas o hemisféricas sean fabricadas con una parte achatada o superficie plana, el diámetro de la parte plana no deberá exceder de el calculado por la ecuación siguiente:

$$d_m = 2 t_h \sqrt{S/p} \quad \dots (4.33)$$

donde t_h es el espesor determinado para la tapa sin tomar en cuenta la tolerancia por corrosión.

Tapas Cónicas.

Se usan para cerrar recipientes como tolvas, evaporadores, separadores, cristalizadores, etc. Igualmente aparecen secciones cónicas

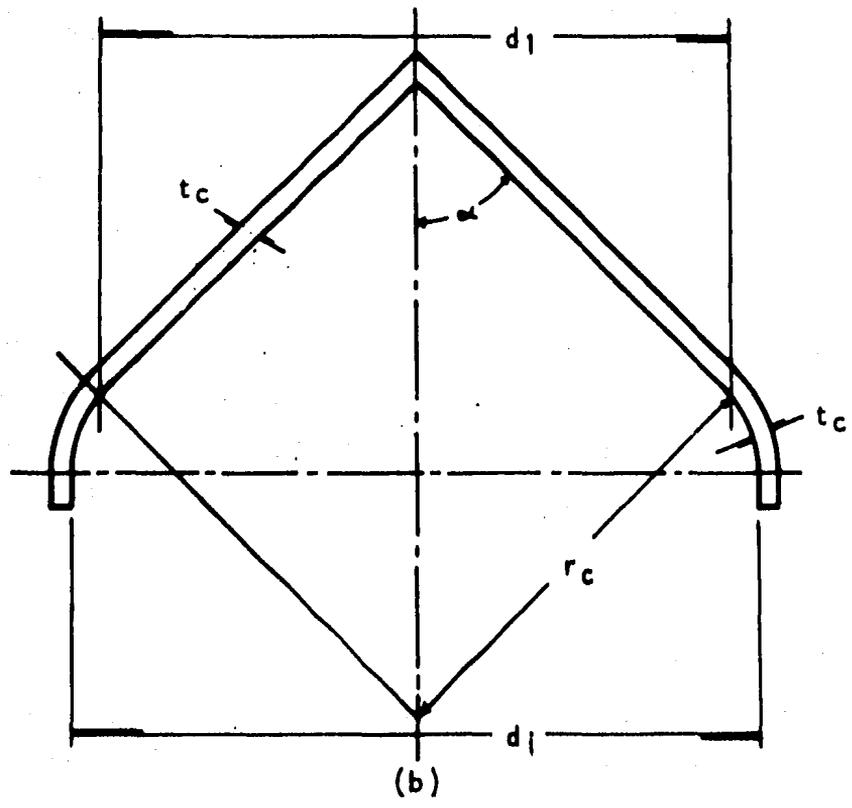
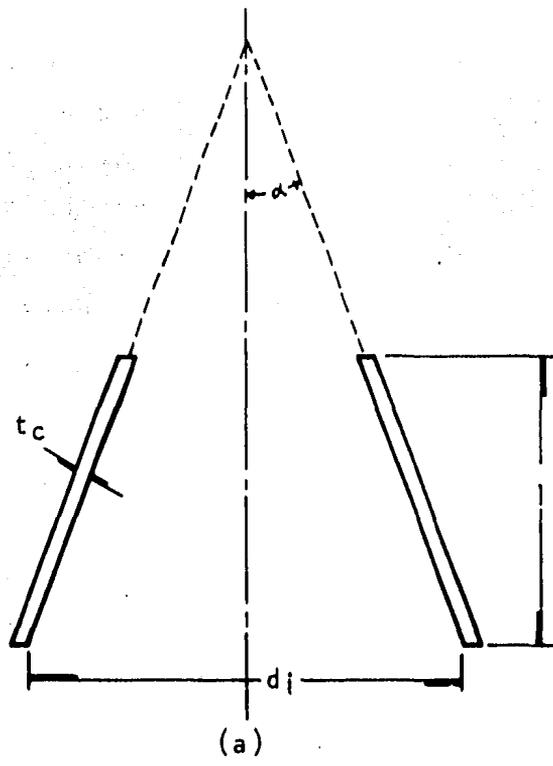


FIG.4.13. DIAGRAMAS DE TAPA Y TRANSICION CONICAS.

para efectuar cambios de diámetro en recipientes usados para otros fines, como torres de destilación, vaporizadores, rehervidores, hornos de fuego directo, etc. En el primer grupo de equipos, la ventaja en el uso de fondos cónicos, descansa en la facilidad que se presenta en el flujo por gravedad de sólidos secos o en suspensión, o en algunos casos, de soluciones concentradas.

Para su diseño se dividen en dos grupos, según el ángulo que forma la tapa o la transición con su propio eje.

- a) Cuando $\alpha \leq 30^\circ$, no se requiere transición curva entre el cono y el cilindro; la tapa o transición recibe el nombre simple de "cónica" y su espesor mínimo se determina por la ecuación siguiente, derivada de la que se usa para cilindros, conteniendo únicamente la proyección del cono sobre la dirección del propio cilindro. (fig. 4.13a):

$$t_{cd} = \frac{p d_i}{2 \cos \alpha (SE - 0.6p)} + c \quad \dots (4.34)$$

Cuando se dispone de dimensiones exteriores:

$$t_{cd} = \frac{p d_o}{2 \cos \alpha (SE + 0.4p)} + c \quad \dots (4.35)$$

En las tapas y secciones con $\alpha \leq 30^\circ$ deberá comprobarse además la resistencia de la unión cono-cilindro, mediante la revisión especial descrita en la sección 4.5.

- b) Para ángulos mayores de 30° , aparece una transición curva en la adaptación del cono a la dirección del cilindro, con objeto de disminuir los espesores que arroja el diseño. (fig. 4.13b). El radio de transición, deberá ser mayor que el 6% del diámetro exterior de la ceja recta y cuando menos tres veces el espesor de la propia transición. (fig. 4.13b).

Cuando $\alpha > 30^\circ$ se pueden usar las uniones cono-cilindro sin transición curva, si el diseño se basa en un análisis especial como el de viga sobre cimentación elástica*. Las uniones sufren la misma revisión que se menciona al final del inciso "a", resultando con o sin anillos de refuerzo.

* Cita bibl. no. 18.

Cuando se usa transición el espesor se calcula en dos partes:

Parte cónica.

El espesor de esta parte se calcula con la ecuación general para formas cónicas, introduciendo únicamente el concepto de diámetro efectivo del cono "d₁", el cual representa el diámetro hasta el punto de tangencia con la transición curva.

$$t_{cd} = \frac{p d_1}{2 \cos \alpha (SE - 0.6p)} + c \quad \dots (4.36)$$

donde:

$$d_1 = d_j - 2icr(1 - \cos \alpha) \quad \dots (4.37)$$

Parte de la transición.

El espesor de la transición curva se calcula de manera semejante a la transición de una tapa torisférica, solo que no habiendo una porción de la tapa con radio de curvatura definido, se utiliza un radio de curvatura equivalente:

$$r_c = \frac{d_1}{2 \cos \alpha} \quad \dots (4.38)$$

$$t_t = \frac{p(d_1/2 \cos \alpha)W}{2SE - 0.2p} + c \quad \dots (4.39)$$

4.4 Secciones Reductoras.

Anteriormente se ha mencionado que de acuerdo a las condiciones de operación y a las dimensiones del equipo, en algunos casos se requiere de un cambio de diámetro. Para formar esta reducción, puede disponerse de secciones cónicas, torisféricas, elípticas y hemisféricas.

La práctica general cuando el ángulo de una transición cónica resulta mayor de 30°, es diseñar una sección torisférica, elíptica o hemisférica en el extremo mayor de la reducción, unida a una sección cónica que a su vez se une al extremo menor de la reducción.

En el punto en que una sección cónica se une con cualquiera de las anteriores, se considera que existe una transición y por lo tanto el cálculo del espesor debe hacerse separadamente.

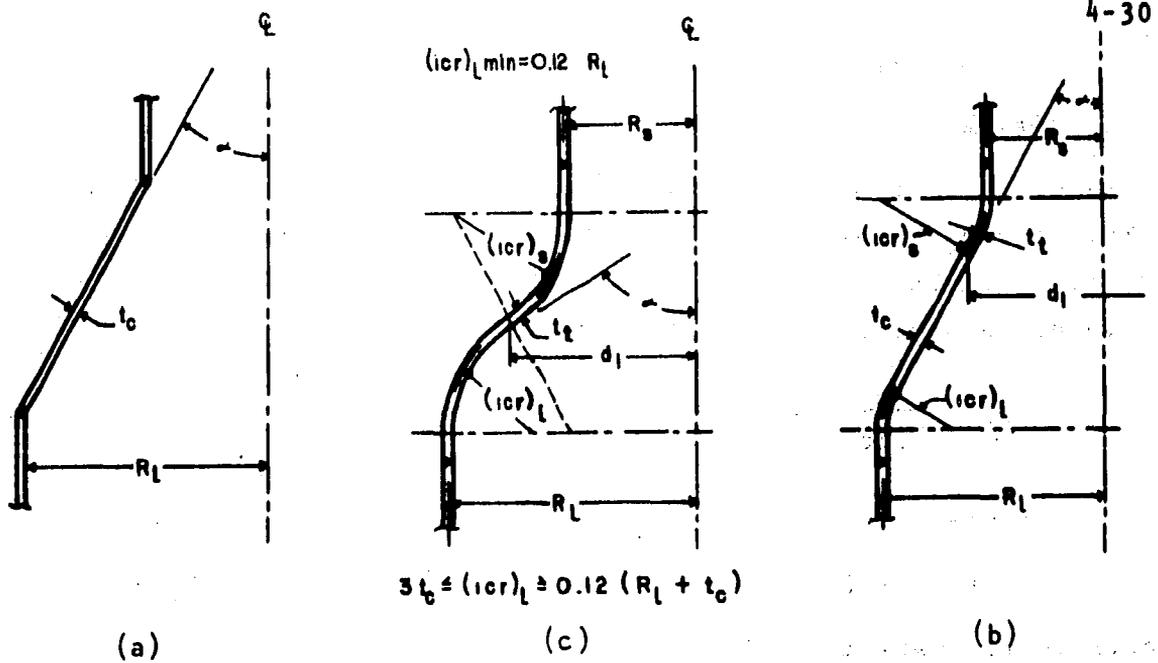


FIG.4.14. SECCIONES REDUCTORAS.

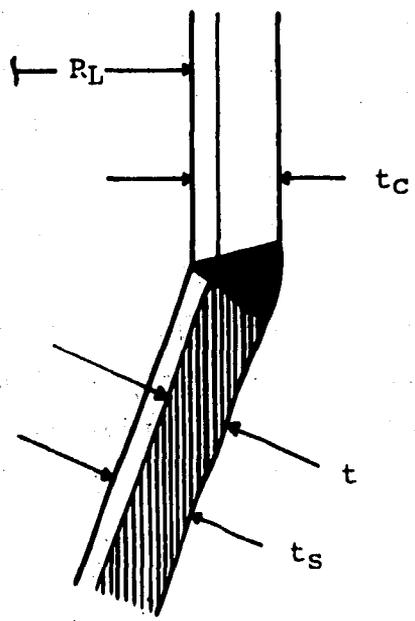


FIG.4.15. UNION CONO CILINDRO.

El espesor de las secciones en el extremo mayor se calculará como si fueran tapas comunes, después se calculará el espesor de la parte cónica y se adoptará el mayor.

Cuando el ángulo que arroja la reducción resulta menor o igual a 30° , se utilizará solamente una transición cónica. Su espesor se determinará con las ecuaciones 4.34 y 4.35 y las uniones cono-cilindro se revisarán con el procedimiento dado en la sección que sigue. La figura 4.14a muestra una reducción cónica sencilla; la figura 4.14b muestra una reducción toricónica y la figura 4.14c muestra reducciones que se forman con curvas invertidas de secciones hemisféricas.

4.5 Revisión de las uniones cono-cilindro.

La discontinuidad que se presenta en el punto de unión del cono y el cilindro (como en el caso de unión de una tapa plana y un cilindro), produce una concentración de esfuerzos sobre la propia junta.

En la unión, el cono induce una fuerza compresiva sobre el cilindro y la presión interna tiende a producir deformaciones radiales debidas a esfuerzos de flexión y corte. Para evitar deformaciones excesivas, se necesita en algunos casos, aumentar la resistencia de la unión mediante la inclusión de anillos de refuerzo en la vecindad de la misma.

La revisión de las uniones, se basa en la determinación del ángulo máximo que se puede tolerar en el cono sin necesidad de refuerzo; en la determinación del área total de refuerzo -cuando es necesaria- y en la determinación del área que originalmente ya se encuentra incluida debido al exceso de espesor tanto del cono como del cilindro.

Será necesario reforzar la unión cono-cilindro en las tapas y reductores sin transiciones curvas, cuando el ángulo máximo del cono que no necesita refuerzo " Δ ", determinado en las tablas 4.3 y 4.4 mediante la relación p/SE , sea menor que el ángulo de inclinación de la tapa " α ".

Las condiciones para el reforzamiento son entonces:

$$\alpha \leq 30^\circ$$

$$\dots (4.40)$$

$$\Delta < \alpha \quad \dots (4.41)$$

Se deben cumplir estas condiciones simultáneamente y en ambas tablas se puede interpolar para valores intermedios.

Para aquellos casos en los que resulta necesario reforzar la unión se definirán en seguida algunos términos indispensables:

t Espesor mínimo del cilindro en la unión cono-cilindro sin incluir la corrosión.

t_s Espesor nominal del cilindro en la unión, sin incluir la corrosión.

t_c Espesor nominal del cono en la unión, sin incluir la corrosión.

t_e Espesor en exceso. Se calcula como el menor de los valores siguientes:

$$t_e = t_s - t \quad \dots (4.42)$$

$$t_e = t_c - t/\cos\alpha \quad \dots (4.43)$$

R_s Radio interior del cilindro menor.

R_l Radio interior del cilindro mayor.

A Area total de refuerzo necesaria.

A_e Area efectiva de refuerzo debida al exceso de espesor del cono y el cilindro en la unión.

Δ Angulo máximo de la tapa cónica que no requiere refuerzo en la unión.

m Factor auxiliar que se toma como el menor de los valores siguientes:

$$m = \frac{t_s \cos(\alpha - \Delta)}{t} \quad \dots (4.44)$$

$$m = \frac{t_c \cos\alpha \cos(\alpha - \Delta)}{t} \quad \dots (4.45)$$

Inicialmente se calcula la relación p/SE usando para ello la efi -

ciencia menor de la junta longitudinal del cuerpo cilíndrico o de la junta de la tapa.

Tabla 4.3.- Valores de Δ para juntas cono-cilindro mayor.

p/SE	.001	.002	.003	.004	.005	.006	.007	.008	.009
Δ	11°	15°	18°	21°	23°	25°	27°	28.5°	30°

Tabla 4.4.- Valores de Δ para juntas cono-cilindro menor.

p/SE	.002	.005	.010	.020	.040	.080	.100	.125
Δ	4°	6°	9°	12.5°	17.5°	24°	27°	30°

En las tablas 4.3 y 4.4 se puede interpolar para valores intermedios.

Comparados Δ y α si resulta necesario reforzar la unión, se calculará el área total necesaria en la unión, que en cualquier caso será:

$$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \Delta/\alpha) \tan \alpha \quad \dots (4.46)$$

donde R puede ser R_s o R_l según la unión de que se trate.

Si los espesores sin corrosión, tanto del cono como del cilindro exceden a los mínimos calculados con las ecuaciones correspondientes, el área debida al exceso de espesor y que contribuye al reforzamiento de la unión para el caso de la junta cono-cilindro mayor será:

$$A_e = 4 t_e \sqrt{t_s R_l} \quad \dots (4.47)$$

y para la unión cono-cilindro menor será:

$$A_e = m \sqrt{t R_s} \{ (t_c - t) / \cos \alpha + (t_s - t) \} \quad \dots (4.48)$$

Si para cualquier unión, el área en exceso no alcanza a cubrir el área total requerida, deberá suministrarse el área faltante mediante un anillo de refuerzo que cumplirá con las limitaciones anotadas abajo:

- a) La totalidad del refuerzo, deberá estar contenido en una distancia no mayor de:

$$l = \sqrt{t_s R} \quad \dots (4.49)$$

- b) El centroide del área de refuerzo deberá estar a una distancia no mayor de:

$$T = 0.5 \sqrt{t_s R} \quad \dots (4.50)$$

ambas distancias tomadas a partir del punto de unión cono-cilindro en las dos direcciones posibles.

Ejemplo 4.5 Calcular el espesor de la reducción para una torre debutanizadora construida de acero al carbón SA-515-70 con radiografía total y una tolerancia por corrosión de 0.125 in. Las condiciones máximas de operación son:

	Domo	Alimentación	Fondo
P (lb/in ²)	190	195	197
T (°F)	138	157	320

Sección de rectificación:

$$d_j = 96 \text{ in.}$$

$$l = 593.7 \text{ in.}$$

Sección de agotamiento:

$$d_j = 114 \text{ in.}$$

$$l = 621 \text{ in.}$$

SOLUCION.

Para diseñar la reducción debe fijarse el ángulo α , en este caso se utilizará un valor de 30° para obtener una transición cónica del menor tamaño posible.

Si $\alpha=30^\circ$ la longitud de la reducción será:

$$l = \frac{(114-96)/2}{\tan 30^\circ}$$

ciencia menor de la junta longitudinal del cuerpo cilíndrico o de la junta de la tapa.

Tabla 4.3.- Valores de Δ para juntas cono-cilindro mayor.

p/SE	.001	.002	.003	.004	.005	.006	.007	.008	.009
Δ	11°	15°	18°	21°	23°	25°	27°	28.5°	30°

Tabla 4.4.- Valores de Δ para juntas cono-cilindro menor.

p/SE	.002	.005	.010	.020	.040	.080	.100	.125
Δ	4°	6°	9°	12.5°	17.5°	24°	27°	30°

En las tablas 4.3 y 4.4 se puede interpolar para valores intermedios.

Comparados Δ y α si resulta necesario reforzar la unión, se calculará el área total necesaria en la unión, que en cualquier caso será:

$$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \Delta/\alpha) \tan \alpha \quad \dots (4.46)$$

donde R puede ser R_s o R_l según la unión de que se trate.

Si los espesores sin corrosión, tanto del cono como del cilindro exceden a los mínimos calculados con las ecuaciones correspondientes, el área debida al exceso de espesor y que contribuye al reforzamiento de la unión para el caso de la junta cono-cilindro mayor será:

$$A_e = 4 t_e \sqrt{t_s R_l} \quad \dots (4.47)$$

y para la unión cono-cilindro menor será:

$$A_e = m \sqrt{t R_s} \{ (t_c - t) / \cos \alpha + (t_s - t) \} \quad \dots (4.48)$$

Si para cualquier unión, el área en exceso no alcanza a cubrir el área total requerida, deberá suministrarse el área faltante mediante un anillo de refuerzo que cumplirá con las limitaciones anotadas abajo:

- a) La totalidad del refuerzo, deberá estar contenido en una distancia no mayor de:

$$l = \sqrt{t_s R} \quad \dots (4.49)$$

- b) El centroide del área de refuerzo deberá estar a una distancia no mayor de:

$$T = 0.5 \sqrt{t_s R} \quad \dots (4.50)$$

ambas distancias tomadas a partir del punto de unión con cilindro en las dos direcciones posibles.

Ejemplo 4.5 Calcular el espesor de la reducción para una torre de butanizadora construida de acero al carbón SA-515-70 con radiografiado total y una tolerancia por corrosión de 0.125 in. Las condiciones máximas de operación son:

	Domo	Alimentación	Fondo
P (lb/in ²)	190	195	197
T (°F)	138	157	320

Sección de rectificación:

$$d_i = 96 \text{ in.}$$

$$l = 593.7 \text{ in.}$$

Sección de agotamiento:

$$d_i = 114 \text{ in.}$$

$$l = 621 \text{ in.}$$

SOLUCION.

Para diseñar la reducción debe fijarse el ángulo α , en este caso se utilizará un valor de 30° para obtener una transición cónica del menor tamaño posible.

Si $\alpha=30^\circ$ la longitud de la reducción será:

$$l = \frac{(114-96)/2}{\tan 30^\circ}$$

$$l = 15.58 \text{ in.}$$

El espesor de la reducción cónica se calcula como si fuera una tapa del mismo tipo, usando en la ecuación correspondiente, el diámetro mayor.

Puesto que la variación de la presión máxima de operación solo se debe a la resistencia en los platos, se usará la presión en el domo para calcular la presión de diseño.

$$P_d = 1.2(190)$$

$$P_d = 228 \text{ lb/in}^2.$$

La temperatura de diseño debe evaluarse considerando la temperatura máxima de operación a la que puede ser sometido el recipiente que es la temperatura del fondo.

$$T_d = 320 + 25$$

$$T_d = 345^\circ\text{F}$$

A una temperatura de 345°F el esfuerzo de trabajo del material es de 17500 lb/in^2 del Apéndice B.

Para uniones a tope con radiografiado total: $E = 1.00$

El espesor puede entonces calcularse como:

$$t_{cd} = \frac{p d_i}{2 \cos \alpha (SE - 0.6p)} + c$$

$$t_{cd} = \frac{228(114)}{2 \cos 30^\circ (17500 \times 1 - 0.6 \times 228)} + 0.125$$

$$t_{cd} = 0.8642 + 0.125$$

$$t_{cd} = 0.9892 \text{ in.} \approx 1''$$

Revisión de las uniones cono-cilindro.

Según las condiciones para reforzar las uniones:

$$\alpha \leq 30^\circ$$

$$\Delta < \alpha$$

debido a que se cumple la primera de ellas, se hace necesario evaluar la segunda. Para encontrar Δ de cada unión, es necesario

calcular la relación P/SE.

$$\frac{P}{SE} = \frac{228}{17500(1)} = 0.013$$

Unión cono-cilindro mayor.

Con el valor de P/SE en la tabla 4.3:

$$\Delta = 30^\circ$$

Puesto que $\Delta = \alpha$ no es necesario reforzar la unión.

Unión cono-cilindro menor.

Con el mismo valor de P/SE pero en la tabla 4.4:

$$\Delta = 10.05^\circ (\text{interpolando}).$$

Como $\Delta < \alpha$ se hace necesario calcular el área de refuerzo para esta unión.

$$A = \frac{PR_s^2}{2SE} (1 - \Delta/\alpha) \tan \alpha$$

$$A = \frac{228(48)^2}{2(17500)(1)} (1 - 10.05/30) \tan 30^\circ$$

$$A = 5.76 \text{ in}^2.$$

Para calcular el área con la que contribuyen el cuerpo cilíndrico y la sección cónica debido al exceso de espesor, habrá que determinar el espesor del cilindro.

$$t_{sd} = \frac{228(48)}{17500(1) - 0.6(228)} + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.6302 + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.7552 = 7/8''$$

Para encontrar el área, se hace uso de la ecuación 4.48:

$$A_e = m \sqrt{t R_s} \{ (t_c - t) / \cos \alpha + (t_s - t) \}$$

En esta ecuación definimos aquellos términos conocidos:

$$t = 0.6302 \text{ in.}$$

$$t_s = 0.875 - 0.125 = 0.75$$

$$t_c = 1.00 - 0.125 = 0.875$$

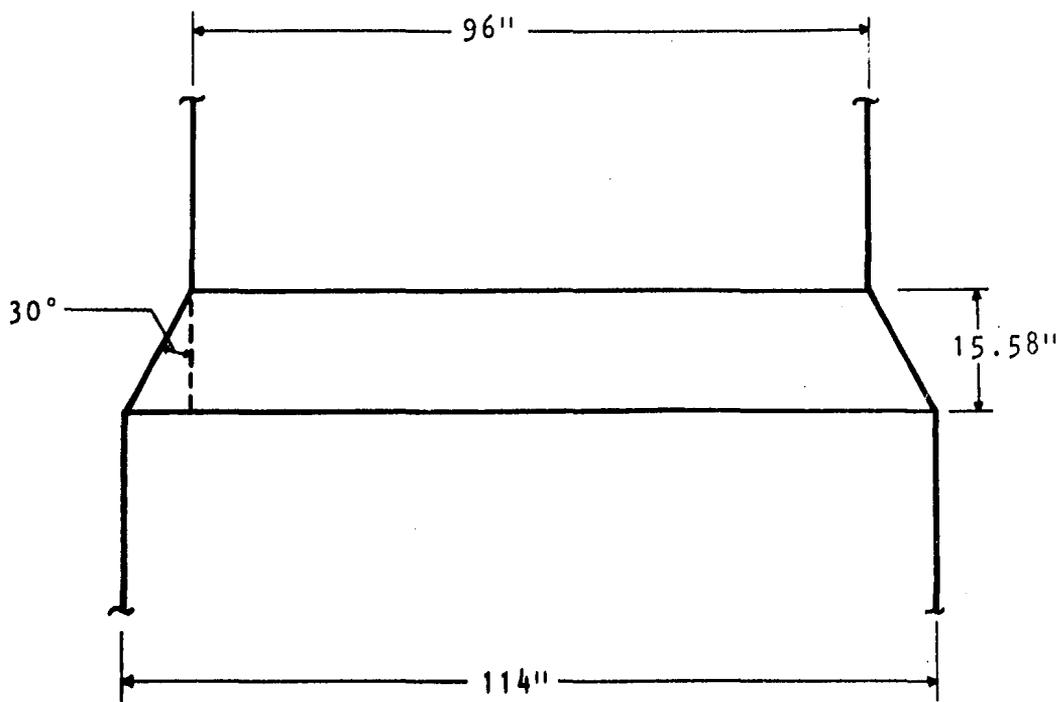


FIG.4.16. TRANSICION PARA EL EJEMPLO 4.5.

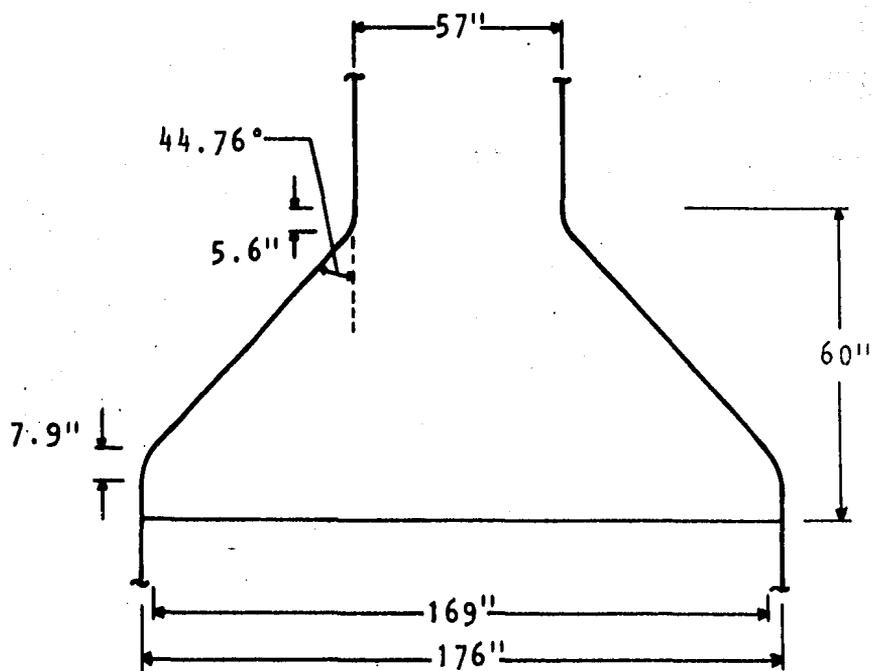


FIG.4.17. TRANSICION PARA EL EJEMPLO 4.6.

Para encontrar "m" se usarán las expresiones 4.44 y 4.45 seleccionando el valor mas pequeño.

$$m = \frac{(0.75) \cos(30-10.05)^\circ}{0.6302} = 1.122$$

$$m = \frac{0.875(\cos 30^\circ) \cos(30-10.05)^\circ}{0.6302} = 1.1302$$

Usando el primer valor obtenido para "m":

$$A_e = 1.122 \sqrt{0.6302(48)} \{ (0.875-0.6302)/\cos 30^\circ + (0.75-0.6302) \}$$

$$A_e = 2.4836 \text{ in}^2.$$

El área transversal mínima que deberá tener el anillo de refuerzo será la diferencia entre el área total y el área en exceso:

$$A - A_e = 5.76 - 2.4836 = 3.276 \text{ in}^2.$$

En el Apéndice A, el perfil mas adecuado es el siguiente:

ANGULO DE 4" X 4" X 7/16"

El anillo de refuerzo puede ser colocado en el cilindro a una distancia desde la unión no mayor de:

$$\sqrt{0.75(48)} = 6 \text{ in.}$$

y el centroide del perfil de refuerzo deberá estar ubicado dentro de la distancia:

$$0.5 \sqrt{0.75(48)} = 3 \text{ in.}$$

Ejemplo 4.6.- Se requiere diseñar la reducción de diámetro para una torre que trabaja a una presión máxima de 30 lb/in² y a una temperatura máxima de 348°F. La reducción debe tener una longitud axial no mayor de 60 in. con uniones a tope simples e inspección parcial. Los datos de la torre son los siguientes:

$$d_o = 57 \text{ in. (sección de rectificación)}$$

$$d_o = 176 \text{ in. (sección de agotamiento)}$$

Material de construcción: SA-285-C

$$E = 0.85$$

$$c = 0.0625 \text{ in.}$$

SOLUCION.

Las condiciones de diseño son:

$$P_d = 1.2 (30) = 36 \text{ lb/in}^2.$$

$$T_d = 348^\circ\text{F} + 25^\circ\text{F} = 373^\circ\text{F}$$

$$S_w = 13800 \text{ lb/in}^2 \text{ (Apéndice B)}$$

Puesto que las dimensiones han sido fijadas, debe calcularse el ángulo α :

$$\tan \alpha = \frac{(176-57)/2}{60}$$

$$\tan \alpha = 0.9916$$

$$\alpha = 44.76^\circ$$

Debido a que $\alpha > 30^\circ$ debe usarse una reducción con una sección de transición y una sección cónica.

Espesor de la sección de transición.

Se calcula como si fuera una tapa torisférica pero introduciendo el equivalente del radio de abombado:

$$r_c = d_j / 2 \cos \alpha$$

En esta expresión, el diámetro efectivo del cono está dado por:

$$d_j = d_i - 2 r_c (1 - \cos \alpha)$$

y a su vez, el diámetro interior se determina a través del diámetro exterior y el espesor. Se tiene entonces que calcular el espesor del envolvente cilíndrico.

$$t_{sd} = \frac{36(88)}{13800(0.85) + 0.4(36)} + 0.0625$$

$$t_{sd} = 0.2697 + 0.0625$$

$$t_{sd} = 0.3322 \approx 3/8''$$

$$d_j = 176 - 2(0.375)$$

$$d_i = 175.25 \text{ in.}$$

La fijación de "icr" nos permite calcular d_1 , r_c y W .

$$icr \geq 0.06 d_o$$

$$icr \geq 0.06(176)$$

$$icr \geq 10.56$$

Puede adoptarse un radio de transición de $10 \frac{5}{8}$ " lo cual coincide con el valor que se obtiene de la tabla de dimensiones para tapas torisféricas del Apéndice C.

$$d_1 = 175.25 - 2(10.625)(1 - \cos 44.76^\circ)$$

$$d_1 = 169.08 \text{ in.}$$

$$r_c = \frac{169.08}{2 \cos 44.76^\circ}$$

$$r_c = 119.06 \text{ in.}$$

$$r_c/icr = 119.06/10.625 = 11.20$$

De la tabla 4.1 se obtiene el factor de intensificación de esfuerzos:

$$W = 1.58$$

$$t_t = \frac{36(119.06)(1.58)}{2(13800)(0.85) - 0.2(36)}$$

$$t_t = 0.2887 + 0.0625$$

$$t_t = 0.3512 \text{ in.} \approx 3/8"$$

Espesor de la sección cónica de la reducción.

Este espesor debe calcularse como:

$$t_{cd} = \frac{p \cdot d_1}{2 \cos \alpha (SE - 0.6p)}$$

$$t_{cd} = \frac{36(169.08)}{2 \cos 44.76^\circ \{13800(0.85) - 0.6(36)\}} + 0.0625$$

$$t_{cd} = 0.3660 + 0.0625$$

$$t_{cd} = 0.4285 \approx 7/16"$$

Para la construcción de la reducción, se adopta el último espesor.

4.6 Otro tipo de tapas.

Además de las tapas revisadas antes, se usan tapas de curvatura esférica con bridas atornilladas, o bien, tapas de accionamiento rápido, las cuales no van fijadas con tornillos sino con un mecanismo diseñado de tal forma, que la falla de alguno de sus elementos, no provoque la falla total del mismo. Es necesario que las tapas de accionamiento rápido, se instalen de manera que pueda observarse a simple vista, si los elementos de cierre están en buen estado y correctamente acoplados cuando la tapa está en posición de cerrado. El dispositivo que mantiene en su lugar las tapas de accionamiento rápido, la mayor parte de las veces es de operación manual, por lo que es recomendable aliviar la presión interior antes de accionar el mecanismo de cierre, recomendándose además, la colocación de una alarma audible o visual.

En la figura 4.18 se muestran tres variantes de tapas.

- a) Tapa cóncava con pestaña.
- b) Tapa cóncava sencilla (abombada).
- c) Tapa abombada con ceja plana.

La tapa de la figura 4.18a es usada frecuentemente en el fondo de recipientes que descansan sobre superficies planas como planchas de concreto. Estas tapas toleran descansar sobre la superficie plana, además del esfuerzo resultante del abombado. El radio de abombado " r_c ", es igual al diámetro exterior del recipiente y la tapa se encuentra disponible desde 18 hasta 24" de diámetro exterior, en incrementos de 2"; de 24 a 132 in. en incrementos de 6". Su espesor va desde 3/16" hasta 1".

El detalle de la figura 4.18b muestra una tapa abombada solamente, la cual puede usarse como la sección central de una tapa hemisférica de grandes dimensiones y también en casos especiales de diseño, en los que no se desean cejas o partes rectas. Estas tapas se encuentran disponibles de 12 a 24 in. de diámetro exterior en incrementos de 2"; de 24 a 144 in. en incrementos de 6"; de 144 a 180" en incrementos de 12" y en espesores desde 3/16" hasta 3".

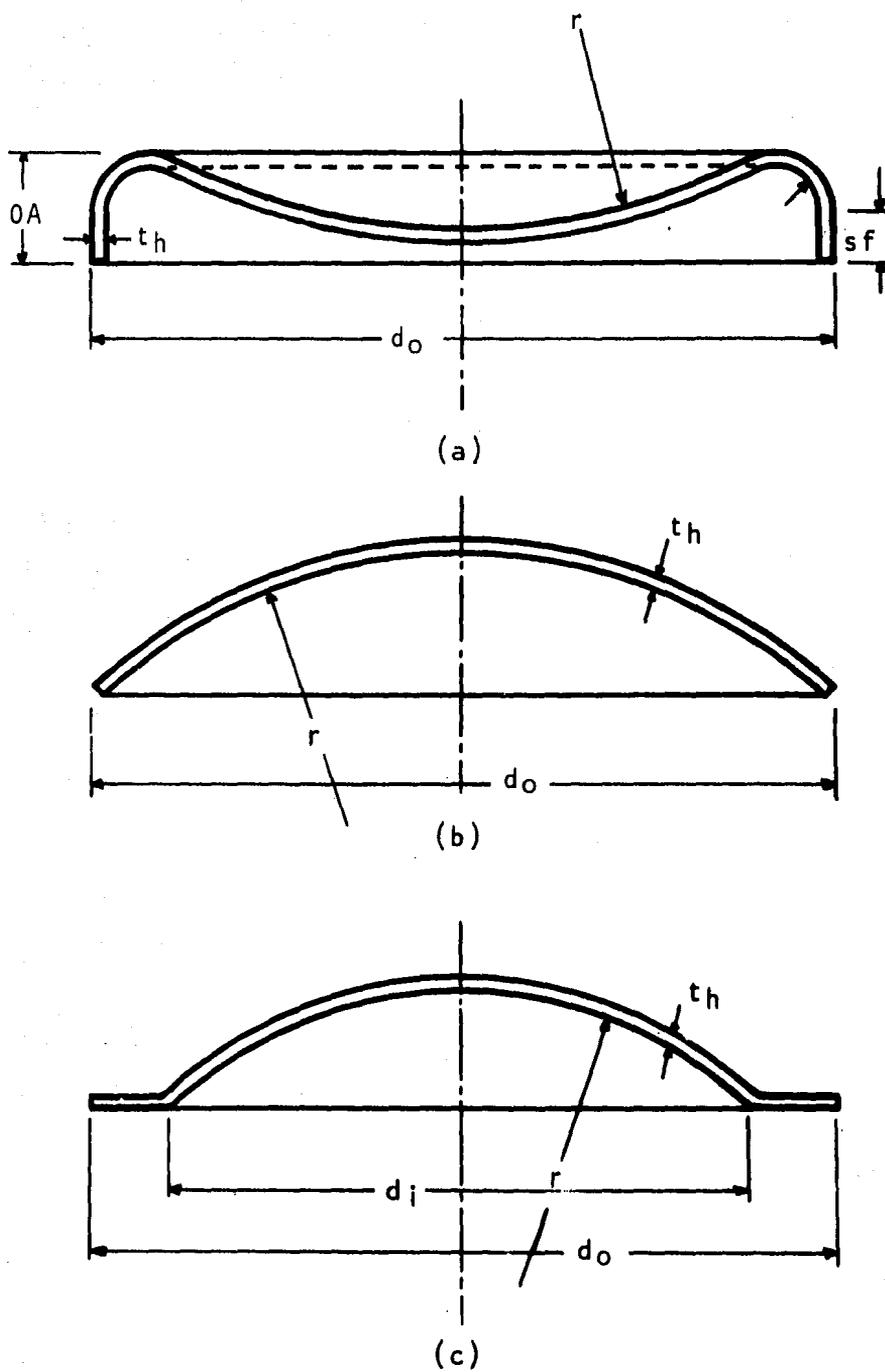


FIG.4.18. TIPOS ESPECIALES DE TAPAS.

En el detalle de la figura 4.18c se aprecia una tapa abombada con ceja plana, la cual puede usarse como placa de cubierta para rehervidores tipo kettle, tolvas, embudos, tanques para agua y otros diseños especiales de equipo. Estas tapas están disponibles desde 18 in. hasta 132 in. en incrementos de 6". Sus espesores van desde 3/16" hasta 2".

Presión externa de seguridad.

En recipientes que operan a presión interna y contienen un líquido que eventualmente será extraído por bombeo, es recomendable comprobar los espesores para una presión externa de 2.5 lb/in². Esta condición de vacío se presenta a una falla de presión, al continuar extrayendo el fluido mediante la bomba.

Presión de prueba hidrostática. (P_h)

Deberá ser cuando menos 1.5 veces la presión máxima permisible de trabajo, calculando esta última para cada una de las partes del recipiente (cuerpo, tapas, transiciones, etc.), partiendo de las ecuaciones respectivas para el cálculo del espesor incluyendo la corrosión. Por ejemplo, para el cuerpo cilíndrico se utiliza la ecuación 4.2 y la presión máxima permisible será:

$$p = \frac{S E t}{r_i + 0.06 t} \quad \dots (4.51)$$

$$P_h = 1.5 p (S_x/S_w) \quad \dots (4.52)$$

donde:

S_x : Esfuerzo permisible a la temperatura de prueba (lb/in²)

S_w : Esfuerzo permisible a la temp. de diseño (lb/in²).

La presión que resulte menor, se designará como presión de prueba hidrostática.

Generalmente la prueba hidrostática se realiza a la temperatura ambiente, sin embargo, (S_x/S_w) puede ser variable si la temperatura de diseño es variable, en estos casos se usa la relación menor.

Cuando no se puede llevar a cabo la prueba hidrostática, como en el caso de no tener la seguridad de que el agua llegue a todas las partes del recipiente; o bien, cuando no exista la seguridad de que se vacíe completamente el recipiente, o sea difícil llenarlo de agua, puede sustituirse por la prueba neumática. La presión de prueba neumática, se calcula igual que la anterior, solo que es de 1,25 veces la presión máxima permisible de trabajo.

$$P_n = 1.25 (S_x/S_w) \{S E t / (r_o - 0.4t)\} \quad \dots (4.53)$$

NOMENCLATURA

A	Area necesaria de refuerzo. (in ²)
A _e	Area efectiva de refuerzo debido al exceso de espesor en el cono o en el cuerpo cilíndrico. (in ²)
C	Factor adimensional que depende de la forma de fijación de la tapa plana.
c	Espesor adicional por corrosión. (in)
d	Diámetro o claro menor en una tapa plana. (in)
d _i	Diámetro interior. (in)
d _o	Diámetro exterior. (in)
d ₁	Diámetro de la parte cónica en un sección o tapa toricónica. (in)
d _m	Diámetro máximo permitido en la parte plana. (in)
E	Eficiencia de la unión soldada.
h	Profundidad de la tapa (interior). (in)
icr	Radio interior de transición. (in)
p	Presión. (lb/in ²)
r _i	Radio interior. (in)
r _o	Radio exterior. (in)
r _c	Radio de abombado. (in)
sf	Longitud de la ceja recta. (in)
S	Esfuerzo. (lb/in ²)
t _c	Espesor nominal del cono. (in)
t _{cd}	Espesor de diseño del cono. (in)
t _h	Espesor nominal de la tapa. (in)
t _{hd}	Espesor de diseño de la tapa. (in)

t_s	Espesor nominal del envolvente. (in)
t_{sd}	Espesor de diseño del envolvente. (in)
t_t	Espesor de la transición. (in)
T	Temperatura ($^{\circ}F$)
α	Angulo de inclinación del cono respecto a su <u>pro</u> pio eje. ($^{\circ}$)

PROBLEMAS PROPUESTOS.

- 4.1 Un evaporador cristalizador será construido de SA-240 tipo 316 con las siguientes dimensiones:
Sección inferior: diámetro de 16 ft; altura de 10 ft.
Sección superior: diámetro de 12 ft; altura de 10 ft.
La transición debe ser cónica, con el ángulo máximo posible y las condiciones de operación son: temperatura máxima de 175 °F y presión máxima de 60 lb/in² manométricas. Calcular los espesores de cada uno de sus elementos.
- 4.2 Un tanque recibirá condensado a 125 psig de presión máxima y a la temperatura de saturación. La capacidad de diseño del tanque es de 1250 gal sin incluir el volumen de las tapas. El material de construcción será acero SA-285-C y el espesor adicional por corrosión de 0.105 in. Calcular el espesor del cuerpo cilíndrico y espesor y características de las tapas.
- 4.3 Un enfriador de tubos y coraza, deberá conducir un gas a 58 psig dentro de los tubos y aire a 50" de H₂O por la coraza. El equipo está dotado con tubos de 2" de diámetro externo en una coraza de 8" de diámetro externo. Definir los espesores de tubos, coraza y cabezales, si los materiales de construcción son para tubos y cabezales: SA-240 tp. 316 y para la coraza: SA-285-C. La temperatura máxima de operación es de 915 °F. El espesor adicional por corrosión es de 0.042 in para los tubos y de 0.075 in para la coraza.
- 4.4 Una torre desorbedora con 1.06 m. de diámetro interno y una altura en la parte cilíndrica de 7.34 m. opera a una presión de 12 Kg/cm² manométricos y a una temperatura máxima de 32 °C La torre se construirá de acero al carbón SA-285-C y se requiere un espesor adicional por corrosión de 6 mm.
- 4.5 Una torre estabilizadora debe operar a 200 °F y 464 °F en las secciones superior e inferior respectivamente. La presión de diseño será de 180 psig y vacío total. El espesor adicional por corrosión es de 1/8" y el material, SA-515-70. La sección superior tiene diámetro de 7 ft y altura de 24.5 ft; la inferior un diámetro de 14.5 ft y altura de 55 ft. Calcular espesor de cuerpo, tapas y transición si $\alpha = 30^\circ$

CAPITULO 5

DISEÑO DE RECIPIENTES OPERANDO A PRESION EXTERNA

Quedan contenidos en esta clasificación, todos aquellos recipientes que estén dentro de alguno de los casos descritos a continuación.

- a) Recipientes simples operando por abajo de la presión atmosférica del lugar (vacío).
- b) Recipientes enchaquetados donde el medio de calentamiento tiene una presión superior a la presión del fluido en el tanque.
- c) Recipientes operando a presión interna que además se comprueban a presión externa de seguridad.
- d) Recipientes de varias cámaras donde existen diferencias de presión de cámara a cámara.

Se considera que los recipientes destinados a servicios con presiones de operación externas de 15 lb/in^2 o menores, deben diseñarse con la menor de las siguientes condiciones: la presión máxima permisible exterior de 15 lb/in^2 ; ó 25% más que la máxima presión externa posible.

Las partes asociadas con el recipiente prácticamente son las mismas que en recipientes a presión interna, excepto por los atiesadores, que aparecen cuando resulta mas económico reforzar el cuerpo cilíndrico, que aumentar el espesor.

El uso de estos recipientes es variado, aunque comúnmente se emplean los del tipo "a" en operaciones en las que se quiere evitar la descomposición por alta temperatura de ebullición, en torres de destilación de residuos pesados, en evaporación de soluciones y suspensiones, en cristalización continua, etc. Los recipientes enchaquetados poco a poco van disminuyendo su importancia y persisten únicamente en casos de reactores que manejan sustancias corrosivas en cantidades relativamente bajas, o bien, con cargas caloríficas a transmitir, poco importantes; lo anterior, evita el uso de serpentines interiores o de intercambiadores externos contruados de materiales especiales.

Todos los recipientes a presión interna se deben comprobar a presión externa, tal como se estableció en el capítulo anterior, de modo que, aún sin estar sujetos a presión externa durante su operación, es necesaria su comprobación.

Por último, existen casos de recipientes dentro de recipientes, o bien de tubería o serpentines dentro de recipientes, en donde la cámara exterior se encuentra a una presión mayor que la interior, en cuyo caso, el recipiente o tubería interior tendrá que calcularse a presión externa.

5.1 Cálculo del espesor del cuerpo.

En cilindros de pared delgada actuando a presión externa, los efectos de compresión sobre las paredes ya sea longitudinal o circunferencialmente, no son significativos en el diseño. La falla se presenta generalmente por aplastamiento, de manera que su tratamiento es diferente.

El diseño se basa entonces, en la carga crítica o bien la presión a la cual ocurre la falla por aplastamiento.

$$p = \frac{24 E I}{d^3} \quad \dots (5.1)$$

Si la cinta considerada tiene ancho unitario y se diseña para la resistencia longitudinal, el momento de inercia de la cinta de sección rectangular es:

$$I = \frac{bt^3}{12} \quad \dots (5.2)$$

donde "b" es el ancho unitario de la cinta.

Por otra parte, el esfuerzo longitudinal es:

$$S_x = \frac{E \epsilon_x}{(1-\mu^2)} \quad \dots (5.3)$$

La carga considerada tomando en cuenta el momento de inercia y los esfuerzos en dos direcciones, se convierte en:

$$P = \frac{2 E}{(1-\mu^2)} (t/d)^3 \quad \dots (5.4)$$

Considerando que para cada material tenemos un valor de μ , se generaliza la ecuación como:

$$P = K E (t/d)^3 \quad \dots (5.5)$$

Para acero común cuyo valor de $\mu = 0.3$ y para tubos largos:

$$P = 2.2 E (t/d)^3 \quad \dots (5.6)$$

Lógicamente no se debe diseñar a la carga de falla por lo cual se introduce un factor de seguridad. En recipientes a presión este factor es de 4, por lo tanto:

$$P = 0.55 E (t/d)^3 \quad \dots (5.7)$$

En cualquier otro caso, el factor K depende del módulo de Poisson del material y de la relación de longitud a diámetro para el cilindro. El esfuerzo, que es el factor de diseño es:

$$S_x = \frac{pd}{2t} \quad \dots (5.8)$$

Substituyendo el valor de la presión:

$$S_x = \frac{KEd}{2t} (t/d)^3 \quad \dots (5.9)$$

Y la deformación unitaria:

$$\epsilon_x = (K/2) (t/d)^2 \quad \dots (5.10)$$

Estas relaciones han sido graficadas para su uso, produciendo dos tipos de curvas:

Teniendo como escalas deformación unitaria " ϵ_x " y la relación de esbeltez l/d_0 , se obtiene un grupo de curvas cuyo parámetro es d_0/t . Este grupo de curvas resulta de la aplicación directa de la función:

$$\epsilon_x = f \{ (l/d_0), (d_0/t) \} \quad \dots (5.11)$$

que es una representación de la ecuación 5.10 generalizada.

Por otra parte, cada material observa un comportamiento típico cuando es sometido a cargas en una máquina de pruebas. Esto nos da una relación gráfica entre el esfuerzo y la deformación unitaria. Si la temperatura varía, cambia dicho comportamiento, por lo que tendremos una familia de curvas "esfuerzo- deformación" si realizamos pruebas a diferentes temperaturas.

El esfuerzo está relacionado con la presión permisible mediante la ecuación 5.8, de donde:

$$P = \frac{2 t S}{d} \quad \dots (5.12)$$

Aplicando el factor de seguridad de 4:

$$P \text{ perm.} = \frac{t S}{2 d} \quad \dots (5.13)$$

$$P \text{ perm.} (d/t) = \frac{S}{2} = B \quad \dots (5.14)$$

El factor "B" puede servir como factor de diseño, ya que simplifica el uso del método.

Método ASME.- El código proporciona además de las curvas estándar de l/d_0 contra factor A (deformación unitaria) usando como parámetro d_0/t , las curvas características de resistencia del material a diferentes temperaturas en forma de gráfica de B vs. A.

El espesor mínimo para una envolvente cilíndrica sujeta a presión externa que tenga valores de d_0/t iguales o mayores de 10, se determinará mediante el siguiente procedimiento.

Secuencia:

- 1) Se calcula l/d_0 usando como longitud, la mayor de las cantidades siguientes:
 - a) La longitud entre líneas de tangentes en el cilindro, mas $1/3$ de la profundidad de la tapa a cada lado (fig. 5.1), si las tapas son iguales. Cuando se dispone de la longitud entre soldaduras, es necesario agregar la longitud de la ceja recta a cada lado.

$$l = l_s + 2 (h/3) + 2sf \quad \dots (5.15)$$

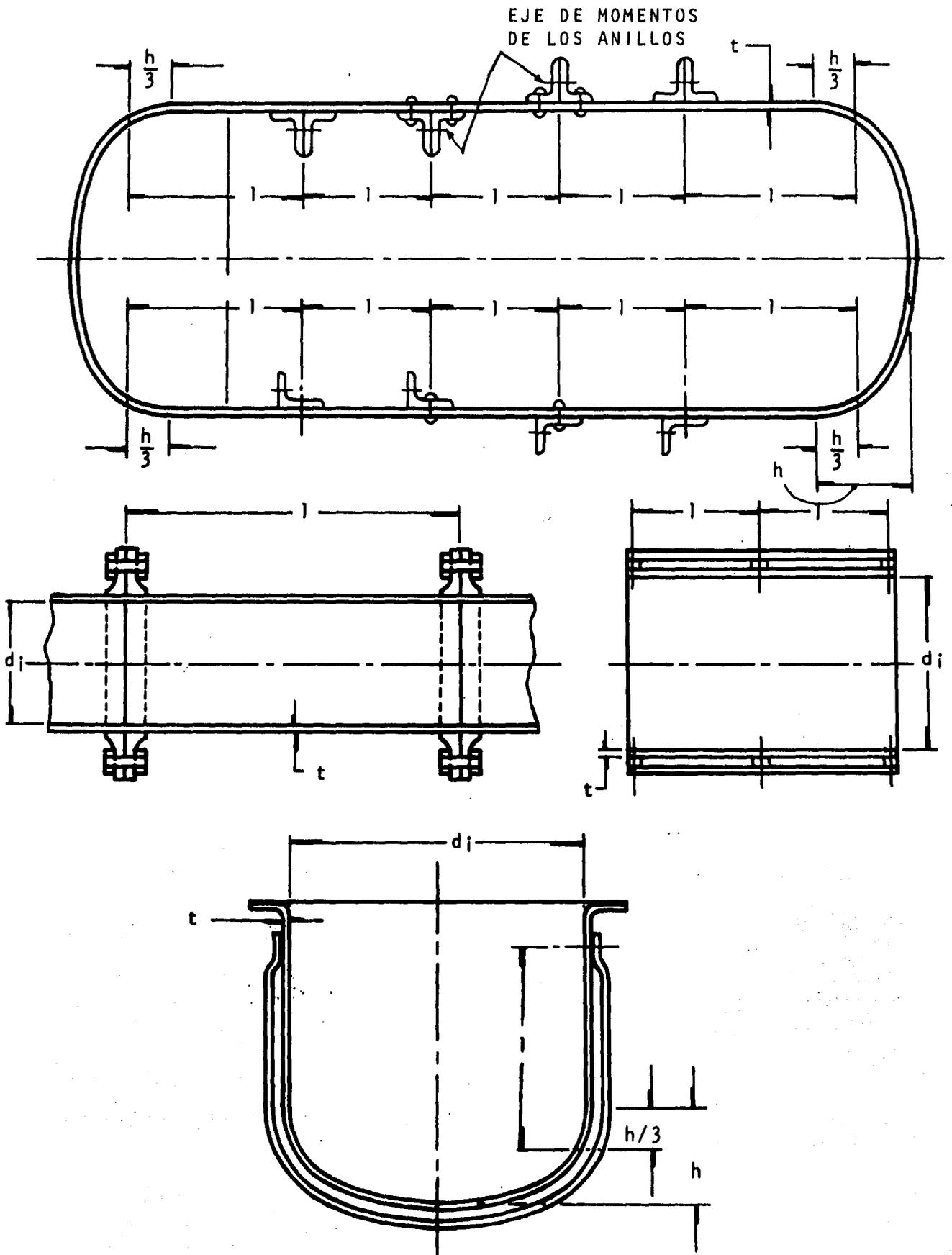


FIG.5.1. VARIABLES DE DISEÑO EN RECIPIENTES A PRESION EXTERNA.

Si las tapas son diferentes en profundidad, la expresión es:

$$l = l_s + (h_s/3) + (h_i/3) + sf_s + sf_i \quad \dots (5.16)$$

En esta ecuación, los subíndices "s" e "i" indican superior e inferior respectivamente.

- b) La máxima distancia entre centros de anillos atiesadores adyacentes (fig. 5.1).

$$l = l_a \quad \dots (5.17)$$

- c) La distancia del centro del último anillo atiesador a la línea de tangentes, más 1/3 de la profundidad de la tapa.

$$l = l_u + (h/3) + sf \quad \dots (5.18)$$

Los valores de "h" y de "sf" pertenecerán a la tapa superior o inferior, según el caso.

Para determinar d_o , se debe conocer el espesor total, por lo tanto, debe suponerse inicialmente.

Para formas tubulares con un l/d_o mayor de 50, se usará la gráfica correspondiente al material, entrando con $l/d_o = 50$.

- 2) Usando el espesor supuesto y el diámetro exterior ya calculado se determina el valor del parámetro d_o/t .
- 3) En la gráfica para presión externa, con el valor de l/d_o se cortará la línea de d_o/t y verticalmente podrá leerse el valor del factor A. (fig. D1 del Apéndice).
- 4) En la gráfica correspondiente al material de construcción, el factor A se intersectará con la curva de resistencia a la temperatura de diseño y en dirección horizontal, se leerá el valor del factor B. (figs. D2 a D19 del Apéndice).

Para casos en los cuales el factor A cae hacia la izquierda de la línea de temperatura sin tocarla, se recomienda calcular la presión permisible como:

$$P \text{ perm.} = 2AE/3(d_o/t) \quad \dots (5.19)$$

Para valores de A que caen hacia la derecha de la línea de temperatura sin tocarla, ésta se proyectará horizontalmente y se intersectará con A para leer el valor del factor B.

Será posible interpolar entre líneas para valores intermedios de la temperatura de diseño T_D ; igualmente para encontrar el factor A.

Para los casos en que el factor A resulte mayor de 0.1, deberá usarse 0.1 para entrar en la gráfica.

- 5) Encontrando el factor B, se determina la presión permisible de acuerdo con la expresión siguiente:

$$P_{perm} = B / (d_o / t) \quad \dots (5.20)$$

Como se menciona antes de la ecuación 5.13, el factor de seguridad aplicado es de 4. Se puede aumentar el valor de la presión permisible, si se toma un factor de 3.

$$P_{perm} = 4 B / 3 (d_o / t) \quad \dots (5.21)$$

Esto es conveniente hacerlo únicamente en el caso de recipientes simples, sujetos a la presión externa de la atmósfera, como los casos "a" y "e" descritos al principio del capítulo.

En otros casos, es conveniente conservar el factor de seguridad original, por las posibilidades significativas de aumento de la presión externa, al ser producida de alguna manera por el proceso.

- 6) Si la presión permisible calculada es ligeramente superior a la la presión externa de diseño, el espesor es correcto. En caso contrario, es necesario suponer otro espesor y repetir el procedimiento.

En el caso específico de tubos, el espesor de pared necesario a presión interna, se determinará de acuerdo a lo establecido en el capítulo 4. Bajo presión externa, el espesor de pared se determina de acuerdo a esta sección (5.1). En ambos casos deberá considerarse el aumento de espesor debido a corrosión, erosión o tubería rosada (ver capítulo 4). Además los espesores resultantes deben ajustarse a valores comerciales, según el tipo de tubo que se utilice; en el Apéndice E, aparecen datos comerciales para tubería de acero y para tubos de intercambiadores de calor.

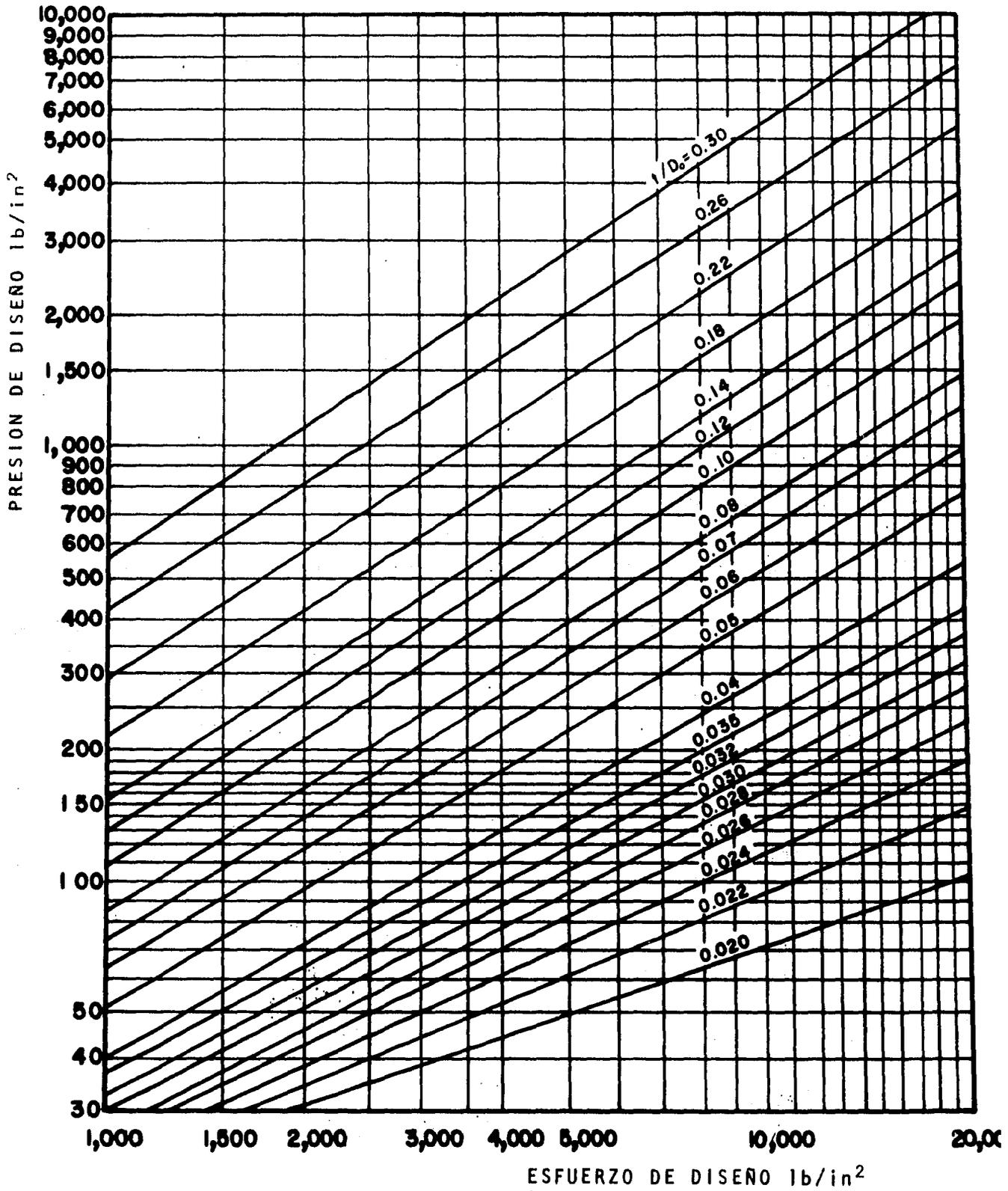


FIG.5.2. GRAFICA PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE TUBOS SUJETOS A PRESION EXTERNA.

5.2 Diseño a presión externa de cabezas torisféricas, elípticas y hemisféricas.

Para seleccionar cabezas en recipientes operando a presión externa, no se pueden fijar límites en las presiones de diseño o en las dimensiones. La selección última se hace en base al espesor de la cabeza y a su costo total, así como a la relación entre el espesor de la cabeza y el espesor del cuerpo.

La práctica actual de diseño consiste en suponer un espesor inicial de la cabeza t_h y con el valor apropiado del radio de abombado r_c , según el tipo de cabeza, calcular la deformación unitaria como:

$$A = 0.125 / (r_c / t_h) \quad \dots (5.22)$$

Con el factor A, se cruza la línea de resistencia según la temperatura de diseño y horizontalmente puede leerse el factor B. Es posible hacer interpolaciones en las líneas de la gráfica, cuando se trate de temperaturas intermedias.

La presión externa máxima permisible será calculada como:

$$P \text{ perm.} = B / (r_c / t_h) \quad \dots (5.23)$$

Cuando el factor A se localice a la izquierda de la línea de temperatura sin tocarla, la presión permisible se calculará como:

$$P \text{ perm.} = 0.0625 E / (r_c / t_h)^2 \quad \dots (5.24)$$

Una vez que se ha calculado la presión permisible, deberá compararse con la presión externa de diseño P_d . Si $P \text{ perm.} < P_d$ será necesario suponer un espesor mayor y repetir el procedimiento hasta que la presión permisible sea ligeramente mayor que la de diseño. $P \text{ perm.} > P_d$.

A continuación se especifica el significado de " r_c " para cada tipo de cabeza, con el fin de obtenerlo en cada caso y aplicar el procedimiento anterior.

a) Cabezas torisféricas o abombadas estándar.

Al igual que en el capítulo anterior, r_c significa para este tipo de cabeza, el radio exterior de abombado o radio exterior de la corona.

b) Cabezas elípticas.

El radio esférico para la elipse, depende de la relación de eje mayor a eje menor, de acuerdo con la figura 4.8e. Este valor es equivalente al radio de la corona usado para tapas torisféricas y se obtiene de los datos de la siguiente tabla.

TABLA 5.1. RELACIONES DIMENSIONALES EN TAPAS ELIPTICAS.

K	r_c/d_o	K	r_c/d_o
1.0	0.50	2.2	0.99
1.2	0.57	2.4	1.08
1.4	0.65	2.6	1.18
1.6	0.73	2.8	1.27
1.8	0.81	3.0	1.36
2.0	0.90		

Para el diseño de tapas elípticas a presión externa, es necesario elegir el valor de K, o si la cabeza ya está dimensionada, calcularlo como la relación de ejes. Una vez que se tiene K, se obtiene de la tabla el valor de r_c/d_o . Con r_c se puede iniciar el procedimiento.

c) Tapas hemisféricas y recipientes esféricos.

Este es el caso más regular de cálculo. Para estas tapas se usa directamente el radio exterior de la esfera, en lugar del radio de abombado " r_c ".

Ejemplo 5.1 Comprobar a presión externa de seguridad de 2.5 lb/in² el acumulador de reflujo de una torre depropanizadora cuyas condiciones de trabajo son las siguientes:

$$d_i = 102 \text{ in.}$$

$$l_s = 23.81 \text{ ft} = 285.72 \text{ in.}$$

$$t_s = 1.25 \text{ in}$$

$$T_{\text{max op}} = 130 \text{ }^\circ\text{F}$$

Tapas elípticas con características:

$$t_h = 1.25 \text{ in.}$$

$$sf = 3.5 \text{ in.}$$

$$K = 2$$

Material de construcción: SA-240 tipo 304

SOLUCION:

Inicialmente se establece la presión externa máxima de diseño. Por tratarse de una revisión, la presión de diseño es fija y su valor es de 2.5 lb/in².

Revisión del cuerpo cilíndrico.

En el caso particular de un recipiente a presión interna, que debe comprobarse a presión externa de seguridad, el espesor inicial será el calculado a presión interna, sin incluir la corrosión. En el caso de recipientes operando a presión externa, no existe ninguna regla para suponer el espesor inicial. Suponiendo entonces:

$$t = 1.25 \text{ in.}$$

$$d_o = d_i + 2t$$

$$d_o = 102 \text{ in.} + 2(1.25) \text{ in.} = 104.5 \text{ in.}$$

debido a que las cabezas son iguales, la longitud total puede obtenerse según la ecuación 5.15 como:

$$l = l_s + 2(h/3) + 2sf$$

La profundidad de la cabeza puede obtenerse a partir de la relación de eje mayor a eje menor:

$$K = d_i/2h = 2$$

$$h = d_i/4$$

$$h = 102/4 = 25.5 \text{ in.}$$

La longitud total será entonces:

$$l = 285.72 + 2/3(25.5) + 2(3.5)$$

$$l = 309.72 \text{ in.}$$

Los parámetros para entrar a la gráfica de presión externa son:

$$l/d_o = 309.72/104.5$$

$$l/d_o = 2.963$$

$$d_o/t = 104.5/1.25$$

$$d_o/t = 83.6$$

Usando la gráfica para presión externa (fig. D1 del Apéndice).

$$A = 0.00058$$

De la fig. D14 del Apéndice y con $T_d = 155^\circ \text{ F}$:

$$B = 6800$$

De acuerdo al tipo de recipiente se puede usar:

$$P \text{ perm.} = 4 B / 3(d_o/t)$$

$$P \text{ perm.} = 4(6800)/3(83.6)$$

$$P \text{ perm.} = 108.45 \text{ lb/in}^2.$$

Puesto que $P_{\text{perm}} > P_d$, el espesor de 1.25 in. es suficiente para presión externa. En caso de operación a presión externa exclusivamente, este resultado se consideraría sobrado y se probaría con un espesor menor.

El espesor nominal será:

$$t_s = 1.25 = 1 \frac{1}{4}''$$

Revisión del espesor de la cabeza.

Puesto que se trata de una cabeza elíptica, r_c puede obtenerse de la tabla 5.1 a través de la relación r_c/d_o .

Para un factor $K = 2$; $r_c/d_o = 0.90$

Usando el espesor obtenido a presión interna:

$$d_o = 104.5 \text{ in.}$$

$$r_c = 0.90(104.5) = 94.05 \text{ in.}$$

$$r_c/t_h = 94.05/1.25 = 75.24 \text{ in.}$$

Calculando el factor A con la ecuación 5.22:

$$A = 0.125/75.24 = 0.00166$$

Usando la gráfica D14 del Apéndice y con $T_d = 155^\circ \text{ F}$; $B = 10400$

La presión permisible se obtiene de la ecuación 5.23.

$$P \text{ perm.} = 10400/75.24$$

$$P \text{ perm.} = 138.22 \text{ lb/in}^2.$$

El espesor nominal de la cabeza por presión externa será:

$$t_h = 1.25 = 1 \frac{1}{4}''$$

Cabezas y transiciones cónicas: $\alpha \leq 60^\circ$; $(d_1/t_e) \geq 10$.

El espesor de tapas y transiciones cónicas, se determina siguiendo el procedimiento para determinar el espesor en cilindros. Aparece la relación (L_e/d_1) que es equivalente a (l/d_0) y la relación (d_1/t_e) que sustituye al parámetro (d_0/t) . La secuencia es idéntica a la descrita en la sección 5.1 y las expresiones para calcular la presión permisible son:

$$P \text{ perm.} = 4B/3(d_1/t_e) \quad \dots (5.25)$$

$$P \text{ perm.} = 2AE/3(d_1/t_e) \quad \dots (5.26)$$

La ecuación 5.26 se utiliza en los casos en que los valores del factor A, caen a la izquierda de la curva de resistencia del material a la temperatura de diseño sin tocarla. Para valores del factor A que caen hacia la derecha, la curva deberá prolongarse horizontalmente hasta permitir la intersección para leer el factor B.

En las ecuaciones anteriores:

d_s . diámetro en el extremo menor del cono. (in.) (fig. 5.3)

d_1 . diámetro en el extremo mayor. (in.) (fig. 5.3)

t . espesor mínimo requerido de la tapa. (in.)

t_e . espesor efectivo de la tapa o transición cónica.

$$t_e = t \cos \alpha \quad \dots (5.27)$$

L . longitud axial del cono. (in.)

L_c . contribución a la longitud total de una cabeza o transición cónica, cuando se considera como un cilindro de diámetro " d_1 ":

$$L_c = L/2 (1 + d_s/d_1) \quad \dots (5.28)$$

Cuando $\alpha > 60^\circ$, la forma cónica tiende al tipo de una cabeza plana donde la presión externa o interna actúa en la misma forma. Por esta razón, el espesor de la tapa se calculará mediante las ecuaciones para cabezas planas definidas en el capítulo anterior y el diámetro que se usará será el diámetro en el extremo mayor del cono.

En el caso especial de un cono excéntrico, aparecen dos valores del ángulo α . El espesor debe calcularse para ambos casos, conservando aquél que resulte mayor.

Ejemplo 5.2.- Se desea obtener el espesor de la transición de una torre operando a vacío. Las condiciones de la torre son:

$$P_d = 15 \text{ lb/in}^2 \text{ (externa).}$$

$$T_d = 600^\circ \text{ F}$$

$$c = 0.125 \text{ in.}$$

Material de construcción: SA-515-70.

Las dimensiones de la torre se especifican en la figura 5.3.

SOLUCION.

Se observa que la sección cónica está dividida por el atiesador en una sección menor y una mayor.

Sección cono cilindro mayor:

Los parámetros que deben evaluarse inicialmente son: (L_e/d_1) y (d_1/t_e) . Para este caso la longitud comprenderá una parte cónica y una parte cilíndrica:

$$L_e = \text{contribución del cono} + \text{longitud cilíndrica.}$$

$$L_e = L/2 (1 + d_s/d_1) + \text{long. cilíndrica}$$

El valor de d_s puede calcularse trigonométricamente:

$$L = (d_1 - d_s)/2 \tan \alpha$$

$$d_s = d_1 - 2L \tan \alpha$$

$$d_s = 174 - 2(25.16)(\tan 30^\circ)$$

$$d_s = 144.95 \text{ in.}$$

$$L_e = 25.16/2 (1 + 144.95/174) + 224.84$$

$$L_e = 247.9 \text{ in.}$$

$$(L_e/d_1) = 247.9/174 = 1.425$$

Suponiendo un espesor de $1/2''$ sin incluir la corrosión:

$$t_e = t \cos \alpha$$

$$t_e = 0.5(\cos 30^\circ) = 0.433 \text{ in.}$$

$$(d_1/t_e) = 174/0.433 = 401.85$$

Usando la gráfica D1 del Apéndice D

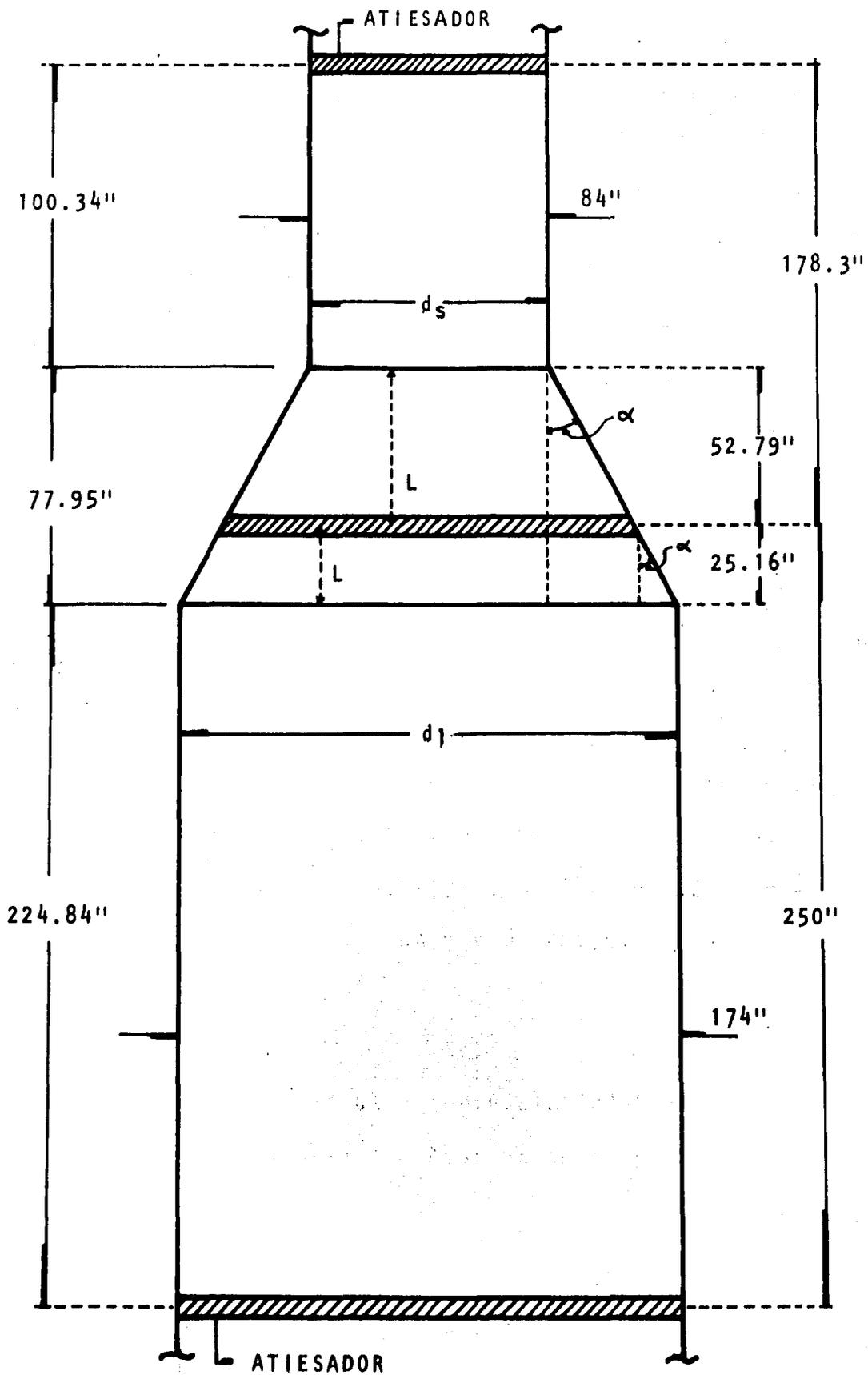


FIG.5.3. DIAGRAMA DE LA TRANSICION CONICA DEL EJEMPLO 5.2.

$$A = 0.000125$$

Este valor del factor A, no cruza la gráfica D3 para 700 °F por lo que se usará la ecuación siguiente para el cálculo de la presión:

$$P \text{ perm.} = 2AE/3(d_1/t_e)$$

Interpolando para 600°F: $E = 2575 \times 10^4 \text{ lb/in}^2$.

$$P \text{ perm.} = 2(0.000125)(2575 \times 10^4)/3(401.85)$$

$$P \text{ perm.} = 5.33 \text{ lb/in}^2.$$

Puesto que $P_{\text{perm.}} < P_d$, con este espesor no resistirá.

Suponiendo un espesor de $3/4''$ sin incluir la corrosión.

$$t_e = 0.75(\cos 30^\circ) = 0.6495 \text{ in.}$$

$$(d_1/t_e) = 174/0.6495 = 267.9$$

$$A = 0.00021$$

Usando la gráfica D3 del Apéndice D.

$$B = 2625$$

$$P \text{ perm.} = 4(2625)/3(267.9) = 13.064 \text{ lb/in}^2.$$

Nuevamente el espesor es insuficiente.

Suponiendo un espesor de $7/8''$ sin incluir la corrosión.

$$t_e = 0.875(\cos 30^\circ) = 0.7577 \text{ in.}$$

$$(d_1/t_e) = 174/0.7577 = 229.64$$

$$A = 0.00027$$

$$B = 3450$$

$$P \text{ perm.} = 4(3450)/3(229.64) = 20.11 \text{ lb/in}^2.$$

Ya que $P_{\text{perm.}} > P_d$, el espesor será suficiente.

Sección como cilindro menor.

$$L_e = L/2 (1 + d_s/d_1) + \text{long. cilíndrica}$$

$$L_e = 52.79/2 (1 + 84/144.95) + 100.34$$

$$L_e = 142.03 \text{ in}$$

$$(L_e/d_1) = 142.03/144.95 = 0.98$$

Suponiendo un espesor de 1/2" sin incluir la corrosión:

$$t_e = 0.5(\cos 30^\circ) = 0.433 \text{ in.}$$

$$(d_1/t_e) = 144.95/0.433 = 334.75$$

$$A = 0.000225$$

Usando la gráfica D3 del Apéndice D.

$$B = 2580$$

$$P \text{ perm.} = 4(2580)/3(334.75) = 10.276 \text{ lb/in}^2.$$

El espesor resulta insuficiente.

Suponiendo un espesor de 5/8" sin incluir la corrosión.

$$t_e = 0.625(\cos 30^\circ) = 0.5412 \text{ in.}$$

$$(d_1/t_e) = 144.95/0.5412 = 267.83$$

$$A = 0.00033$$

$$B = 4200$$

$$P \text{ perm.} = 4(4200)/3(267.83) = 20.9 \text{ lb/in}^2.$$

Como $P_{\text{perm.}} > P_d$ el espesor es suficiente.

La práctica general consiste en elegir el espesor que haya resultado mayor para conformar la transición; esto se hace por razones de resistencia en el cono, aunque implica que el espesor quedará sobrado en las cercanías de la sección como cilindro menor.

Por lo anterior, el espesor a usarse en la transición es:

$$t_c = 7/8" + 1/8" = 1 \text{ in.}$$

5.3. Anillos atiesadores para recipientes a presión externa.

Cuando la longitud del recipiente sujeto a presión externa es muy grande, es conveniente evaluar económicamente la posibilidad de reducir esa longitud o "dividir" el recipiente en varias partes con el uso de anillos atiesadores. Esto no afecta sin embargo, el diseño del recipiente a presión interna, donde la aparición de anillos atiesadores no modifica la resistencia basada en el esfuerzo circunferencial.

Los anillos son perfiles estructurales soldados interior o exteriormente al cuerpo cilíndrico del recipiente, en un plano perpendicular a su eje. El ángulo - que es el perfil comercial más sencillo - no es muy recomendable, porque su deformación produce excentricidades inconvenientes. La viga "I" es difícil de adecuar a la forma del recipiente debido a su rigidez alta. La barra rectangular simple (solera), da resultados satisfactorios y con ella, la construcción es más sencilla que con otro tipo de secciones.

La inclusión de anillos atiesadores en el cuerpo de un recipiente sujeto a presión externa, modifica sustancialmente los cálculos de espesor.

Considerando que cada anillo va a absorber la carga correspondiente a una distancia de $l/2$ a cada lado del anillo, donde " l " es la distancia entre centros de anillos atiesadores adyacentes.

La carga unitaria en el momento de la falla será:

$$w = P \text{ (teórica)}(l) = 24 E I / d^3 \quad \dots (5.29)$$

Despejando " l ", y sustituyendo el valor de la presión como:

$$P = 2 t_y S / d \quad \dots (5.30)$$

$$l = d^2 l t_y S / 12 E \quad \dots (5.31)$$

En esta ecuación t_y es el espesor equivalente de cuerpo cilíndrico y anillos atiesadores actuando juntos.

Sustituyendo el valor del esfuerzo $S = \epsilon E$.

$$l = d^2 l t_y \epsilon / 12 \quad \dots (5.32)$$

Esta ecuación teórica es modificada para su uso, de acuerdo a dos casos descritos a continuación:

1) Si el anillo atiesador se considera actuando de manera independiente al cuerpo del recipiente, el momento de inercia requerido para suplir la disminución de espesor es:

$$I \text{ req.} = d_0^2 l (t + A_s/l) \epsilon / 14 \quad \dots (5.33)$$

El espesor equivalente " t_y ", es igual al espesor del cuerpo cilíndrico mas la relación de área transversal del atiesador y longitud entre atiesadores.

2) Si se va a considerar la contribución del cuerpo cilíndrico al efecto atiesador, el momento de inercia principal de toda la sección que tiene efectos atiesadores, se comparará con:

$$I_{req} = d_o^2 l t_y \epsilon / 10.9 \quad \dots (5.34)$$

En este caso, As incluye además del área del atiesador en sí, una superficie de la pared del cuerpo, generada en una longitud de $1.1 \sqrt{d_o t}$ del cuerpo, simétrica al eje de la sección transversal del atiesador.

El segundo caso, proporciona anillos menos robustos y por ello, es el caso más recomendable ya que toma en cuenta el efecto adicinado de cuerpo y atiesador.

Comúnmente se consideran para "l" dos posibles alternativas, la que sea mayor:

- a) Distancia entre centros de anillos atiesadores.
- b) Distancia del centro del último anillo atiesador a la línea de tangentes más 1/3 de la profundidad de la cabeza.

Una vez que se ha determinado "l", el procedimiento de cálculo para recipientes con anillos de refuerzo, es idéntico al descrito en la sección 5.1.

En un recipiente largo, deberá contemplarse siempre la posibilidad del uso de atiesadores, porque sin ellos, el espesor para resistir la presión externa resultará excesivo.

En un problema específico, el espesor del cuerpo cilíndrico puede disminuirse progresivamente, o bien aumentarse gradualmente el número de atiesadores. De este modo se generan varias combinaciones de espesor del cuerpo- número de atiesadores. Es claro que una de estas alternativas es mas económica tomando en cuenta los costos de material y mano de obra en la construcción.

5.4 Diseño de los atiesadores.

Para empezar, habrá que seleccionar el perfil estructural que se va a utilizar como atiesador y decidir si se tomará en cuenta el efecto atiesador del cuerpo.

Si se considera un perfil rectangular, se inicia su determinación con la suposición de sus dimensiones (largo y ancho), sobre lo cual no existe ninguna base. Es común suponer un ancho igual al espesor definitivo del cuerpo y un largo diez veces mayor; después del primer cálculo, habrá que hacer un ajuste con valores mas adecuados.

A continuación debe obtenerse el momento de inercia requerido I_{req} ó I_{req}' para lo cual deberá calcularse el factor B como:

$$B = P d_0 / (t + A_s/l) \quad \dots (5.35)$$

$$B = (3/4)(P d_0) / (t + A_s/l) \quad \dots (5.36)$$

Conocido B, en la gráfica de resistencia del material, se busca el valor correspondiente del factor A. Es posible interpolar para encontrar valores tanto de A como de E.

Cuando el recipiente y los atiesadores son de materiales diferentes, se usarán las gráficas para cada material y se conservará el factor A que resulte mayor.

Para valores del factor B que caen abajo del límite de las líneas de temperatura de diseño, el factor A podrá calcularse como:

$$A = 2B/E \quad \dots (5.37)$$

Encontrado el factor A, se utilizan las ecuaciones 5.33 ó 5.34 para calcular el momento de inercia requerido.

El siguiente paso incluye la determinación del momento de inercia disponible, según el perfil propuesto como atiesador.

El método para obtener este momento se basa en la determinación de momentos de inercia centroidales para figuras compuestas. Se elige un eje de referencia en base a cualquiera de las figuras que componen el atiesador y se determina el centroide del perfil en base a los centroides y las áreas de las figuras originales. La expresión que sintetiza la determinación del centroide es :

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i (y_i)}{\sum A_i} \quad \dots (5.38)$$

donde y_i representa la distancia del centroide al eje de referencia para cada una de las figuras,

Una vez que se conoce \bar{y} , es necesario encontrar las distancias entre el centroide de la figura compuesta y los centroides de cada figura, tales distancias quedan expresadas como:

$$c_i = \bar{y} - y_i \quad \dots (5.39)$$

Después se calcula el momento de inercia centroidal de cada figura que forma el atiesador, el cual en el caso de figuras rectangulares es:

$$I_{xg} = bh^3/12 \quad \dots (5.40)$$

respecto al eje paralelo a la base.

Finalmente se trasladarán estos momentos centroidales mediante un término que incluye el producto del área de la figura y el cuadrado de la distancia entre ejes centroidales (el de la figura individual y el de la figura compuesta).

$$I = \sum I_{xg_i} + \sum (A_i)(c_i^2) \quad \dots (5.41)$$

Necesariamente el momento de inercia disponible (geométrico) debe ser mayor que el requerido según los factores de resistencia en el sistema. De no ser así, se propondrá un nuevo perfil y se repetirá la comprobación de su resistencia.

Ejemplo 5.3 Determinar por los dos métodos existentes si el atiesador propuesto, es suficiente para un recipiente trabajando a las condiciones descritas abajo:

$$P_d = 15 \text{ lb/in}^2, \text{ vacío total.}$$

$$T_d = \text{ambiente}$$

$$t_s = 3/4''$$

$$d_o = 166 \text{ in.}$$

$$l = 132 \text{ in. (distancia entre centros de atiesadores).}$$

Material de construcción; SA-285-C

El atiesador propuesto se ilustra en la figura 5.4.

SOLUCION.

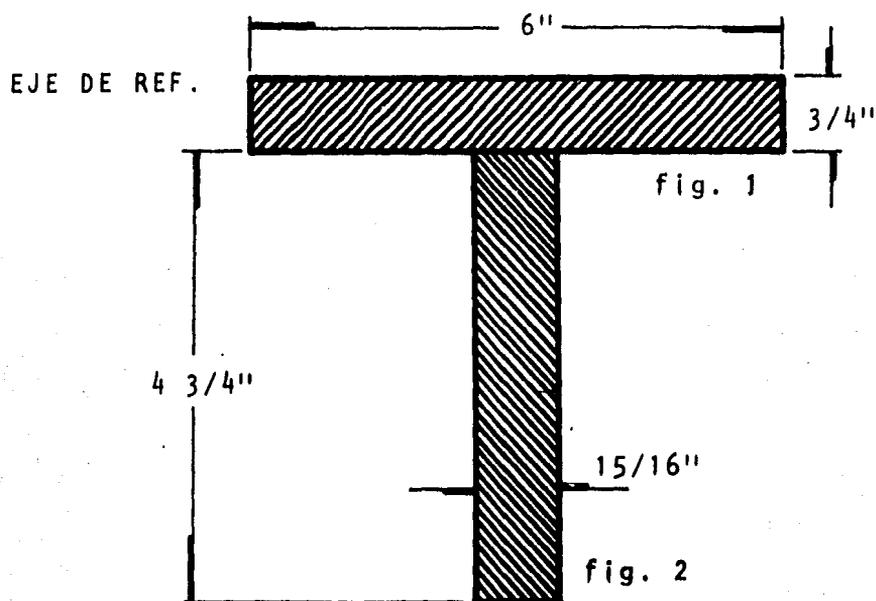


FIG.5.4. CORTE DEL ATIESADOR PROPUESTO CASO 1 EJ. 5.3.

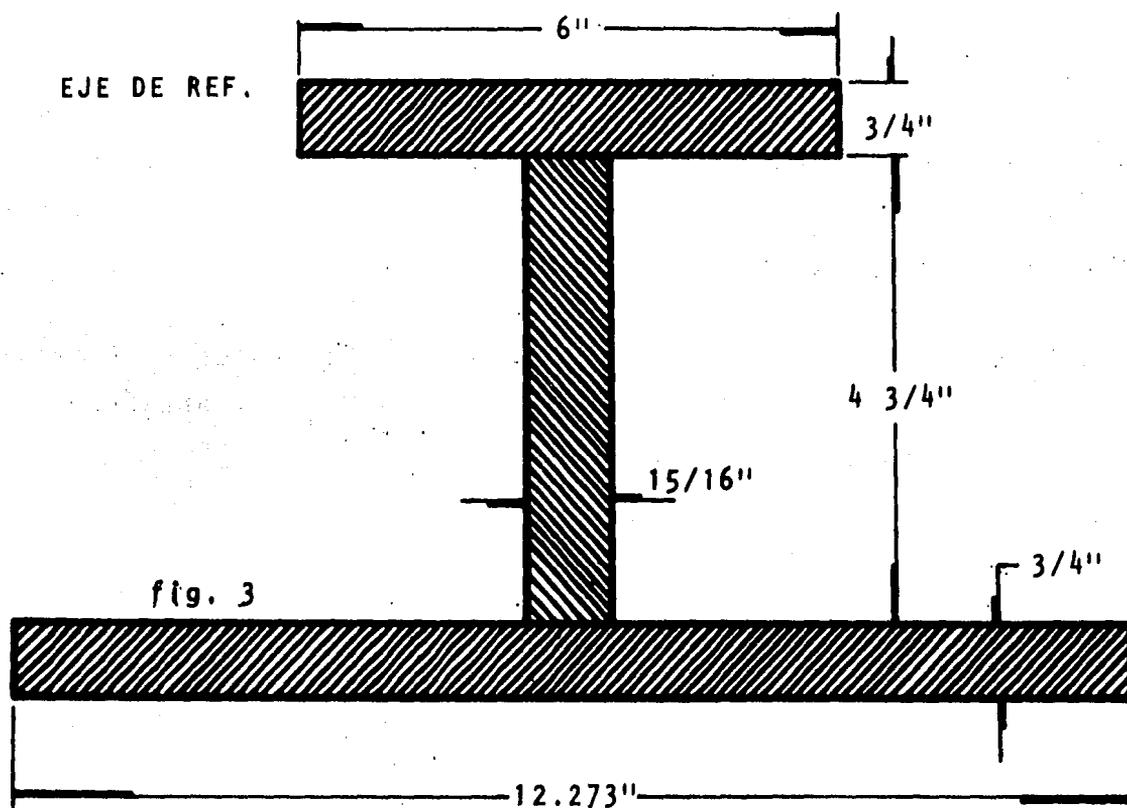


FIG.5.5. CORTE DEL ATIESADOR PROPUESTO CASO 2 EJ. 5.3.

Para encontrar el valor del factor A es necesario el cálculo del factor B. Para ello se usa la ecuación 5.36.

El área del atiesador es:

$$A_s = A_1 + A_2$$

$$A_s = 6(0.75) + 4.75(0.9375)$$

$$A_s = 8.953 \text{ in}^2.$$

$$B = (3/4)15(166) / (0.75 + 8.953/132)$$

$$B = 2283$$

El factor A se calculará como:

$$A = 2B/E$$

$$A = 2(2283)/2900 \times 10^4$$

$$A = 0.000163$$

El momento de inercia requerido será:

$$I_{req.} = 166^2(132)(0.75 + 8.953/132)(0.000163)/14$$

$$I_{req.} = 34 \text{ in}^4.$$

El momento de inercia disponible sin tomar en cuenta el efecto atiesador del cuerpo cilíndrico, se calcula geoméricamente como:

$$A_1 = 6(0.75) = 4.5 \text{ in}^2.$$

$$A_2 = 4.75(0.9375) = 4.453 \text{ in}^2.$$

Las distancias de los centroides de cada área al eje de referencia son:

$$y_1 = 0.75/2 = 0.375 \text{ in.}$$

$$y_2 = 4.75/2 + 0.75 = 3.125 \text{ in.}$$

El centroide de la figura compuesta será:

$$\bar{y} = \frac{4.5(0.375) + 4.453(3.125)}{4.5 + 4.453}$$

$$\bar{y} = 1.7427 \text{ in.}$$

La distancia del centroide de la figura compuesta al centroide de cada una de las figuras que la componen es:

$$c_1 = 1.7427 - 0.375 = 1.3677 \text{ in.}$$

$$c_2 = 1.7427 - 3.125 = -1.3823 \text{ in.}$$

$$A_1 \times c_1^2 = 4,5(1,3677)^2 = 8,4177 \text{ in}^4.$$

$$A_2 \times c_2^2 = 4,453(1,3823)^2 = 8,5085 \text{ in}^4.$$

El momento de inercia de un rectángulo respecto a un eje centroidal que es paralelo a su base, en cada una de las figuras será:

para la figura 1:

$$I_{xg} = 6(0,75)^3/12 = 0,2109 \text{ in}^4.$$

para la figura 2:

$$I_{xg} = 0,9375(4,75)^3/12 = 8,3728 \text{ in}^4.$$

El momento de inercia disponible del atiesador, será la suma de los momentos de inercia principales y de los términos de translación de ejes.

$$I = 0,2109 + 8,3728 + 8,4177 + 8,5085$$

$$I = 25,5 \text{ in}^4.$$

$I_{req} < I$, por lo tanto el atiesador propuesto no es suficiente. Para ajustar el anillo atiesador con esta misma opción, es necesario aumentar su tamaño y volver a comprobar su momento de inercia,

b) Tomando en cuenta la contribución del cuerpo al efecto atiesador.

La longitud del cuerpo que contribuye al efecto atiesador es:

$$1,1 \sqrt{d_o t} = 1,1 \sqrt{166(0,75)} = 12,273 \text{ in.}$$

La figura 5.5 ilustra la nueva condición del atiesador al tomar en cuenta la contribución del cuerpo.

El área adicional es:

$$A_3 = 12,273(0,75) = 9,2047$$

$$A_5 = 4,5 + 4,453 + 9,2047 = 18,158 \text{ in}^2.$$

$$B = 3/4(15)(166)/(0,75 + 18,158/132) = 2805,5$$

Usando la gráfica D4 del Apéndice D.

$$A = 0,0002$$

El momento de inercia requerido por el atiesador es:

$$I_{req} = 166^2(132)(0,75 + 18,158/132)(0,0002)/10,9$$

$$I_{req} = 59,23 \text{ in}^4.$$

En seguida será necesario calcular, el momento de inercia que proporciona el conjunto atiesador- cuerpo cilíndrico.

$$y_3 = 0,75 + 4,75 + 0,75/2 = 5,875 \text{ in.}$$

El centroide de la figura compuesta es:

$$\bar{y} = \frac{4,5(0,375) + 4,453(3,125) + 9,2047(5,875)}{4,5 + 4,453 + 9,2047}$$

$$\bar{y} = 3,8375 \text{ in.}$$

Las distancias del centroide de la figura compuesta a cada uno de los centroides de las figuras originales:

$$c_1 = 3,8375 - 0,375 = 3,4625 \text{ in.}$$

$$c_2 = 3,8375 - 3,125 = 0,7125 \text{ in.}$$

$$c_3 = 3,8375 - 5,875 = -2,0375 \text{ in.}$$

Los términos correspondientes a la translación de ejes:

$$A_1 \times c_1^2 = 4,5(3,4625)^2 = 53,95 \text{ in}^4.$$

$$A_2 \times c_2^2 = 4,453(0,7125)^2 = 2,2603 \text{ in}^4.$$

$$A_3 \times c_3^2 = 9,2047(2,0375)^2 = 38,2123 \text{ in}^4.$$

El momento de inercia principal de la figura agregada es:

$$I_{xg} = 12,273(0,75)^3/12 = 0,4313 \text{ in}^4.$$

La suma de momentos principales y términos de traslado es:

$$I' = 0,2109 + 8,3728 + 0,4313 + 53,95 + 2,2603 + 38,2123$$

$$I' = 103,4377 \text{ in}^4.$$

$I' > I_{req}$, por lo que el atiesador es suficiente. Debe hacerse notar que el segundo caso es mas favorable para el diseño proporcionando anillos de menor tamaño y peso.

NOMENCLATURA

- A Factor equivalente a la deformación unitaria en el diseño de envolventes cilíndricos y esféricos. (ad.)
- A_s Area total de la sección que tiene efectos atiesados. (in²).
- B Factor auxiliar que es proporcional al esfuerzo de trabajo del material. (lb/in²).
- d_i Diámetro interior. (in.)
- d_o Diámetro exterior. (in.)
- E Módulo de elasticidad. (lb/in²)
- h Profundidad de la cabeza. (in.)
- I Momento de inercia. (in⁴)
- K Relación de eje mayor a eje menor en una elipse. (ad.)
- K Constante auxiliar que depende del módulo de poisson. (ad.)
- P Presión. (lb/in²)
- r_c Radio de abombado equivalente para los diferentes tipos de cabezas. (in.)
- S_x Esfuerzo longitudinal. (lb/in²)
- t Espesor mínimo requerido sin incluir la tolerancia por corrosión. (in.)
- t_e Espesor efectivo del cono o de la transición cónica (in.)
- t_h Espesor mínimo requerido en la cabeza, sin incluir la tolerancia por corrosión. (in.)
- w Carga absorbida por el atiesador (lb/in).
- μ Módulo de poisson. (ad.).
- ϵ Deformación unitaria. (ad.).

PROBLEMAS PROPUESTOS

5.1 Diseñar a presión externa cada una de las secciones de una torre debutanizadora y comprobar los espesores a presión externa de seguridad. Las condiciones de operación y dimensiones, se especifican a continuación:

	P max op (psig)	Tmax op (°F)
Rectificación	190	138
Alimentación	195	157
Agotamiento	197	320
Material de construcción:	SA- 515- 70	
d _i rectificación	8 ft	d _i agotamiento 9.5 ft
long. rect.	49.6 ft*	long. agot. 51.8 ft*
long. transición	4.6 ft	
Corrosión	0.1181 in	
Eficiencia	0.85	

* Las distancias están tomadas entre soldaduras.

5.2 Un tanque acumulador de reflujo para la torre debutanizadora deberá diseñarse por presión interna, comprobando los espesores correspondientes a presión externa de seguridad. Las condiciones de operación y dimensiones son las siguientes:

Pop = 175 psig	Top = 110 °F
d _i = 9 ft	l _s = 26.5 ft
c = 0.1181 in	E = 0.85
Material de construcción:	SA- 285- C

5.3 Los tubos de un intercambiador son de 3/4" de diámetro exterior y longitud de 20 ft. Calcular su espesor por presión externa si el fluido que circula por dentro de ellos va a 50 psig y el que circula por fuera a 25 psig. Los tubos están -
construídos de la aleación cobre-níquel SB- 111. El espesor adicional por corrosión es de 0.038 in y la temperatura máxima de operación es de 370 °F.

5.4 Comprobar a vacío total el recipiente del problema 4.5.

CAPITULO 6

DISEÑO DE RECIPIENTES VERTICALES ALTOS

Anteriormente los efectos externos sobre los recipientes verticales altos se resolvían mediante tirantes con tensores que absorbían dichos esfuerzos. Esto producía un problema de espacio y además la solución no era del todo económica y práctica.

En la actualidad esa solución ha sido virtualmente olvidada y en su lugar ha entrado una revisión general del recipiente tanto a compresión como a tensión a lo largo de su altura.

Los esfuerzos típicos que se encuentran al realizar dicha revisión son esencialmente debidos a:

- a) Peso propio (cuerpo y accesorios concéntricos) carga completa.
- b) Cargas excéntricas (irregularmente distribuidas)
- c) Viento
- d) Sismo
- e) Presión interna y externa (vacío)

6.1 Esfuerzo a presión interna y externa.

De las ecuaciones derivadas anteriormente, se deduce el esfuerzo asociado a presión interna o externa.

$$S_a = \frac{P d}{4(t_s - c) E} \quad \dots (6.1)$$

que es un esfuerzo axial a tensión máxima.

Para la evaluación del esfuerzo circunferencial a tensión máxima podemos recurrir a la siguiente expresión:

$$S_a = \frac{P d}{2(t_s - c) E} \quad \dots (6.2)$$

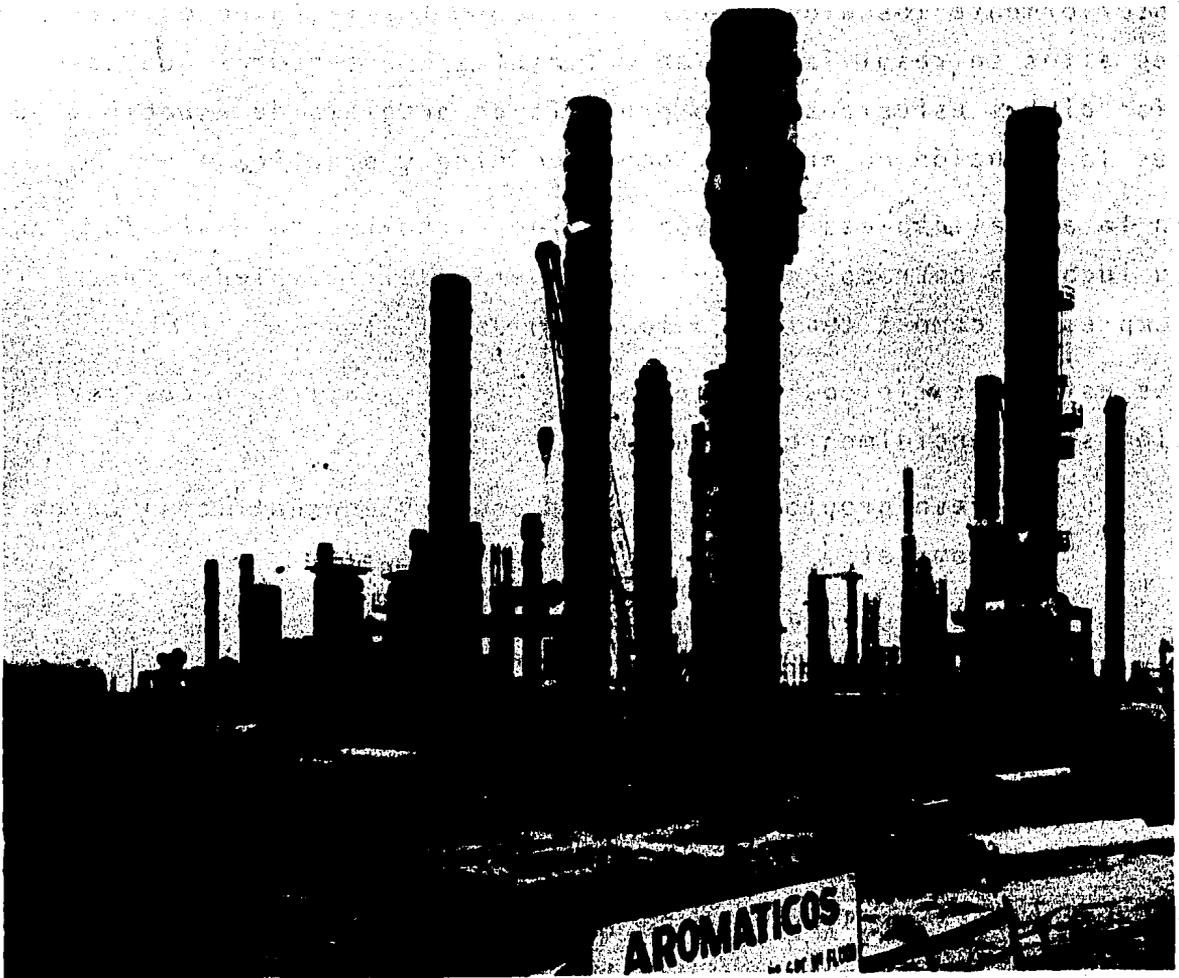


FIG.6.1. TORRES DE DESTILACION DE AROMATICOS.

6.2 Esfuerzo de compresión causado por la carga completa.

La carga total actuando sobre el recipiente es determinada por el peso y localización de todos los accesorios exteriores e interiores tales como platos, plataformas, condensadores, tapas, cabezales, etc.

Inicialmente se consideran los esfuerzos a compresión verticales producidos por cargas concéntricas, es decir, cuando el centro de gravedad de los objetos que forman la carga está sobre el eje central del recipiente; después se tomará en cuenta la suma de momentos producidos por la carga excéntrica.

Los esfuerzos causados por cargas totales se consideran en tres grupos:

- 1) Esfuerzo inducido por el peso propio del recipiente (cáscara ó coraza) y por el peso del aislante.
- 2) Esfuerzo producido por el peso de líquido en el recipiente.
- 3) Esfuerzo producido por el equipo adicional y accesorios.

Grupo 1.

A cierta distancia "X" de la parte superior del recipiente, considerando un espesor de pared constante, el peso de la cáscara está dado por:

$$W_s = \frac{\pi \{ (d_o)^2 - (d_i)^2 \} \rho_s X}{4} \quad \dots (6.3)$$

y para el aislante:

$$W_a = \pi d_a t_a \rho_a X \quad \dots (6.4)$$

Puesto que el esfuerzo de compresión es una fuerza por unidad de área y sin tomar en cuenta el espesor adicional por corrosión se establece que el esfuerzo total por peso de la cáscara es:

$$S_{TC} = \frac{(\pi/4) \{ (d_o)^2 - (d_i)^2 \} \rho_s X}{(\pi/4) \{ (d_o)^2 - (d_i)^2 \} 144} = \frac{\rho_s X}{144} \quad \dots (6.5)$$

Si el material de construcción es acero, $\rho_s = 490 \text{ lb/ft}^3$, la ex - presión resultante queda en función de "X".

$$S_{TC} = 3.4 X \quad \dots (6.6)$$

El esfuerzo total por peso del aislante será:

$$S_{Ta} = \frac{\pi d_a t_a \rho_a X}{\pi 144 d_m (t_s - c)} \quad \dots (6.7)$$

si $d_a \approx d_o$ se obtiene:

$$S_{Ta} = \frac{\rho_a t_a X}{144 (t_s - c)} \quad \dots (6.8)$$

Grupo 2.

Esfuerzo total inducido por el líquido soportado:

$$S_{TLS} = \frac{\Sigma(\text{peso del líquido})}{\pi 12 d_m (t_s - c)} \quad \dots (6.9)$$

Grupo 3.

Esfuerzo total inducido por accesorios tales como platos, condensadores y cabezales superiores, plataformas y escaleras.

$$S_{Tacc} = \frac{\Sigma(\text{peso de accesorios})}{\pi 12 d_m (t_s - c)} \quad \dots (6.10)$$

Cuando se usa acero, el peso de las plataformas puede estimarse en 35 lb/ft² de área, el peso de las escaleras de mano puede considerarse como 25 lb/ft lineal para escaleras de jaula y 10 lb/ft lineal para escaleras sencillas. Los platos en columnas de destilación incluyendo el líquido retenido en los mismos, tienen un peso estimado de 25 lb/ft² de área de plato.

El esfuerzo total por carga total S_{TCT} actuando a lo largo del eje longitudinal de la coraza, se define como la sumatoria de los esfuerzos totales de las diferentes cargas, o sea:

$$S_{TCT} = S_{TC} + S_{Ta} + S_{TLS} + S_{Tacc} \quad \dots (6.11)$$

Si el recipiente no contiene aditamentos internos (soportes para platos) pero está provisto del aislante de la cáscara, las cabezas y aditamentos menores tales como registros de inspección y

boquillas; la carga adicional puede estimarse en un 18% del peso de la cáscara de acero, esto significa que:

$$S_{TCT} = 1.18 (3.4 X) = 4 X \quad \dots (6.12)$$

6.3 Efecto del viento.

El encuentro del viento con una forma sólida, produce un choque en el que éste, transmite cierta carga al objeto. Esta carga, que se relaciona directamente con la velocidad del viento y su dirección, se considera uniforme y distribuída a lo largo de toda la altura del recipiente, aunque en realidad se observe notablemente disminuída cerca de la base de los recipientes soportados en el piso.

La carga de viento, produce un esfuerzo a tensión de un lado y a compresión en el otro. La variación de la velocidad se toma en cuenta en un factor de flujo denominado α , que complementa la relación entre la carga de viento y su velocidad.

$$\frac{P_w}{\rho_w} = \frac{(V_w)^2 F_f}{2 \alpha g_c} \quad \dots (6.13)$$

Para la expresión anterior α tendrá un valor de 0.632; P_w es la presión del viento sobre una superficie plana; ρ_w y V_w es la densidad y velocidad del viento respectivamente; F_f es un factor de forma y g_c es la constante de aceleración de la gravedad.

Con el fin de obtener P_w (lb/ft²), los parámetros anteriores se han relacionado de diversas maneras, algunas de las cuáles se exponen a continuación:

$$P_w = 0.004 (B/30) (V_w)^2 F_f \quad \dots (6.14)$$

ésta expresión puede usarse cuando la presión barométrica B, se encuentre en pulgadas de mercurio y V_w en mi/hr.

Si la variación es exponencial y si se considera un valor para la densidad del aire de 0.0753 lb/ft³ a 68 °F tendremos:

$$P_w = \frac{0.0753 (V_w)^2 F_f}{0.632 (64.4)} = 0.00185 (V_w)^2 F_f \quad \dots (6.15)$$

y si V_w se expresa en km/hr será posible usar:

$$P_w = 0.001545 (V_w)^2 F_f \quad \dots (6.16)$$

El factor de forma F_f , intenta ser una medida de la energía que por empuje del aire absorbe un cilindro liso y se ha establecido como el 60% para éste caso, en relación con la que absorbe una superficie normal plana. Las proyecciones de áreas de equipo auxiliar en una torre por ejemplo, causarán turbulencia, de manera que elegir un F_f basándose en la consideración de cilindros lisos puede ser discutible. Comunmente, los valores que se emplean para F_f están entre 60 y 85%, dependiendo de la cantidad y forma de las proyecciones sobre el recipiente. Para chimeneas y torres circulares limpias se recomienda un F_f de 0.6; para construcciones rectangulares y estructuras se considera que F_f es igual a 1.

Si un valor de 0.6 es usado para F_f , tendremos:

$$P_w = 0.0025 (V_w)^2 \quad \dots (6.17)$$

para una presión barométrica de 30 pulgadas de mercurio y V_w en mi/hr. Si V_w se expresa en km/hr, podremos usar:

$$P_w = 0.000927 (V_w)^2 \quad \dots (6.18)$$

En realidad V_w es una velocidad promedio y depende de la localidad donde se ponga en operación el recipiente.

La presión del viento actúa sobre el área de la columna y para compensar la turbulencia causada por las proyecciones es apropiado emplear el diámetro efectivo (d_{ef}), del recipiente y el equipo relacionado. Este diámetro, es el diámetro del recipiente más dos veces el espesor del aislante más una concesión por el área que sobresale de tubería y el equipo adherido. Para estructuras, armaduras o armazones abiertas, el área efectiva es tomada como dos veces el área que sobresale, considerando una concesión de 17" por escaleras de jaula.

Una vez que se ha tomado encuentra la presión producida a la velocidad promedio, puede procederse a la determinación del momento ocasionado por el viento a cualquier distancia "X" de la parte superior del recipiente; tratando a éste, como una viga en voladizo con carga uniformemente distribuída.

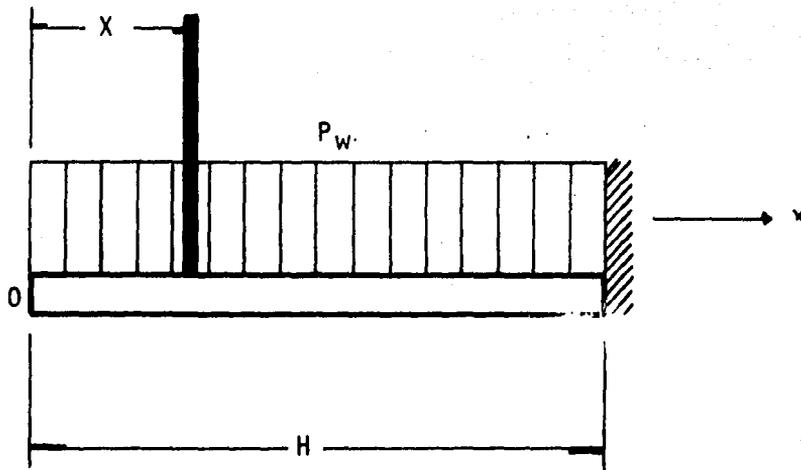


FIG.6.2. CARGA DE VIENTO ACTUANDO EN UN RECIPIENTE VERTICAL ALTO REPRESENTADA COMO UNA VIGA EN VOLADIZO CON CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA.

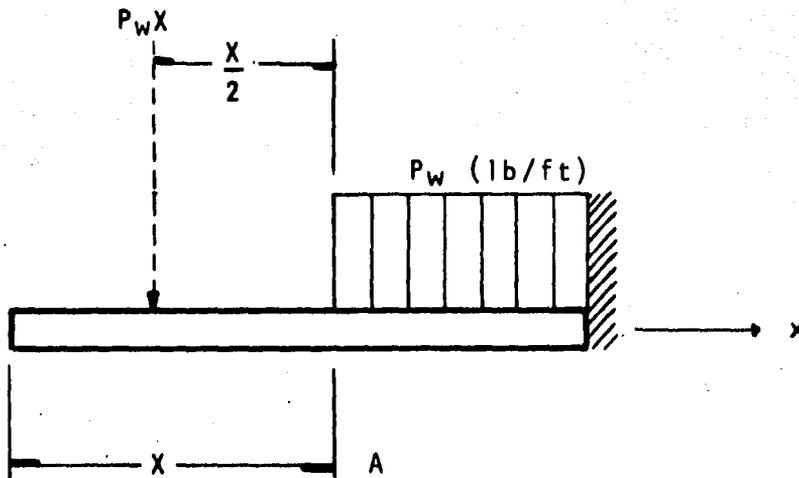


FIG.6.3. RESULTANTE DE LA CARGA DE VIENTO EN UNA SECCION BAJO EL TOPE DEL RECIPIENTE SIMULADO COMO UNA VIGA.

Con ayuda de las figuras 6.2 y 6.3 es posible determinar una fuerza cortante que se expresa como:

$$F = P_w X \quad \dots (6.19)$$

Para la misma sección donde actúa "F", el momento está dado por:

$$M = P_w X (X/2) \quad \dots (6.20)$$

En la parte superior del recipiente cuando $X = 0$ el momento será nulo; pero cuando $X = H$, es decir en el apoyo, el valor del momento introduciendo a la vez el diámetro efectivo está expresado por la siguiente ecuación:

$$M_{VX} = \frac{P_w X^2 (d_{ef})}{2} \quad \dots (6.21)$$

El correspondiente esfuerzo por viento a la distancia "X", desde la parte superior del recipiente es:

$$S_{VX} = \frac{P_w X^2 r_o (d_{ef})}{\pi 12 (r_m)^3 (t_s - c)} \quad \dots (6.22)$$

Si $r_m \approx r_o$ y $d_o/2 \approx r_m$ entonces:

$$S_{VX} = \frac{2 P_w X^2 (d_{ef})}{\pi (d_o)^2 (t_s - c)} \quad \dots (6.23)$$

Para torres sin aislante no aparece "deff", por lo tanto, la ecuación que establece el esfuerzo es:

$$S_{VX} = \frac{2 P_w X^2}{\pi d_o (t_s - c)} \quad \dots (6.24)$$

6.4 Esfuerzo producido por carga sísmica.

La ocurrencia de un sismo, produce en recipientes verticales altos un movimiento que se traduce en una carga adicional ó bien, en un esfuerzo. El análisis de este efecto se basa esencialmente en relaciones empíricas que toman en cuenta las cargas vibratorias.

Cuando un recipiente autosoportado súbitamente se sujeta a un movimiento de la base, la inercia del cuerpo produce un retraso en

el movimiento del mismo, que al momento de la recuperación produce un movimiento armónico.

Este movimiento armónico, ocasiona esfuerzos alternos de tensión y compresión en cada uno de los lados del recipiente, separados por un plano vertical y perpendicular al plano de vibración.

Considerando la figura 6.4 se observa que si una torre está sujeta a un movimiento vibracional, la velocidad máxima y por consiguiente la máxima energía cinética ocurre para un desplazamiento igual a cero. Cuando el desplazamiento de la torre se aproxima al máximo, la energía cinética se aproxima a cero y por lo tanto la energía elástica de estiramiento se aproxima a un máximo. La máxima energía cinética debe igualar la máxima energía de estiramiento, si la energía en el sistema se considera constante. Esta situación de igualdad envuelve la evaluación de la energía cinética debido a la vibración armónica.

La ecuación resultante nos da el período de vibración "T" para un recipiente cilíndrico vertical alto, construido de acero.

$$T = 2.65 \times 10^{-5} (H/d)^2 \sqrt{wd/t} \quad \dots (6.25)$$

T, período de vibración. (segundos)

d, diámetro del recipiente. (ft)

w, peso del recipiente lb/ft de altura.

H, altura total del recipiente incluyendo el faldón. (ft)

t, espesor de placa del recipiente. (in)

La carga total que actúa sobre el recipiente es función de su peso total, alterado por un coeficiente sísmico "C". Este coeficiente es una variable dependiente de la clasificación de la localidad desde el punto de vista sísmico y del período de vibración del cuerpo sujeto a ésta carga.

El coeficiente significa la aproximación horizontal de la aceleración en términos de fracciones de "g", la aceleración debida a la gravedad.

De la relación de Newton se obtiene:

$$P = (a/g) W = CW \quad \dots (6.26)$$

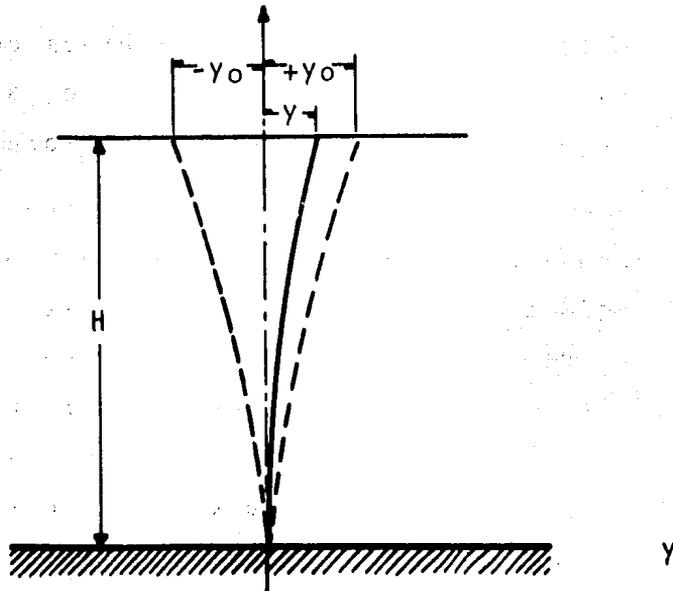


FIG.6.4. EFECTO DE VIBRACION EN UNA TORRE VERTICAL.

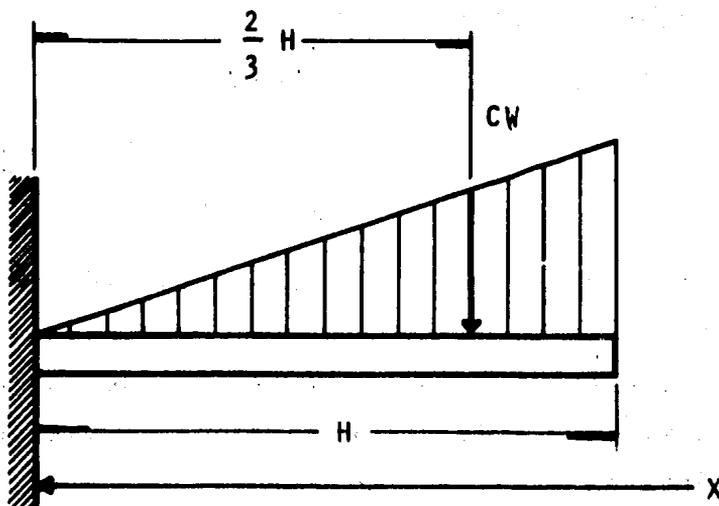


FIG.6.5. RECIPIENTE VERTICAL ALTO SOMETIDO A CARGA DE SISMO Y CONSIDERADO COMO UNA VIGA EMPOTRADA CON CARGA UNIFORMEMENTE CRECIENTE.

Por lo tanto el período y la zona sísmica nos conduce a un valor del coeficiente según la siguiente tabla.

Zona	Coef.	PERIODO		
		T < 0.4 seg	0.4 a 1 seg	T > 1 seg
1	C	0.05	0.02/T	0.02
2	C	0.10	0.04/T	0.04
3	C	0.20	0.08/T	0.08

Los coeficientes recomendados en ésta tabla, rebasan en un porcentaje considerable los determinados por disposiciones y normas gubernamentales que son superiores a 0.15 para el caso de estructuras rígidas y zona sísmica 3.

Los recipientes que tienen un período de 1 seg. o más, se consideran más flexibles y por lo tanto poseen una capacidad mayor para absorber las fuerzas sísmicas.

Las fuerzas sísmicas actúan para producir un corte horizontal en un recipiente vertical no sujetado. Esta fuerza cortante que se expresa como $P = CW$ produce un momento encima de la base. Según la distribución de la carga por unidad de longitud, actúa a $2/3$ de la altura sobre el nivel del piso y para su tratamiento desde el punto de vista de resistencia, se hace la semejanza del comportamiento del recipiente con una viga empotrada con carga uniformemente creciente. El objeto es definir la ecuación del momento a lo largo del recipiente. (fig. 6.5).

La fuerza cortante en cualquier plano horizontal en el recipiente, "X" ft. abajo de la parte superior, se expresa como:

$$F_x = \frac{CW (2H-X) X}{H^2} \quad \dots (6.27)$$

El momento (que tiende a curvar el recipiente en sentido inverso al efecto que ejerce la fuerza sísmica cortante) en el plano "X", resultado de las fuerzas cortantes encima del plano es:

$$M_{sx} = \frac{4 CW (3H-X) X^2}{H^2} \quad \dots (6.28)$$

a cualquier distancia "X" de la parte superior del recipiente y para la cuál el correspondiente esfuerzo de curvatura puede ser determinado por:

$$S_{sx} = \frac{M_{sx}}{\pi r^2 (t_s - c)} \quad \dots (6.29)$$

El máximo cortante y momento de curvatura está localizado en la base del recipiente y puede ser obtenido cuando $X = H$. sustituyendo en la ecuación 6.28, esto nos conducirá nuevamente a $P = CW$. Por lo tanto ésta será la fuerza cortante máxima y el momento de curvatura en la base del faldón del recipiente será:

$$M_{sb} = \frac{2 CW H (12 \text{ in/ft})}{3} = 8 CW H \quad \dots (6.30)$$

El esfuerzo de curvatura en la base del faldón del recipiente es:

$$S_{sb} = \frac{8 CW H}{\pi r^2 (t_s - c)} \quad \dots (6.31)$$

donde "r" el radio del recipiente y "t_s" el espesor del faldón, están en pulgadas.

6.5 Esfuerzo por carga excéntrica.

Aunque en general es recomendable no cargar sobre los recipientes equipos ó accesorios, en ocasiones el hacerlo constituye la alternativa más económica.

Cuando el centro de gravedad de los objetos que constituyen la carga se encuentra sobre el eje del recipiente, ésta, se considera dentro del peso propio. Si el centro de gravedad de los objetos se encuentra desplazado del eje del recipiente, se produce un momento y consecuentemente un esfuerzo en las paredes a tensión ó compresión según la localización de la carga.

Accesorios tales como escaleras pequeñas, tuberías y entradas de hombre pueden ser usualmente ignoradas, pero el momento total combinado que producen los equipos colocados en la parte superior, como cabezales y condensadores, puede ser importante.

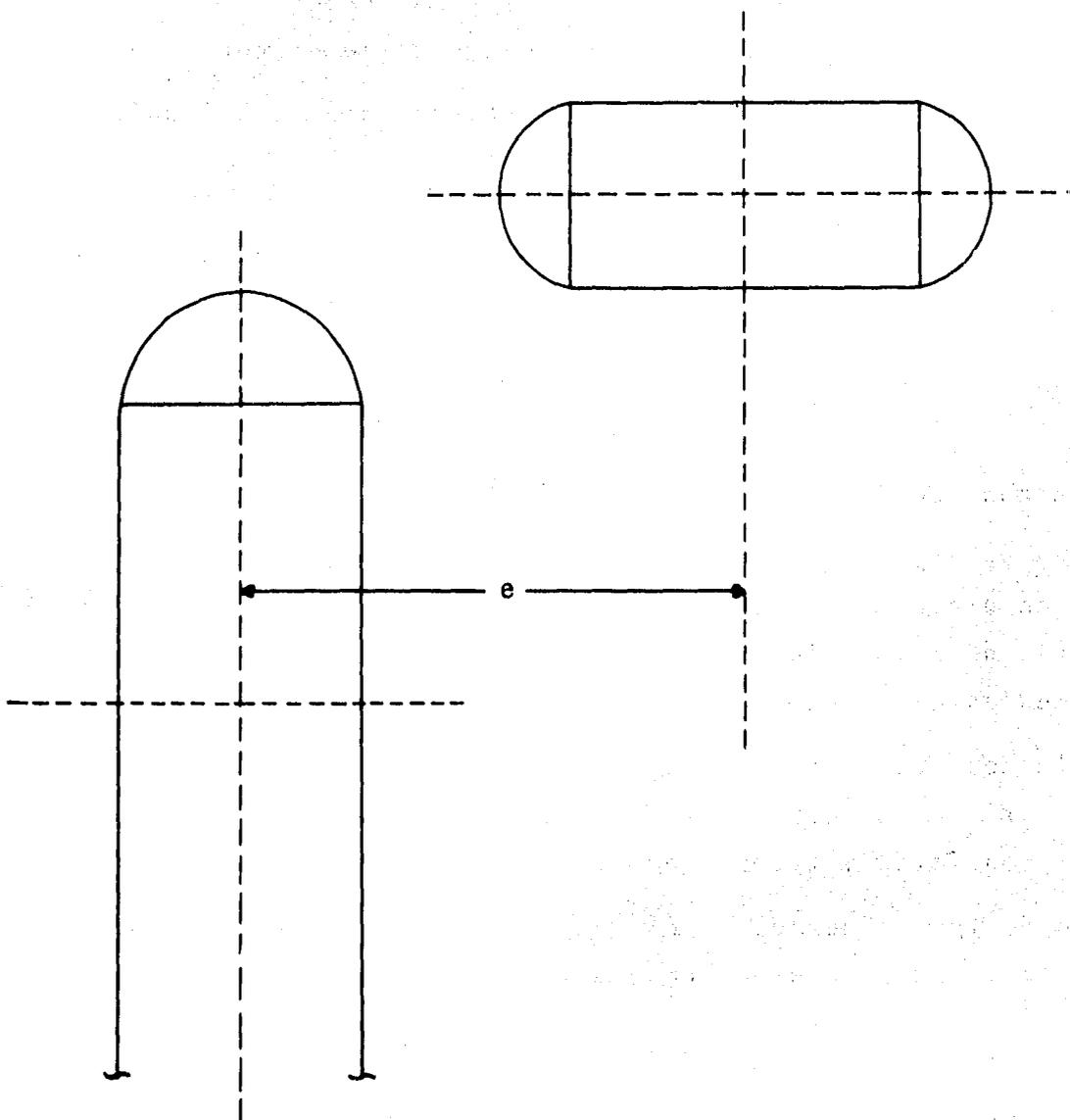


FIG.6.6. DISPOSICION DE CARGA EXCENTRICA EN UN SISTEMA DE TORRE Y TANQUE ACUMULADOR.

La excentricidad "e" se define como la distancia del eje de la columna al centro de reacción y se calcula como:

$$e = \frac{\Sigma M_e}{\Sigma W_e} \quad \dots (6.32)$$

donde el numerador representa la suma de momentos de cargas excéntricas y el denominador la suma de cargas excéntricas.

Las cargas excéntricas producen un momento de curvatura igual a:

$$M_{ce} = \Sigma M_e (e) \quad \dots (6.33)$$

y el esfuerzo adicional en el plano "X" causado por este momento es:

$$S_e = \frac{\Sigma W_e (e)}{\pi r^2 (t_s - c)} \quad \dots (6.34)$$

6.6 Esfuerzos combinados en el cuerpo cilíndrico.

En el caso de los recipientes verticales altos, los esfuerzos son aditivos en algunos puntos específicos sobre el cuerpo cilíndrico; el criterio de estabilidad del recipiente puede obtenerse en tales puntos, mediante una combinación de esfuerzos.

Durante la construcción y posterior uso del recipiente, el esfuerzo total varía de acuerdo a las fuerzas que actúan sobre él en cualquier condición y tiempo dados.

El estado de los esfuerzos en el recipiente puede caracterizarse según los casos que se establecen a continuación:

Caso 1.- Recipiente bajo instalación.

- a) Erecto y vacío.- Únicamente se tiene el cilindro cerrado en sus extremos y colocado en su lugar definitivo.
- b) Recipiente con accesorios.- Se tiene además del tanque, el equipo auxiliar, empaque o platos. No se coloca aún el aislante.

Caso 2.- Recipiente completo.

Se tiene el recipiente con sus accesorios, partes interiores y exteriores pero aún no ha sido usado.

Caso 3.- Recipiente bajo condiciones de ensayo.

- a) Prueba hidrostática.- Además del recipiente y todas sus partes, se tiene la carga debida a la presión interna de prueba.
- b) Prueba de aire.- Las cargas que se deben tomar en cuenta son las mismas que en el caso anterior.

Caso 4.- Recipiente en operación.

En esta condición se considera el efecto del viento o sismo, lo que sea crítico, de acuerdo a las características del lugar donde operará el recipiente.

La combinación de esfuerzos se inicia generalmente en la parte superior del recipiente, donde el espesor del cascarón es controlado por el esfuerzo por presión interna o externa. Conforme se avanza hacia la base, va aumentando la influencia de los esfuerzos por viento y por sismo, haciéndose necesario en la mayoría de los casos, aumentar el espesor para resistir estas cargas adicionales.

A continuación se dan algunos casos de combinaciones de esfuerzos y una posible secuencia para el ataque de un problema completo de diseño.

Máximo esfuerzo a tensión en el punto "X".

Para un recipiente no aislado, bajo presión interna y en ausencia de carga excéntrica, el esfuerzo puede obtenerse como:

$$S_{Tmax} = (S_{VX} \text{ ó } S_{SX}) + S_a - STCT \quad \dots (6.35)$$

para presión externa, la expresión se modifica:

$$S_{Tmax} = (S_{VX} \text{ ó } S_{SX}) - S_a - STCT \quad \dots (6.36)$$

Máximo esfuerzo a compresión en el punto "X".

Para un recipiente que se encuentre en las mismas condiciones que las del caso anterior, el esfuerzo a compresión estará dado por:

$$S_{Cmax} = (S_{VX} \text{ ó } S_{SX}) - S_a + STCT \quad \dots (6.37)$$

para presión externa la expresión es:

$$S_{Cmax} = (S_{VX} \text{ ó } S_{SX}) + S_a + STCT \quad \dots (6.38)$$

En las cuatro expresiones anteriores, el término (S_{VX} ó S_{SX}) representa el uso alternativo del esfuerzo producido por la carga de viento o la de sismo, según se explica antes. Si a manera de ejemplo tomamos la carga de viento como significativa, la ecuación del esfuerzo máximo a tensión bajo presión interna (6.35) tomaría la forma siguiente:

$$S_{Tmax} = S_{VX} + S_a - STCT \quad \dots (6.39)$$

Si el recipiente va a operar en una zona sísmica crítica, la selección deberá basarse en una combinación de esfuerzos por presión interna o externa y por sismo. Esto se debe a que el esfuerzo por sismo puede resultar determinante en la parte superior. La expresión que describe esta situación en un recipiente a presión interna es:

$$S_{Tmax} = S_{SX} + S_a \quad \dots (6.40)$$

no se incluye $STCT$ porque en la parte superior su valor es despreciable. El esfuerzo por viento no aparece, ya que además de ser un diseño por sismo, su valor en la parte superior es pequeño debido a que es una función cuadrática de la distancia.

S_a representa el esfuerzo por presión interna definido en la ecuación 6.1, donde el espesor ha sido determinado con las ecuaciones 4.2 y 4.3 según las dimensiones base.

En el caso de recipientes operando a presión externa, el esfuerzo a tensión máxima estará dado por:

$$S_{Tmax} = S_{SX} - S_a \quad \dots (6.41)$$

donde S_a representa el esfuerzo a presión externa, el cual se evalúa igualmente a través de la ecuación 6.1, solo que el espesor se calcula mediante los procedimientos del capítulo 5.

Básicamente el diseño se inicia con el cálculo del espesor a presión interna o externa, que será el espesor inicial. El valor límite del esfuerzo para la primera sección con base en el espesor ini

cial, es el esfuerzo de trabajo. Se debe determinar la distancia a la cual el esfuerzo total alcanza este valor.

$$S_{Tmax} = (S_{VX} \text{ ó } S_{SX}) + S_a - S_{TCT} = S_w \quad \dots (6.42)$$

Con esta limitación y resolviendo una ecuación cuadrática o bien por un método iterativo, se puede determinar la distancia "X" a la cual ocurre la igualdad que plantea la ecuación 6.42.

La ecuación cuadrática se deriva de la combinación de esfuerzos:

$$S_{Tmax} = \frac{2P_w X^2}{\pi d (t_s - c)} + \frac{P d}{4(t_s - c)} - \frac{\Sigma(w/ft)X}{\pi d (t_s - c)E} \quad \dots (6.43)$$

Igualando el esfuerzo a tensión máximo con el esfuerzo de trabajo:

$$0 = \frac{2P_w X^2}{\pi d (t_s - c)} + \left\{ - \frac{\Sigma(w/ft)X}{\pi d (t_s - c)} \right\} + \left\{ \frac{P d}{4(t_s - c)E} - S_w \right\} \quad \dots (6.44)$$

esta ecuación de forma cuadrática tiene las soluciones convencionales.

A tensión y a cada una de las situaciones de construcción y operación debe hacerse una evaluación y además, debe comprobarse a compresión cada uno de los casos. Necesariamente habrá una distancia menor que representará la situación crítica, cuyo valor servirá para determinar el alcance de la primera sección.

Compresión.

Las placas que forman el cuerpo cilíndrico están sujetas a cargas compresivas axiales y las fallas que pueden ocurrir son:

- a) Pandeo de Euler.
- b) Curvatura por arrugas.

La falla por pandeo de Euler, involucra la curvatura de' cascarón en conjunto y en general no es controlante.

La falla por arrugamiento es local, es decir, depende de la combinación de cargas -y consecuentemente de esfuerzos- en cada punto. Por esta razón es necesario determinar el esfuerzo bajo el cual, este fenómeno ocurre.

El esfuerzo crítico permisible por compresión para el cual no ocu-

re la falla por arrugamiento cuando el cilindro de acero está sujeto a compresión axial es:

$$S_{cp} = 1.5 \times 10^6 (t/r) \leq \frac{S_{pf}}{3} \quad \dots (6.45)$$

El esfuerzo permisible por compresión se modifica si el recipiente lleva refuerzos en cualquier sentido (circunferencial o longitudinal). Los refuerzos pueden ser internos o externos, pueden ser parte de aditamentos interiores, tales como los soportes de platos en columnas de destilación; para estos casos:

$$S_{cp} = \frac{1.5 \times 10^6 (t/r)}{r} \sqrt{t_y t_x} \leq \frac{S_{pf}}{3} \quad \dots (6.46)$$

donde:

$$t_y = t + (A_y/d_y) \quad \dots (6.47)$$

$$t_x = t + (A_x/d_x) \quad \dots (6.48)$$

t. Espesor del cascarón (in.)

t_y . Espesor equivalente del cascarón en dirección circunferencial (in.)

t_x . Espesor equivalente del cascarón en dirección longitudinal (in.)

A_y . Area de la sección transversal de un refuerzo circunferencial (in².)

A_x . Area de la sección transversal de un refuerzo longitudinal (in².)

d_y . Distancia entre refuerzos circunferenciales (in.)

d_x . Distancia entre refuerzos longitudinales (in.)

Estableciendo que el esfuerzo por presión interna es a tensión y que el esfuerzo a presión externa es a compresión; además de que el esfuerzo por carga excéntrica es constante a tensión y a compresión a lo largo del recipiente, se puede hacer un resumen de combinaciones de esfuerzos.

Diseño por presión interna y viento:

Operación:

$$S_{Tmax} = S_{vx} + S_a - STCT + S_e \quad \dots (6.49)$$

$$S_{Cmax} = S_{vx} - S_a + STCT + S_e \quad \dots (6.50)$$

Erección:

$$S_{Tmax} = S_{vx} - STCT \quad \dots (6.51)$$

$$S_{Cmax} = S_{vx} + STCT \quad \dots (6.52)$$

Después se comprueba cada sección a sismo y el espesor es correcto si: $S_{sx} < S_{vx}$.

Diseño por presión interna y sismo:

Operación:

$$S_{Tmax} = S_{sx} + S_a - STCT + S_e \quad \dots (6.53)$$

$$S_{Cmax} = S_{sx} - S_a + STCT + S_e \quad \dots (6.54)$$

Erección:

$$S_{Tmax} = S_{sx} - STCT \quad \dots (6.55)$$

$$S_{Cmax} = S_{sx} + STCT \quad \dots (6.56)$$

Después se comprueba cada sección a viento y el espesor es correcto si: $S_{vx} < S_{sx}$.

Diseño por presión externa y viento:

Operación:

$$S_{Tmax} = S_{vx} - S_a - STCT + S_e \quad \dots (6.57)$$

$$S_{Cmax} = S_{vx} + S_a + STCT + S_e \quad \dots (6.58)$$

Erección:

$$S_{Tmax} = S_{vx} - S_a - STCT \quad \dots (6.59)$$

$$S_{Cmax} = S_{vx} + S_a + STCT \quad \dots (6.60)$$

Después se comprueba cada sección a sismo y el espesor es correcto

to si: $S_{sx} < S_{vx}$.

Diseño por presión externa y sismo:

Operación:

$$S_{Tmax} = S_{sx} - S_a - S_{TCT} + S_e \quad \dots (6.61)$$

$$S_{Cmax} = S_{sx} + S_a + S_{TCT} + S_e \quad \dots (6.62)$$

Erección:

$$S_{Tmax} = S_{sx} - S_a - S_{TCT} \quad \dots (6.63)$$

$$S_{Cmax} = S_{sx} + S_a + S_{TCT} \quad \dots (6.64)$$

Se comprueba cada sección a viento y se acepta el espesor si:
 $S_{vx} < S_{sx}$.

Generalmente se facilita realizar el cálculo original tomando como base el esfuerzo del viento y posteriormente comprobar a sismo.

Cuando el esfuerzo a sismo resulta mayor, se sustituye por el esfuerzo a viento en las ecuaciones correspondientes, permaneciendo inalterables las expresiones para el resto de esfuerzos.

La diferencia en el caso de sismo respecto al procedimiento utilizando viento, es que no se encontrará un valor de la distancia "X" mediante una ecuación cuadrática, sino que después de igualar la suma de esfuerzos al esfuerzo permisible $S_w(E)$ ó S_{cp} , según el caso, se tomará un valor de "X" entre $X=0$ y $X=X_t$ y sustituido en la ecuación de esfuerzos se comprueba la validez de la igualdad.

Ejemplo 6.1 Efectuar el diseño de una columna de destilación de platos que operará en Manzanillo Col. Las dimensiones, características y condiciones de operación de la columna son:

Diámetro interno: 6.5 ft.

Distancia entre tangentes: 154 ft.

Temperatura de diseño: 323°F

Presión de diseño: 295.3 lb/in².

Corrosión permisible: 0.125 in.

Número de platos: 70

Distancia entre platos: 24 in.

Altura del faldón: 10 ft.

Aros soporte de platos: ángulo de 2 1/2" x 2 1/2" x 3/8"

Material de construcción: SA-285-C

Distancia de la línea de tangentes al plato No. 1: 1000 mm.

Distancia de la línea de tangentes al plato No. 70: 3870 mm.

Tuberías de entrada de reflujó y salida de vapor: 8" ced 30.

Peso de platos incluyendo líquido: 25 lb/ft² de área.

Aislante: lana mineral de 1 1/4" de espesor.

Velocidad del viento: 65 m/seg

Zona sísmica: No. 3

No hay cargas excéntricas.

Accesorios: Una escalera de jaula.

Juntas soldadas a tope con radiografiado total y relevado de esfuerzos.

SOLUCION.

Primera sección.

Empezando en la parte superior del recipiente, se ha establecido que el esfuerzo más importante es el de la presión interna pues los esfuerzos por peso propio y por viento son muy pequeños, por lo que el espesor inicial será controlado por el esfuerzo a presión interna.

$$t_{sd} = \frac{p (r_i)}{SE - 0.6p} + c$$

$$T_d = 323^\circ\text{F}$$

Del Apéndice B:

$$S_w = 13750 \text{ lb/in}^2.$$

$$t_{sd} = \frac{295.3(39)}{13750(1) - 0.6(295.3)} + 0.125$$

$$t_{sd} = 0.9698 \approx 1''$$

El esfuerzo por presión interna está dado por:

$$S_a = \frac{p d}{4(t_s - c)E}$$

$$S_a = \frac{295.3(78)}{4(1 - 0.125)1}$$

$$S_a = 6581 \text{ lb/in}^2.$$

Cálculo de la tapa:

Se emplea para este caso una tapa elíptica, de acuerdo a las recomendaciones del Cap. 4. Se adopta igualmente $k = 2$; $V = 1$.

$$t_{hd} = \frac{p d_i V}{2SE - 0.2p} + c$$

$$t_{hd} = \frac{295.3(78)(1)}{2(13750)(1) - 0.2(295.3)} + 0.125$$

$$t_{hd} = 0.9640 \approx 1''$$

Cálculo del peso de la tapa:

$$d_p = 1.17 d_o + 2(sf + t_h)$$

$$sf = 3'' \text{ (Apéndice C)}$$

$$d_o = 78 + 2(1) = 80 \text{ in.}$$

$$d_p = 1.17(80) + 2(3 + 1) = 101.6 \text{ in.}$$

$$W_{tapa} = \frac{\pi (d_p)^2 t_h (\rho_s / 1728)}{4} \quad \text{(Apéndice C)}$$

$$\rho = 490 \text{ lb/ft}^3.$$

$$W_{tapa} = \frac{\pi (101.6)^2 (1) (490 / 1728)}{4}$$

$$W_{tapa} = 2299 \text{ lb.}$$

Esfuerzo por peso del cascarón:

$$S_{TC} = 3.4 \times (1 \text{ lb/in}^2).$$

Esfuerzo por peso del aislante de la torre:

$$S_{Ta} = \frac{\rho_a t_a X}{144(t_s - c)}$$

$$\rho_a = 9.4 \text{ lb/ft}^3.$$

$$S_{Ta} = \frac{9.4(1.25)X}{144(1-0.125)}$$

$$S_{Ta} = 0.093 X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

Es necesario ahora, encontrar el peso de los accesorios (escaleras tuberías con aislamiento, equipo adicional, etc.)

$$W_{\text{escalera}} = 25 \text{ lb/ft}$$

$$W_{\text{tubería}} = 24.70 \text{ lb/ft (Apéndice E)}$$

Tomando en cuenta que el diámetro exterior de la tubería de 8" ced 30 es de 8.625, el peso del aislante estará dado por:

$$W_a = \frac{\pi \rho_a \{ (d_o + 2t_a)^2 - (d_o)^2 \}}{4}$$

$$W_a = \frac{\pi (9.4) \{ (0.927)^2 - (0.7187)^2 \}}{4}$$

$$W_a = 2.53 \text{ lb/ft}$$

Debido a que son dos tuberías, el peso total de metal y aislante es el siguiente:

$$2(24.70) + 2(2.53) = 54.46 \text{ lb/ft}$$

El peso total de aislante, tubo y escaleras será por lo tanto:

$$54.46 + 25 = 79.45 \text{ lb/ft}$$

El peso de tapa y accesorios calculado a lo largo del recipiente será entonces:

$$W_{\text{acc}} = 2299 + 79.5X \text{ (lb)}$$

El esfuerzo total por accesorios sin incluir los platos es:

$$S_{T_{\text{acc}}} = \frac{W_{\text{acc}}}{\pi d (t_s - c)}$$

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 79.5 X}{\pi(78)(1-0.125)}$$

$$S_{Tacc} = 10.72 + 0.37 X \quad (\text{lb/in}^2)$$

La determinación del peso de los platos toma en cuenta la distancia de la línea de tangentes al primer plato.

$$X_j = 1000 \text{ mm.} = 3.3 \text{ ft.}$$

Por otra parte el espaciamento es de 24 in. (2 ft)

El número de platos aparecidos hasta una distancia cualquiera es:

$$n = \frac{X - 3.3}{2} + 1$$

$$n = \frac{X}{2} - 0.65$$

Puesto que el peso de los platos incluyendo líquido es de 25 lb/ft² de área de plato, el esfuerzo total por peso total de platos y de líquido esta dado por:

$$S_{TLP} = \frac{25 n (\pi d^2 / 4)}{12 \pi d (t_s - c)}$$

en donde en el paréntesis del numerador se encuentra expresada el área del plato en ft².

$$S_{TLP} = \frac{25 n \pi (6.5)^2 / 4}{12 \pi (6.5) (1-0.125)}$$

$$S_{TLP} = 2 X - 2.6 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo total por carga concéntrica será entonces la suma de todos los esfuerzos anteriores:

$$S_{TCT} = S_{TC} + S_{Ta} + S_{TLP} + S_{Tacc}$$

$$S_{TCT} = 3.4X + 0.093X + 2X - 2.6 + 10.72 + 0.37X$$

$$S_{TCT} = 5.863X + 8.12 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$V_w = 65 \text{ m/seg} = 234 \text{ km/hr}$$

De acuerdo a la ecuación 6.18:

$$P_w = 0.000927(234)^2$$

$$P_w = 50.76 \text{ lb/ft}^2.$$

Diámetro efectivo:

Es la mayor distancia, en cualquier dirección, medida diametralmente, que ofrece resistencia al viento.

Generalmente la práctica a seguir, dentro de lo posible, es colocar tuberías y escaleras a 90° unas de otras para tratar de disminuir el esfuerzo por viento.

Para el diseño que nos ocupa, las tuberías pueden colocarse a 180° una de otra y a 90° de la escalera.

En estas condiciones, el diámetro efectivo será:

$$d_{ef} = 78 + 2(1-0.125) + 2(1.25) + \{8.625 + 2(1.25)\} + \{8.625 + 2(1.25)\}$$

$$d_{ef} = 104.5 \text{ in.}$$

Utilizando la ecuación 6.23:

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(104.5)^2}{\pi\{78+2(1-0.125)\}^2(1-0.125)}$$

$$S_{vx} = 0.61 X^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de operación.

Tensión:

$$S_{Tmax} = S_{vx} + S_a - S_{TCT}$$

$$S_{Tmax} = 0.61X^2 + 6581 - 5.863X - 8.12$$

En el límite de uso del material, se igualará el esfuerzo permisible al esfuerzo máximo a tensión, de acuerdo con lo cual, se puede encontrar la distancia "X" a la que se cumple esta igualdad.

Para un esfuerzo permisible de 13750 lb/in² y con una eficiencia en las uniones de 100%, la expresión resultante es:

$$13750(1) = 0.61X^2 - 5.863X + 6572.88$$

Reduciendo términos, se transforma en una ecuación cuadrática normal:

$$0.61X^2 - 5.863X - 7177.12$$

La solución que está dentro de la distancia real del recipiente es:

$$X = 113.4 \text{ ft.}$$

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{vx} - S_a + STCT$$

Además es necesario encontrar el esfuerzo crítico por compresión S_{cp} , para igualarlo con éste. Debido a que existen soportes de platos, estos actuarán como aros atiesadores circunferenciales; por todo lo anterior para encontrar el esfuerzo crítico a compresión debe usarse la ecuación 6.46.

Para SA-285-C: $S_{pf} = 25700 \text{ lb/in}^2$ (Apéndice B)

$$A_y = 1.73 \text{ in}^2 \text{ para el ángulo soporte del plato (Apéndice A)}$$

$$d_y = 24 \text{ in. (espaciamiento entre platos)}$$

$$t_y = t + (A_y/d_y)$$

En el otro sentido no existen atiesadores.

$$t_y = (1-0.125) + (1.73/24)$$

$$t_y = 0.947 \text{ in.}$$

$$S_{cp} = \frac{1.5 \times 10^6}{39} \sqrt{0.947(1-0.125)}$$

$$S_{cp} = 35011.1 \text{ lb/in}^2.$$

Por otra parte:

$$S_{cp} = \frac{S_{pf}}{3}$$

$$S_{cp} = 25700/3$$

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2.$$

Se utilizará el menor valor de esfuerzo a compresión.

Igualando el esfuerzo crítico obtenido con la suma de esfuerzos aparecidos en el recipiente:

$$8566.67 = 0.61X^2 - 6581 + 5.863X + 8.12$$

Reduciendo:

$$0.61X^2 + 5.863X - 15139.55 = 0$$

$$X = 152.9 \text{ ft.}$$

El siguiente paso es comprobar el cascarón para condiciones de erección (tensión y compresión), esta es una erección parcial, el recipiente está vacío, no hay soportes de platos, ni aislante, ni presión interna, ni corrosión, solamente las líneas de vapor en su lugar, las escaleras y la carga de viento actuando.

Condición de erección:

Tensión:

$$ST_{max} = S_{vx} - ST_{CT}$$

Evaluación de ST_{CT} :

$$ST_{CT} = ST_C + ST_{acc}$$

$$W_{tapa} = 2299 \text{ lb.}$$

$$W_{esc.} = 25 \text{ lb/ft}$$

$$W_{tub.} = 49.4 \text{ lb/ft}$$

Por lo tanto:

$$W_{acc} = 2299 + 74.4X \text{ (lb.)}$$

El esfuerzo total por carga de accesorios será:

$$ST_{acc} = \frac{2299 + 74.4X}{\pi(78)(1)}$$

$$ST_{acc} = 9.40 + 0.3X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

El esfuerzo por peso del cascarón continúa siendo:

$$ST_C = 3.4 X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

El esfuerzo total por carga total concéntrica es:

$$S_{TCT} = 3.7X + 9.4 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1) + 8.625 + 8.625$$

$$d_{ef} = 97.25 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(97.25)X}{\{78 + 2(1)\}^2(1)}$$

$$S_{vx} = 0.5 X^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Con esto el esfuerzo a tensión máximo es:

$$S_{Tmax} = 0.5 X^2 - 3.7 X - 9.4$$

Al igualarse con el esfuerzo permisible para el material:

$$13750(1) = 0.5 X^2 - 3.7 X - 9.4$$

Agrupando y reduciendo:

$$0.5 X^2 - 3.7 X - 13760.6 = 0$$

$$X = 169.63 \text{ ft.}$$

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{vx} + S_{TCT}$$

El valor obtenido de esta ecuación se igualará con el esfuerzo crítico a compresión.

$$S_{cp} = 1.5 \times 10^6 \quad (\text{t/r})$$

$$S_{cp} = 1.5 \times 10^6 \quad (1/39)$$

$$S_{cp} = 38461.54 \text{ lb/in}^2$$

Usando ahora la expresión 6.46:

$$S_{cp} = 25700/3$$

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2$$

Con el segundo valor de esfuerzo a compresión:

$$8566.67 = 0.5 X^2 + 3.7 X + 9.4$$

Simplificando:

$$0.5 X^2 + 3.7 X - 8557.3 = 0$$

$$X = 127.17 \text{ ft.}$$

Se debe observar que la condición controlante es el esfuerzo a tensión en operación, para la cual el valor de la distancia máxima es: $X = 113.4 \text{ ft.}$

Se propone el uso de 14 pisos de placas de 8 ft. y con espesor de 1" de modo que:

$$X_1 = 112 \text{ ft.}; t_{s1} = 1''$$

Segunda sección.

Se supondrá un incremento de $3/16''$ en el espesor de la primera sección, por lo tanto: $t_s = 1 \ 3/16''$.

Esfuerzo a presión interna:

$$S_a = \frac{295.3(78)}{4(1.1875-0.125)}$$

$$S_a = 5420 \text{ lb/in}^2.$$

Esfuerzo por peso del cascarón.

No puede usarse la expresión " $3.4X$ ", a pesar de tratarse de acero, debido al cambio de espesor que obliga a tratar a la parte superior del cilindro como una carga constante.

$$S_{TC} = \frac{\pi\{d+(t_{s1}-c)\}(t_{s1}-c) \rho_s X_1}{\pi d(t_s-c)(144)} + 3.4(X - X_1)$$

$$S_{TC} = \frac{\pi\{78+(1-0.125)\}(1-0.125)(490)(112)}{\pi 78(1.1875-0.125)(144)} + 3.4(X-112)$$

$$S_{TC} = 3.4X - 63.42 \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

Esfuerzo por peso del aislante:

$$S_{Ta} = \frac{\rho_a t_a X}{144(t_s-c)}$$

$$S_{Ta} = \frac{9.4(1.25) X}{144(1.1875-0.125)}$$

$$S_{Ta} = 0.077 X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

El peso total de accesorios esta dado por:

$$W_{acc} = 2299 + 79.5 X \quad (lb)$$

El esfuerzo total por peso de accesorios será:

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 79.5 X}{\pi 78 (1.1875 - 0.125)}$$

$$S_{Tacc} = 8.83 + 0.3 X \quad (lb/in^2)$$

Esfuerzo por peso de platos y líquido:

$$S_{TLP} = \frac{25 n \{ \pi (6.5)^2 / 4 \}}{12 \pi (6.5) (1.1875 - 0.125)}$$

$$S_{TLP} = 1.6 X - 2.1 \quad (lb/in^2)$$

El esfuerzo total por carga total concéntrica.

$$S_{TCT} = S_{TC} + S_{Ta} + S_{TLP} + S_{Tacc}$$

$$S_{TCT} = 3.4X - 63.42 + 0.077X + 1.6X - 2.1 + 8.38 + 0.3X$$

$$S_{TCT} = 5.38 X - 57.14 \quad (lb/in^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.1875 - 0.125) + 2(1.25) + 2\{8.625 + 2(1.25)\}$$

$$d_{ef} = 104.875 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(104.875) X^2}{\pi \{78 + 2(1.1875 - 0.125)\}^2 (1.1875 - 0.125)}$$

$$S_{vx} = 0.5 X^2 \quad (lb/in^2)$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de operación.

Tensión:

$$S_{Tmax} = S_{vx} + S_a - S_{TCT}$$

$$S_{Tmax} = 0.5 X^2 + 5420 - 5.38 X + 57.14$$

Igualando el esfuerzo combinado a tensión y el esfuerzo permisible del material:

$$0.5 X^2 - 5.38 X - 8273 = 0$$

$$X = 134.12 \text{ ft.}$$

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{VX} + S_{TCT} - S_a$$

El esfuerzo anterior deberá igualarse con el esfuerzo máximo permisible a compresión " S_{cp} ".

Mediante la ecuación 6.48 se obtiene:

$$t_x = t$$

Con la aplicación respectiva de 6.49 se tendrá:

$$t_y = (1.1875 - 0.125) + (1.73/24)$$

$$t_y = 1.135 \text{ in.}$$

El esfuerzo a compresión permisible en recipientes con refuerzos se determina a través de la ecuación 6.46:

$$S_{cp} = \frac{1.5 \times 10^6}{39} \quad 1.135(1.1875 - 0.125)$$

$$S_{cp} = 42236.61 \text{ lb/in}^2.$$

Por otra parte, según la misma ecuación 6.46 el esfuerzo a compresión puede ser calculado como:

$$S_{cp} = \frac{25700}{3}$$

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2.$$

Igualando el esfuerzo crítico y el de compresión máximo:

$$0.5 X^2 - 5420 + 5.38 X - 57.14 = 8566.67$$

$$0.5 X^2 + 5.38 X - 14043.8 = 0$$

$$X = 162.3 \text{ ft.}$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de erección:

El cálculo de la primera sección, demuestra que la condición de tensión en erección ($X = 169.63$), es suficiente para esta segunda sección y no será controlante porque es mayor que la condición de tensión en operación ($X = 134.12$), determinada arriba para esta

segunda etapa. Por esta razón solo se requiere comprobar la condición de compresión en erección, que podría ser la controlante si resulta menor que la condición de tensión en operación cuyo valor de la distancia arrojó $X = 134.12$ ft.

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{VX} + S_{TCT}$$

Evaluación de S_{TCT} :

$$S_{TCT} = S_{TC} + S_{Tacc}$$

El esfuerzo por el peso del cascarón S_{TC} :

$$S_{TC} = \frac{\pi (d + 2t_{s1}) t_{s1} (490) X_1}{\pi (d + 2t_s) t_s (144)} + 3.4(X - X_1)$$

Sustituyendo:

$$S_{TC} = \frac{\pi \{78+2(1)\} (1) (490) (112)}{\pi \{78+2(1.1875)\} (1.1875) (144)} + 3.4(X - 112)$$

$$S_{TC} = 3.4 X - 61.36 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo por el peso de accesorios:

$$S_{Tacc} = \frac{W_{acc}}{\pi d t_s}$$

A su vez, el peso de los accesorios está compuesto por el peso de la tapa (constante) y por el peso de escaleras y tuberías:

$$W_{acc} = 2299 + 74.4 X$$

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 74.4 X}{\pi 78 (1.1875)}$$

$$S_{Tacc} = 0.255 X + 7.9 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Adicionando el esfuerzo obtenido por el peso del cascarón y el esfuerzo por el peso de los accesorios, se obtendrá el esfuerzo total concéntrico:

$$S_{TCT} = 3.4 X - 61.36 + 0.255 X + 7.9$$

$$S_{TCT} = 3.655 X - 53.46 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.1875) + 2(8.625)$$

$$d_{ef} = 97.625 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(97.625) X^2}{\pi\{78+2(1.1875)\}^2(1.1875)}$$

$$S_{vx} = 0.41 X^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo crítico por compresión estará dado por:

$$S_{cp} = 1.5 \times 10^6 (1.1875/39) = 45673 \text{ lb/in}^2 ; \text{ o bien:}$$

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2.$$

Igualando el esfuerzo crítico y el de compresión máximo:

$$8566.67 = 0.41 X^2 + 3.655 X - 53.46$$

$$0.41 X^2 + 3.655 X - 8620.13 = 0$$

$$X = 140.61 \text{ ft.}$$

Este resultado indica que la condición de compresión no es la condición controlante y en general, el estado de erección del recipiente no controlará la segunda sección.

En esta segunda sección, la condición controlante será la de tensión en operación para la cual $X = 134.12 \text{ ft.}$

La longitud de placas para la primera sección es de 112 ft., por lo que la longitud de placas para esta segunda sección será:

$$\text{Longitud} = 134.12 - 112 = 22.12 \text{ ft.}$$

Se pueden usar para la segunda sección, dos placas de 8 ft. y una placa de 6 ft. lo que cubrirá una distancia de 22 ft. Por consiguiente al final de la segunda sección, se habrá cubierto una distancia de 134 ft. De este modo: $X_2 = 134 \text{ ft.}; t_{s2} = 1 \frac{3}{16}''$

Tercera sección.

El esfuerzo se incrementa rápidamente con el cuadrado de la distancia, por esto, se supone el siguiente espesor de 1 5/16"

Esfuerzo por presión interna:

$$S_a = \frac{295.3(78)}{4(1.3125-0.125)}$$

$$S_a = 4850 \text{ lb/in}^2$$

Esfuerzo por peso del cascarón:

$$S_{TC} = \frac{(t_{s1}-c)X_1(490)}{144 t_{s2}} + \frac{(t_{s2}-c)(490)(X_2-X_1)}{144 t_s} + 3.4(X-X_2)$$

$$S_{TC} = \frac{0.875(490)(112)}{144(1.1875)} + \frac{(1.0625)(490)(22)}{144(1.3125)}$$

$$+ 3.4(X-134) = 3.4 X - 114.8 \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

Esfuerzo por peso del aislante:

$$S_{Ta} = \frac{9.4(1.25) X}{144(1.3125-0.125)}$$

$$S_{Ta} = 0.069 X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

El peso total de accesorios es:

$$W_{acc} = 2299 + 79.5 X \text{ (lb.)}$$

Y el esfuerzo total por el peso de accesorios:

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 79.5 X}{\pi 78(1.3125-0.125)}$$

$$S_{Tacc} = 7.9 + 0.275 X \text{ (lb/in}^2\text{)}$$

El esfuerzo por peso de platos y de líquido es:

$$S_{TLP} = \frac{25 n \{ \pi (6.5)^2 / 4 \}}{12 \pi (6.5) (1.3125-0.125)}$$

$$S_{TLP} = 2.85 n$$

$$S_{TLP} = 2.85 \{ (X/2) - 0.65 \}$$

$$S_{TLP} = 1.425 X - 1.852 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo por carga total concéntrica es:

$$S_{TCT} = 3.4X - 114.18 + 0.069X + 1.425X - 1.852 + 0.275X + 7.9$$

$$S_{TCT} = 5.17 X - 108.13 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.3125 - 0.125) + 2(1.25) + 2\{8.625 + 2(1.25)\}$$

$$d_{ef} = 105.125 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(105.125) X^2}{\pi\{78 + 2(1.3125 - 0.125)\}^2 (1.3125 - 0.125)}$$

$$S_{vx} = 0.44 X^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Combinación de esfuerzos bajo la condición de operación.

Tensión:

$$S_{Tmax} = S_{vx} + S_a - S_{TCT}$$

$$S_{Tmax} = 0.44 X^2 + 4850 - 5.17 X + 108.13$$

$$S_{Tmax} = 0.44 X^2 - 5.17 X + 4958.1$$

Igualando los dos esfuerzos:

$$0.44 X^2 - 5.17 X - 8791.9 = 0$$

$$X = 147.35 \text{ ft.}$$

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{vx} - S_a + S_{TCT}$$

Para igualar los esfuerzos es necesario calcular el crítico:

$$S_{cp} = \frac{1.5 \times 10^6}{39} \sqrt{1.26(1.3125 - 0.125)}$$

$$S_{cp} = 47046.65 \text{ lb/in}^2.$$

Por otra parte:

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2.$$

Prevalece naturalmente el valor menor, de modo que:

$$8566.67 = 0.44 X^2 - 4850 + 5.17 X - 108.13$$

$$0.44 X^2 + 5.17 X - 13524.8 = 0$$

$$X = 169.6 \text{ ft.}$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de erección.

En la segunda sección, la condición de tensión en erección que dio un valor de $X = 169.6 \text{ ft.}$, es mayor que la condición de tensión en operación en la tercera sección; por lo tanto no puede ser la condición controlante. Solo habrá que comprobar la condición por compresión en erección, si resulta menor que $X = 147.35 \text{ ft.}$ será la controlante en esta tercera sección.

Compresión:

$$S_{Cmax} = S_{vx} + S_{TCT}$$

Evaluación de S_{TCT} :

$$S_{TCT} = S_{TC} + S_{Tacc}$$

$$S_{TC} = \frac{\pi (d+2t_{s1}) t_{s1} (490) X_1}{\pi (d+2t_{s2}) t_{s2} (144)} + \frac{\pi (d+2t_{s2}) t_{s2} (490) (X_2 - X_1)}{\pi (d+2t_s) t_s (144)} + 3.4 (X - X_2)$$

$$S_{TC} = \frac{\pi \{78+2(1)\} (1) (490) (112)}{\pi \{78+2(1.1875)\} (1.1875) 144} + \frac{\pi \{78+2(1.1875)\} (1.1875) (490) (22)}{\pi \{78+2(1.3125)\} (1.3125) 144} + 3.4 (X - 134)$$

$$S_{TC} = 3.4 X - 68.64 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por peso de accesorios:

$$S_{Tacc} = \frac{W_{acc}}{\pi d t_s}$$

$$W_{acc} = 2299 + 74.4 X \quad (\text{lb.})$$

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 74.4 X}{\pi 78 (1.3125)}$$

$$S_{Tacc} = 7.15 + 0.232 X \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TCT} = 3.4 X - 68.64 + 7.15 + 0.232 X$$

$$S_{TCT} = 3.632 X - 61.5 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.3125) + 2(8.625)$$

$$d_{ef} = 97.875 \text{ in.}$$

$$S_{VX} = \frac{2(50.76)(97.875) X^2}{\pi\{78+2(1.3125)\}^2(1.3125)}$$

$$S_{VX} = 0.37 X^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo crítico por compresión es:

$$S_{cp} = 1.5 \times 10^6 (1.3125/39)$$

$$S_{cp} = 50840.8 \text{ lb/in}^2.$$

aunque por ser menor debe usarse:

$$S_{cp} = 8566.67 \text{ lb/in}^2.$$

Igualando los esfuerzos tenemos:

$$8566.67 = 0.37 X^2 + 3.632 X - 61.5$$

$$0.37 X^2 + 3.632 X - 8628.2 = 0$$

$$X = 147.9 \text{ ft.}$$

De acuerdo a este resultado se confirma que la condición de erección (tensión y compresión) no controlará esta tercera sección.

La condición de tensión en operación ($X = 147.35$) será la controlante. La longitud de la tercera sección será:

$$147.35 - 134 = 13.35 \text{ ft.}$$

Usando placas de 6 ft. se cubrirá una distancia de 12 ft. en esta forma los datos finales de esta sección son:

$$X = 146 \text{ ft.}; t_{s3} = 1 \frac{5}{16}''$$

Cuarta sección.

Se iniciará el cálculo de la cuarta etapa, suponiendo un espesor de $1 \frac{3}{8}''$.

El esfuerzo a presión interna es:

$$S_a = \frac{295.3(78)}{4(1.375-0.125)}$$

$$S_a = 4606.7 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo por peso propio es:

$$S_{TC} = \frac{(t_{s1}-c)490X_1}{144 t_{s2}} + \frac{(t_{s2}-c)490(X_2-X_1)}{144 t_{s3}} \\ + \frac{(t_{s3}-c)490(X_3-X_2)}{144 t_s} + 3.4(X-X_3)$$

$$S_{TC} = 3.4 X - 120 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por peso del aislante:

$$S_{Ta} = \frac{9.4(1.25) X}{144(1.375-0.125)}$$

$$S_{Ta} = 0.066 X \quad (\text{lb/in}^2)$$

El peso total de accesorios es:

$$W_{acc} = 2299 + 79.5 X \quad (\text{lb})$$

y el esfuerzo total por el peso de accesorios:

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 79.5 X}{\pi(78)(1.375-0.125)}$$

$$S_{Tacc} = 7.5 + 0.26 X \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo total por el peso de platos y líquido:

$$S_{TLP} = \frac{25n\{\pi(6.5)^2/4\}}{12\pi(6.5)(1.375-0.125)}$$

$$S_{TLP} = 1.35 X - 1.755 \quad (\text{lb/in}^2)$$

El esfuerzo por carga total:

$$S_{TCT} = 3.4X - 120 + 0.066X + 1.35X - 1.755 + 7.5 + 0.26X$$

$$S_{TCT} = 5.1 X - 114.3 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.375 - 0.125) + 2(1.25) + 2\{8.625 + 2(1.25)\}$$

$$d_{ef} = 105.25 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(105.25) x^2}{\pi\{78 + 2(1.375 - 0.125)\}^2(1.375 - 0.125)}$$

$$S_{vx} = 0.42 x^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de operación.

Tensión:

$$S_{Tmax} = S_{vx} + S_a - S_{TCT}$$

$$S_{Tmax} = 0.42 x^2 + 4606.7 - 5.1 x + 114.3$$

Igualando con el esfuerzo permisible:

$$13750 = 0.42 x^2 - 5.1 x + 4721$$

$$0.42 x^2 - 5.1 x - 9029 = 0$$

$$x = 152.82 \text{ ft.}$$

Se puede observar que el espesor propuesto no es suficiente para cubrir los 154 ft. de la torre, por lo cual se hace necesario proponer un nuevo espesor, antes de continuar con el cálculo de las condiciones restantes. Esto debe hacerse cuando la distancia a cubrir no sea muy lejana al resultado obtenido en el cálculo.

Suponiendo un espesor de $1 \frac{7}{16}$ ".

$$S_a = 4387.32 \text{ lb/in}^2.$$

$$S_{TCT} = 3.4 x - 121.25 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{Ta} = 0.062 x \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{Tacc} = 7.15 + 0.25 x \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TLP} = 1.29 x - 1.68 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TCT} = 5 x - 115.78 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{vx} = 0.40 x^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de operación.

Tensión:

$$13750 = 0.40 x^2 - 5 x + 4387.32 + 115.78$$

$$0.40 X^2 - 5 X - 9246.9 = 0$$

$$X = 158.42 \text{ ft.}$$

Compresión:

Desde la segunda sección el cálculo demuestra que la condición de compresión en operación será suficiente hasta $X = 162.3$ ft por lo que no será necesario comprobar esta condición en la cuarta etapa.

Combinación de esfuerzos bajo condiciones de erección.

Tensión:

Desde la segunda sección, la condición de tensión en erección es suficiente ($X = 169.6$ ft) y no será necesario comprobar esta condición en la cuarta etapa.

Compresión:

Aunque la condición de tensión en operación ha sido controlante hasta la tercera sección de la torre, existe la posibilidad de que en la parte baja del recipiente, donde la carga a compresión es mayor en condición de erección (vacío), esta condición sea la controlante.

$$S_{Cmax} = S_{vx} + STCT$$

Evaluación de STCT:

$$STCT = STC + STacc$$

$$STC = \frac{\pi(d+2t_{s1})t_{s1}(490)X_1}{\pi(d+2t_{s2})t_{s2}(144)} + \frac{\pi(d+2t_{s2})t_{s2}(490)(X_2-X_1)}{\pi(d+2t_{s3})t_{s3}(144)} \\ + \frac{\pi(d+2t_{s3})t_{s3}(490)(X_3-X_2)}{\pi(d+2t_s)t_s(144)} + 3.4(X-X_3)$$

$$STC = \frac{\pi(80)(1)(490)(112)}{\pi(80.375)(1.1875)(144)} + \frac{\pi(80.375)(1.1875)(490)(22)}{\pi(80.625)(1.3125)(144)} \\ + \frac{\pi(80.625)(1.3125)(490)(12)}{\pi(80.875)(1.4375)(144)} + 3.4(X-146)$$

$$STC = 3.4 X - 72.3 \quad (\text{lb/in}^2)$$

Esfuerzo por peso de accesorios:

$$W_{acc} = 2299 + 74.4 X \quad (lb)$$

$$S_{Tacc} = \frac{2299 + 74.4 X}{78 \pi (1.4375)}$$

$$S_{Tacc} = 6.53 + 0.212 X \quad (lb/in^2)$$

Por lo tanto el esfuerzo total por carga total es:

$$S_{TCT} = 3.4 X - 72.3 + 6.53 + 0.212 X$$

$$S_{TCT} = 3.612 X - 65.77 \quad (lb/in^2)$$

Esfuerzo por carga de viento:

$$d_{ef} = 78 + 2(1.4375) + 2(8.625)$$

$$d_{ef} = 98.125 \text{ in.}$$

$$S_{vx} = \frac{2(50.76)(98.125) X^2}{\pi \{78 + 2(1.4375)\}^2 (1.4375)}$$

$$S_{vx} = 0.34 X^2 \quad (lb/in^2)$$

Igualando los esfuerzos de compresión, tenemos:

$$S_{Cmax} = S_{cp} = S_{vx} + S_{TCT}$$

$$8566.67 = 0.34 X^2 + 3.612 X - 65.77$$

$$0.34 X^2 + 3.612 X - 8632.44 = 0$$

$$X = 154.12 \text{ ft.}$$

La condición controlante en esta cuarta sección será la de compresión en erección.

Una vez que se han cubierto 154 ft. de altura de torre, será necesario comprobar todas las secciones a condición de sismo.

Puesto que la determinación del período de vibración (T) de una columna con diferentes espesores es un tanto complicada, es conveniente para el diseño, aproximar el período usando un solo espesor de placa. El caso mas conservador resultará cuando se use el mayor espesor.

Por esta razón, se recomienda iniciar la comprobación de la torre por el fondo, para obtener el coeficiente sísmico "C". Este coeficiente se utilizará en todas las secciones de la torre para encon-

trar el momento M_{sx} en cada sección y con esto, el esfuerzo por carga de sismo.

Revisión por sismo.

En la línea de tangentes del fondo el esfuerzo total por carga total $STCT$, bajo condiciones de operación es:

$$STCT = 5 X - 115.78 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$STCT = 5(154) - 115.78$$

$$STCT = 654.22 \text{ lb/in}^2.$$

El peso total por otra parte está dado por:

$$W = STCT \pi d t_s$$

$$W = 654.22 \pi \{78 + 2(1.4375)\}(1.4375)$$

$$W = 238943.84 \text{ lb.}$$

Por lo tanto el peso por unidad de longitud:

$$w = \frac{238943.84}{154}$$

$$w = 1551.6 \text{ lb/ft.}$$

El período de vibración esta dado por la ecuación 6.25

$$T = 2.65 \times 10^{-5} (164/6.74)^2 \sqrt{1551.6(6.74)/1.4375}$$

$$T = 1.34 \text{ seg.}$$

Tomando como referencia el período proporcionado, en la tabla correspondiente se puede observar un valor para el coeficiente sísmico de 0.08 para la zona 3 (enunciado).

El momento debido a la fuerza sísmica puede calcularse mediante:

$$M_{sx} = \frac{4CW(3H-X)X^2}{H^2}$$

$$M_{sx} = \frac{4(0.08)(238943.84)\{3(164)-154\}(154)^2}{(164)^2}$$

$$M_{sx} = 22788527 \text{ lb-in}$$

El esfuerzo por carga sísmica será:

$$S_{sx} = \frac{M_{sx}}{\pi r^2 (t_s - c)}$$

$$S_{sx} = \frac{2.278 \times 10^7}{\pi (40.44)^2 (1.3125)}$$

$$S_{sx} = 3379.44 \text{ lb/in}^2.$$

Y el correspondiente esfuerzo por carga de viento es:

$$S_{vx} = 0.40 X^2$$

$$S_{vx} = 0.40 (154)^2$$

$$S_{vx} = 9486.4 \text{ lb/in}^2$$

Ya que $S_{sx} < S_{vx}$, el espesor determinado para esta sección es definitivo.

En la tercera etapa $X_3 = 146 \text{ ft}$; $t_{s3} = 1 \frac{5}{16}''$

$$S_{TCT} = 5.17 X - 108.13 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TCT} = 5.17(146) - 108.13$$

$$S_{TCT} = 646.69 \text{ lb/in}^2$$

Los cálculos para el esfuerzo sísmico son entonces los siguientes:

$$W = 646.69 \pi \{78 + 2(1.1875)\} (1.1875)$$

$$W = 193910.19 \text{ lb.}$$

$$M_{sx} = \frac{4(0.08)(193910.19)\{3(164) - 146\}(146)^2}{(164)^2}$$

$$M_{sx} = 17015500 \text{ lb-in.}$$

$$S_{sx} = \frac{1.701 \times 10^7}{\pi (40.1875)^2 (1.1875)}$$

$$S_{sx} = 2824.1 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo por carga de viento correspondiente se calcula:

$$S_{vx} = 0.44 X^2$$

$$S_{vx} = 0.44 (146)^2$$

$$S_{vx} = 9379.04 \text{ lb/in}^2.$$

Nuevamente resulta que el esfuerzo por sismo es menor al esfuerzo correspondiente por viento, lo cual significa que el espesor es su ficiente.

En la segunda sección $X_2 = 134$ ft ; $t_{s2} = 1 \frac{3}{16}$ "

$$S_{TCT} = 5.38 X - 57.14 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TCT} = 5.38(134) - 57.14$$

$$S_{TCT} = 663.78 \text{ lb/in}^2.$$

$$W = 663.78\pi\{78 + 2(1.0625)\}(1.0625)$$

$$W = 177529.7 \text{ lb.}$$

$$M_{sx} = \frac{4(0.08)(177529.7)(134)^2\{3(164) - 134\}}{(164)^2}$$

$$M_{sx} = 13577691 \text{ lb-in.}$$

$$S_{sx} = \frac{1.357 \times 10^7}{\pi(40.0625)^2(1.0625)}$$

$$S_{sx} = 2534.38 \text{ lb/in}^2.$$

Para la situación de viento en la segunda sección:

$$S_{vx} = 0.50 X^2$$

$$S_{vx} = 0.50(134)^2$$

$$S_{vx} = 8978 \text{ lb/in}^2.$$

La comparación de los valores de viento y de sismo, da por resulta do la aceptación del espesor calculado.

En la primera sección $X_1 = 112$ ft ; $t_{s1} = 1$ "

$$S_{TCT} = 5.863 X + 8.12 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$S_{TCT} = 664.78 \text{ lb/in}^2.$$

$$W = 664.78\pi\{78 + 2(0.875)\}(0.875)$$

$$W = 145735.9 \text{ lb.}$$

$$M_{sx} = \frac{4(0.08)(145735.91)(112)^2\{3(164) - 112\}}{(164)^2}$$

$$M_{sx} = 8265107.4 \text{ lb-in.}$$

$$S_{SX} = \frac{8.265 \times 10^6}{\pi (39.875)^2 (0.875)}$$

$$S_{SX} = 1891 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo de viento en esta sección:

$$S_{VX} = 0.61 X^2$$

$$S_{VX} = 0.61(112)^2$$

$$S_{VX} = 7651.84 \text{ lb/in}^2.$$

Debido a que $S_{SX} < S_{VX}$ el espesor en esta sección es correcto con lo cual quedan comprobados todos los espesores calculados bajo la condición de viento.

Si alguno de los espesores calculados en esta última condición no fuese suficiente, se tendría que incluir el esfuerzo por sismo en lugar del esfuerzo por viento en la suma total e igualarlo al de compresión permisible, resultando otras distancias para las secciones correspondientes.

NOMENCLATURA

- A. Area (in^2).
- c. Espesor adicional por corrosión. (in).
- C. Coeficiente sísmico. (ad.).
- d. Diámetro. (in).
- d_a . Diámetro del aislante. (in).
- d_i . Diámetro interior. (in).
- d_m . Diámetro medio. (in).
- d_o . Diámetro exterior. (in).
- H. Altura total. (ft).
- M. Momento flexionante. (lb-in) ó (lb-ft).
- P. Presión. (lb/in^2).
- S. Esfuerzo. (lb/in^2).
- S_{pf} . Esfuerzo en el punto de fluencia. (lb/in^2).
- t. Espesor. (in).
- t_a . Espesor del aislante. (in).
- W. Peso. (lb).
- w. Peso por unidad de longitud. (lb/ft).
- X. Altura sobre un nivel de referencia. (ft).
- ρ_a . Densidad del aislante. (lb/ft^3).

PROBLEMA PROPUESTO

6.1 Una columna de destilación para la recuperación de etano, operará en Salina Cruz Oax. Se desea calcular los espesores y número de placas que formarán el cuerpo cilíndrico.

Las condiciones de operación de la columna son:

Diámetro interno	7.0 ft
Distancia entre tangentes	213.25 ft
Temp. máxima de operación	500 °F
Presión máxima de operación	260 psig
Corrosión permisible	1/8"
Número de platos	100
Espaciamiento entre platos	24 in.
Altura del faldón	10 ft
Aros soporte de platos	Angulo 2 1/2" x 3/8"
Material de construcción	SA- 515- 60
Radiografiado total y relevado de esfuerzos	
Accesorios: 2 plataformas y 2 escaleras de jaula	
Aislante de lana mineral	1" de espesor
Peso de platos incluyendo líquido	25 lb/ft ²
Tubería de entrada de reflujo y de salida de vapor	10" ced 30
Distancia al plato no. 1	1000 mm.
Distancia desde el plato no. 100	3000 mm.

CAPITULO 7

DISEÑO DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.

Aunque las causas principales de falla en los recipientes de proceso, han quedado cubiertas en los capítulos anteriores, se hace necesario asociar su soporte con el diseño en general, por representar, no sólo una posibilidad de falla, sino en algunos casos, una carga aditiva a todas aquellas que en diferentes circunstancias, ya soporta de por sí, un tanque en un proceso.

Indiscutiblemente que la manera más económica de soportar un recipiente cilíndrico, es la posición horizontal. Esta forma de soporte se adopta en todos aquellos casos en que es posible; quedando sin incluir, los equipos que por su función en el proceso, por facilidad en su operación o por problemas de espacio, deban colocarse en posición vertical. El caso crítico está representado desde luego por las columnas de destilación, las cuales observan problemas críticos de soporte y anclaje.

En recipientes horizontales, generalmente los soportes invaden la sección más débil del conjunto que es el cilindro, debiendo considerarse su acción, en adición a los esfuerzos debidos a la operación del equipo.

7.1 Soportes para recipientes verticales.

En recipientes verticales, la selección del tipo de soporte se ve influenciada esencialmente por sus dimensiones y por su peso. En general estos recipientes pueden ser soportados mediante faldones, o bien, mediante partes metálicas o ménsulas unidas al recipiente, que descansan a su vez en columnas o vigas.

Los recipientes verticales altos, se soportan comúnmente en faldones cilíndricos asentados en zapatas de concreto reforzado (fig. 7.1). Si el recipiente tiene una altura excesiva, se recomienda el uso de faldones cónicos, con objeto de reducir los esfuerzos en esta sección, al quedar provista de una mayor área resistente.

El diseño del soporte para un recipiente vertical alto, incluye la determinación de las características del faldón, de las silletas

externas, diseño de la placa de apoyo o placa base y determinación del número y diámetro de los pernos de anclaje.

Faldón.

Los esfuerzos mas importantes que debe resistir el faldón, son de compresión y flexión, debidos -tal como se estableció en el capítulo anterior- a peso propio y a carga de viento o sismo. El diseño comprende una combinación de esfuerzos semejante a la practicada para el diseño del cuerpo cilíndrico, con excepción del esfuerzo por presión. Debido a la desaparición del esfuerzo por presión interna o externa, pueden usarse para construcción del faldón, materiales semejantes a los usados en la construcción de recipientes atmosféricos; además, puede volver a aplicarse un factor de seguridad de 3 (tres) para calcular el esfuerzo de trabajo, en base al esfuerzo último a tensión, haciendo que el esfuerzo resultante sea un 33% mayor que para un cascarón a presión interna.

La forma cilíndrica del faldón permite que toda el área del material se localice a una distancia máxima del eje longitudinal del recipiente, lo que hace que el módulo de sección "z" sea máximo y por lo tanto, hace que el esfuerzo inducido en el metal sea menor.

Los esfuerzos en la base del faldón serán:

Esfuerzo por carga de viento.

$$S_{vb} = \frac{2 P_w X^2 d_{eff}}{\pi d_o^2 t} = \frac{M_w}{\pi r_o^2 t}$$

Para torres sin aislamiento:

$$S_{vb} = \frac{2 P_w X^2}{\pi d_o t}$$

Esfuerzo por peso propio.

$$S_{TC} = \frac{\Sigma W}{\pi d t}$$

Esfuerzo por carga sísmica.

$$S_{sb} = \frac{8 C W H}{\pi r^2 t}$$

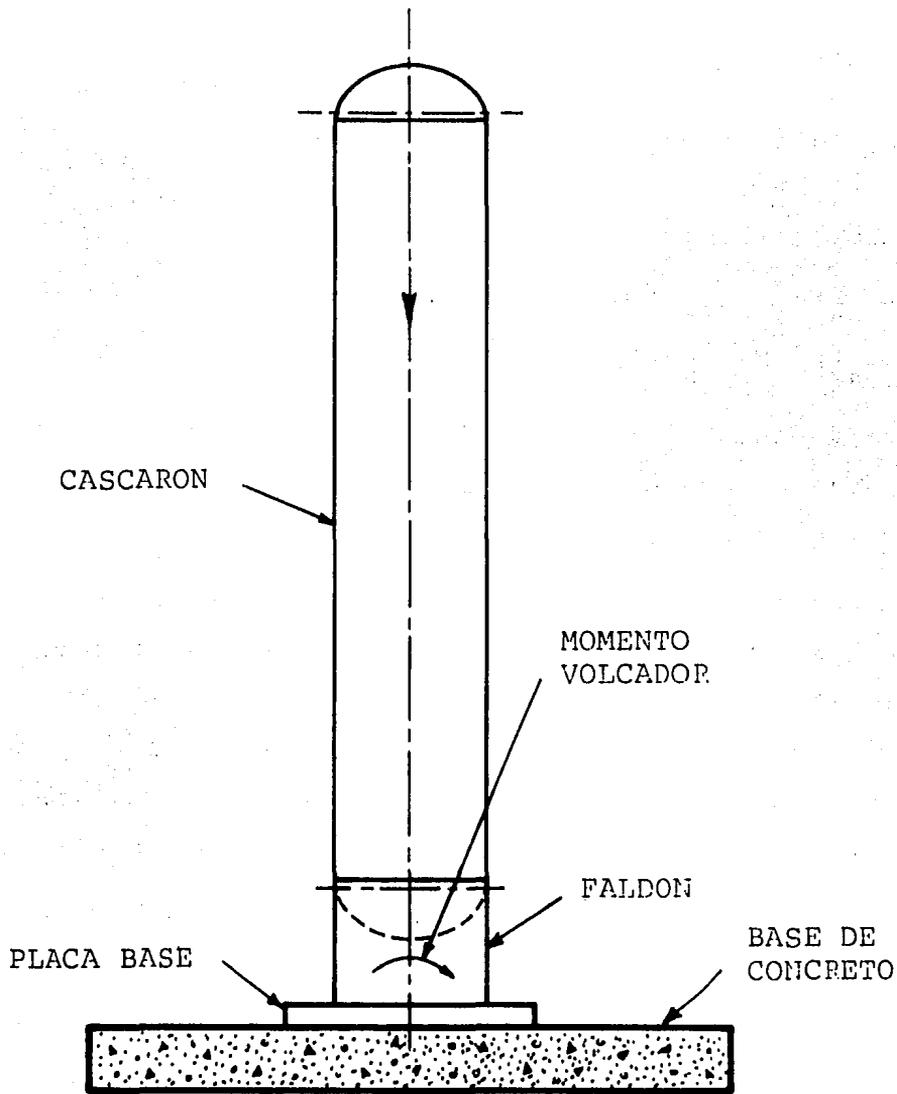


FIG.7.1. RECIPIENTE CON SOPORTE DE FALDON.



JUNTA SOLD. A TOPE
EFICIENCIA DE 0.60



JUNTA SOLD. A TRANSLAPE
EFICIENCIA DE 0.45

FIG.7.2. TIPOS DE UNION DE FALDONES Y EFICIENCIAS.

Esfuerzo máximo permisible a compresión:

$$S_{CC} = \frac{1.5 \times 10^6}{r} \sqrt{t_y t_x} \leq \frac{S_{pf}}{3}$$

Los esfuerzos combinados son:

$$S_{Tmax} = (S_{vb} \text{ ó } S_{sb}) - S_{TC}$$

$$S_{Cmax} = (S_{vb} \text{ ó } S_{sb}) + S_{TC}$$

Después del diseño del faldón debe calcularse la placa de apoyo y el faldón deberá comprobarse para la reacción de las anclas (pernos silletas y anillos).

El faldón puede ir soldado directamente a la unión de la tapa con el cilindro, a paño con este último, para que el peso del recipiente actúe en la junta, a compresión. Si el faldón es unido por fuera del cilindro, el esfuerzo en la unión será de corte, lo cual produce elementos más robustos; sin embargo, en recipientes pequeños se utiliza por ser un procedimiento de erección más sencillo.

La fig. 7.2 muestra las situaciones anteriores y establece el tipo de junta y su correspondiente eficiencia.

La zona de unión del faldón, se ve afectada además, cuando se presentan fluctuaciones severas de temperatura que ocasionan que el material del faldón principalmente en la zona de unión, se vea sometido a un esfuerzo adicional por carga térmica. Con el fin de prevenir esta situación se acostumbra colocar material del mismo tipo que el del recipiente en una longitud aproximada de 36 in. entre la línea de apoyo del recipiente y faldón y la cimentación, para disipar en esa longitud el efecto del cambio de temperatura.

Placa de apoyo y pernos de anclaje.

El faldón debe asegurarse a la base de concreto mediante pernos de anclaje empotrados para prevenir una posible volcadura, debido a momentos producidos por las cargas de viento y sismo.

La base de concreto debe conformarse con un refuerzo adecuado de acero, para soportar las cargas de tensión y compresión.

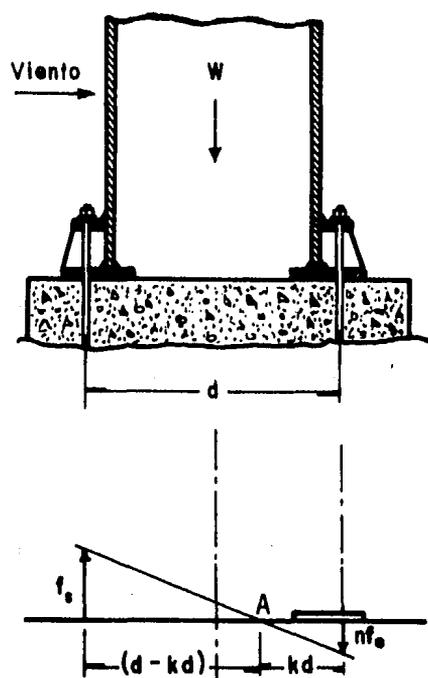


FIG.7.3. DIAGRAMA DE CARGAS EN PERNOS DE ANCLAJE.

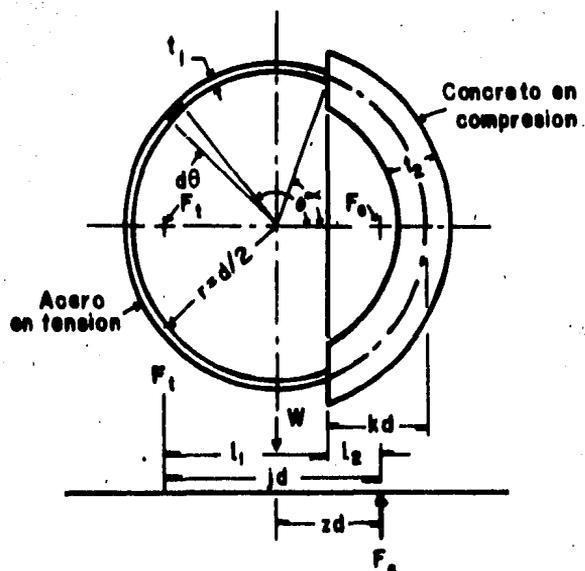


FIG.7.4. CARGAS EN PERNOS DE ANCLAJE Y PLACA DE APOYO.

Estimando que el concreto y el acero se encuentran perfectamente adheridos, el esfuerzo resultante es el mismo para ambos en el límite, como se puede apreciar en el punto A de la figura 7.3. Cualquier carga a tensión o a compresión aplicada a los pernos, es transferida -por la superficie irregular de éstos- desde el acero a través del límite, al concreto.

El módulo de elasticidad para el concreto, es función de la mezcla empleada y puede variar de 2×10^6 a 4×10^6 lb/in². El módulo de elasticidad para el acero es de 3×10^6 lb/in² y la relación entre ambos será:

$$n = \frac{E_s}{E_c} \quad \dots (7.1)$$

En el límite, el esfuerzo inducido en el acero y el concreto está dado por:

$$S_s(\text{ind}) = n S_c(\text{ind}) \quad \dots (7.2)$$

La tabla 7.1 muestra "n" como una función de la resistencia compresiva del concreto, que es función a su vez, de las proporciones de la mezcla.

TABLA 7.1. VALORES PARA LA RESISTENCIA COMPRESIVA DEL CONCRETO.

CONTENIDO DE AGUA	ULTIMA RESISTENCIA COMPRESIVA*	RESISTENCIA COMPRESIVA PERMISIBLE	FACTOR "n" $30 \times 10^6/E_c$
gal/94 lb de mezcla	lb/in ²	lb/in ²	
7.5	2000	800	15
6.75	2500	1000	12
6.0	3000	1200	10
5.0	3750	1400	8

* Medida a los 28 días.

Las cargas de viento y peso propio producen una carga a tensión y otra a compresión sobre los pernos. Si "S_c" es el esfuerzo compre-

sivo en el concreto, el esfuerzo inducido en los pernos podrá ser calculado usando la expresión 7.2. De esta manera, " $n S_c$ " será el esfuerzo compresivo inducido en los pernos en el lado opuesto a la carga de viento y " S_s " será el máximo esfuerzo a tensión en el lado donde carga el viento.

Los esfuerzos son directamente proporcionales a las distancias desde el eje neutral, el cual se localiza a una distancia $(d - kd)$ en el lado donde carga el viento y a una distancia (kd) en el otro lado. El valor de " k " se define en función de los respectivos esfuerzos.

$$k = \frac{n S_c}{n S_c + S_s}$$

$$k = \frac{1}{1 + (S_s/n S_c)} \quad \dots (7.3)$$

Para aplicar esta última expresión, es necesario conocer el máximo esfuerzo inducido a tensión en los pernos " S_s " y el máximo esfuerzo compresivo inducido en el concreto " S_c ", ambos en la línea central del círculo de pernos.

Con referencia a la figura 7.4, el eje neutral puede localizarse en términos del ángulo α .

$$\cos \alpha = 1 - 2k \quad \dots (7.4)$$

Se considera que el apernado o área de pernos, se reemplaza por un anillo de acero cuya sección transversal es igual al área de los pernos y de espesor " t_1 ". Tomando un elemento diferencial, su área será:

$$dA_s = t_1 r d\theta \quad \dots (7.5)$$

La fuerza de tensión (F_t), producto de la suma de todas las fuerzas de los elementos en tensión del anillo, será:

$$F_t = S_s t_1 r C_t \quad \dots (7.6)$$

donde " C_t " es una constante que se establece como:

$$C_t = \frac{2\{(\pi - \alpha)\cos\alpha + \sin\alpha\}}{1 + \cos\alpha} \quad \dots (7.7)$$

donde S_s es considerado como el esfuerzo a tensión en los pernos de anclaje para la ecuación 7.6.

La distancia l_1 desde el eje neutral (punto A, figura 7.4) a la fuerza de tensión F_t será:

$$l_1 = \frac{(\pi - \alpha) \cos^2 \alpha + 3/2 (\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha) + 1/2 (\pi - \alpha)}{(\pi - \alpha) \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha} (r) \dots (7.8)$$

En compresión, un elemento diferencial de concreto y acero es considerado con un área de:

$$dA_c = t_2 r d\theta \dots (7.9)$$

donde t_2 es el ancho de concreto bajo la placa de apoyo.

La fuerza de compresión (sobre el acero y el concreto) es:

$$F_c = (t_2 + nt_1) r S_c C_c \dots (7.10)$$

donde C_c es:

$$C_c = \frac{2(\operatorname{sen} \alpha - \alpha \cos \alpha)}{1 - \cos \alpha} \dots (7.11)$$

La distancia del eje neutral a la fuerza de compresión es:

$$l_2 = \frac{\alpha \cos^2 \alpha - 3/2 (\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha) + 1/2 \alpha}{\operatorname{sen} \alpha - \alpha \cos \alpha} (r) \dots (7.12)$$

La distancia entre la fuerza de compresión y la de tensión es la suma de las distancias correspondientes al eje neutral; la cual, dividida entre el diámetro nos dará la relación "j".

$$j = \frac{l_1 + l_2}{d} \dots (7.13)$$

La distancia desde el eje neutral a la línea central del recipiente es:

$$d_c = (d/2) \cos \alpha \dots (7.14)$$

y la distancia del eje del recipiente a la fuerza de compresión:

$$zd = l_2 + (d/2) \cos \alpha \dots (7.15)$$

Los parámetros C_t , C_c , j , z , están dados en la tabla 7.2 en función de "k", pues al fijar ésta, se obtiene α .

TABLA 7.2. VALORES DE LAS CONSTANTES C_c , C_t , z , j ,
EN FUNCION DEL FACTOR k

k	C_c	C_t	j	z
0.00	0.000	3.142	0.750	0.500
0.05	0.600	3.008	0.760	0.490
0.10	0.852	2.887	0.766	0.480
0.15	1.049	2.772	0.771	0.469
0.20	1.218	2.661	0.776	0.459
0.25	1.370	2.551	0.779	0.448
0.30	1.510	2.442	0.781	0.438
0.35	1.640	2.333	0.783	0.427
0.40	1.765	2.224	0.784	0.416
0.45	1.884	2.113	0.785	0.404
0.50	2.000	2.000	0.785	0.393
0.55	2.113	1.884	0.785	0.381
0.60	2.224	1.765	0.784	0.369
0.65	2.333	1.640	0.783	0.357
0.70	2.442	1.510	0.781	0.344
0.75	2.551	1.370	0.779	0.331
0.80	2.661	1.218	0.776	0.316
0.85	2.772	1.049	0.771	0.302
0.90	2.887	0.852	0.766	0.286
0.95	3.008	0.600	0.760	0.270
1.00	3.142	0.000	0.750	0.250

En relación con la figura 7.4, una suma de momentos en la posición de F_c permitirá definir la fuerza de tensión:

$$M_w - W_{TC}(zd) - F_t(jd) = 0 \quad \dots (7.16)$$

$$F_t = (M_w - W_{TC} \cdot zd) / jd \quad \dots (7.17)$$

la cual es considerada como la carga a tensión sobre los pernos de anclaje.

Puesto que F_t se ha expresado mediante 7.6, el ancho equivalente (espesor) del anillo que representa el área para pernos será:

$$t_1 = \frac{M_w - W_{TC} z d}{S_s j d r C_t} \quad \dots (7.18)$$

y además t_1 puede definirse como:

$$t_1 = \frac{A_{\text{pernos}}}{\pi d (\text{círculo de pernos})} = \frac{\text{No. de pernos (Área perno)}}{\pi d (\text{círculo de pernos})} \quad \dots (7.19)$$

El área quedara expresada como:

$$A_s = 2\pi r t_1 = A_{\text{pernos}} \quad \dots (7.20)$$

$$A_s = 2\pi \frac{M_w - W_{TC} z d}{C_t S_s j d} \quad \dots (7.21)$$

que será el área total requerida por los pernos de anclaje.

Una suma de fuerzas verticales permitirá evaluar la fuerza compresiva en el concreto.

$$F_t + W_{TC} - F_c = 0 \quad \dots (7.22)$$

$$F_c = F_t + W_{TC} \quad \dots (7.23)$$

Para obtener finalmente el ancho del concreto:

$$t_2 = \frac{W_{TC} + (C_t S_s - C_c S_c n) r t_1}{C_c S_c r} \quad \dots (7.24)$$

El ancho mínimo total requerido por la placa de apoyo es:

$$t_3 = t_1 + t_2 \quad \dots (7.25)$$

Para fines de cálculo, se supone que el círculo de pernos cae en el centro de la placa de apoyo, aunque en algunos casos, se considere un poco mayor que el diámetro medio de la placa.

El esfuerzo compresivo entre la placa de apoyo (aro base) y el concreto ocurrirá en la orilla externa de la placa y la relación entre este esfuerzo y el correspondiente esfuerzo compresivo en la línea central del círculo de pernos será:

$$S_c \text{ max} = S_{ccp} \frac{2k d_{cp} + t_3}{2k d_{cp}} \quad \dots (7.26)$$

El esfuerzo a compresión varía desde un valor máximo dado por la ecuación anterior, a un valor menor en la unión del faldón y la

placa. No obstante, el valor en la línea central del círculo de pernos puede usarse satisfactoriamente para determinar el espesor requerido para la placa:

$$t_4 = l \sqrt{3 S_{c \max} / S_{perm}} \quad \dots (7.27)$$

donde:

l. radio ext. de la placa = radio ext. del faldón (in.)

En la deducción de la ecuación 7.27, se establece la comparación de la placa de apoyo con una viga con carga uniformemente creciente, para la cual el momento máximo en la unión del faldón es:

$$M_{max} = S_{cmax} b l(1/2) \quad \dots (7.28)$$

y además el esfuerzo máximo es:

$$S_{max} = \frac{6 M_{max}}{b t_4^2} = \frac{3 S_{cmax} l^2}{t_4^2} \quad \dots (7.29)$$

donde:

b. ancho o longitud circunferencial (in.)

Cuando el espesor de la placa resulta excesivo deberán colocarse escuadras de refuerzo (fig. 7.5) para disminuirlo.

Se considera que la sección de placa entre dos escuadras, corresponde a una condición de carga similar a la que se presenta en una placa rectangular uniformemente cargada con dos extremos soportados en las escuadras, otro unido al faldón y otro más, libre.

Se han tabulado deflexiones y momentos flexionantes con respecto a esta situación y se muestran en la tabla 7.3. El espesor de la placa de apoyo cuando se usan escuadras, se calcula por medio de :

$$t_4 = \sqrt{\frac{6 M_{max}}{S_{perm}}} \quad \dots (7.30)$$

donde S_{perm} representa el esfuerzo máximo permisible en la base de la placa.

Para la condición en la cual $l/b = 0$ (no hay escuadras) el momento flexionante se reduce a la expresión 7.28 y el espesor de la placa se calculará usando 7.27.

FIG.7.5. ESCUADRAS DE REFUERZO EN PLACAS DE APOYO.

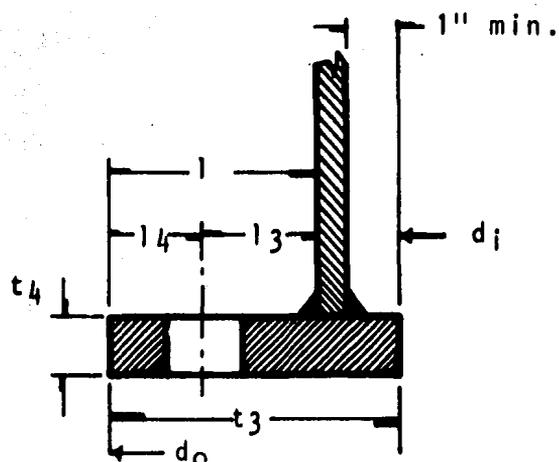
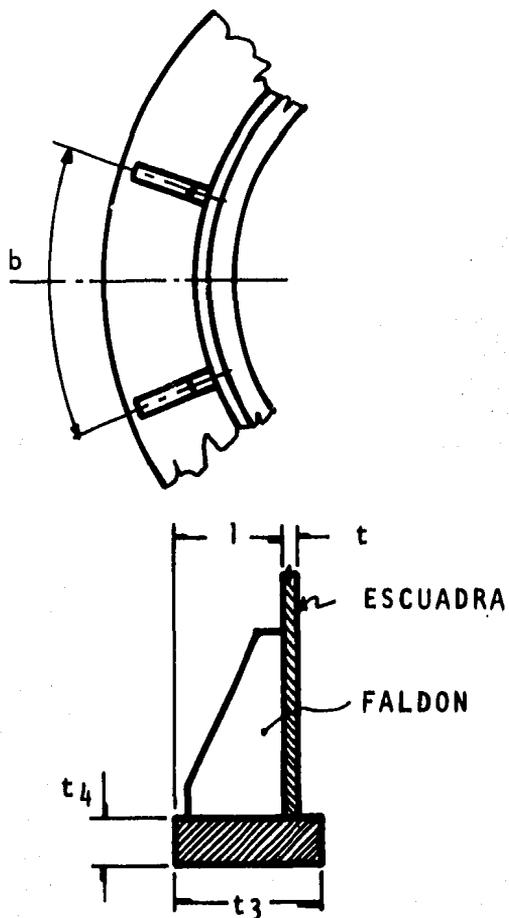


FIG.7.6. DIMENSIONES ELEMENTALES EN PLACAS DE APOYO.

TABLA 7.3. MAXIMO MOMENTO FLEXIONANTE POR UNIDAD DE LONGITUD DE SECCION DE UNA PLACA PERPENDICULAR A LOS EJES X,Y. (DEBERA USARSE EL VALOR MAYOR).

l/b	M_x^*	M_y^*	* cuando $x=b/2;$ $\{y=l\}$
0.000	0.000	- 0.500	G
0.333	0.0078 N	- 0.428	G
0.500	0.0293 N	- 0.319	G
0.667	0.0558 N	- 0.227	G
1.000	0.0972 N	- 0.119	G
1.500	0.123 N	- 0.124	G
2.000	0.131 N	- 0.125	G
3.000	0.133 N	- 0.125	G
∞	0.133 N	- 0.125	G

b. espacio entre escuadras (dirección X) (in.).

$$N = S_c \cdot b^2$$

$$G = S_c \cdot l^2$$

l = radio ext. placa - radio ext. faldón (dirección Y) (in.)

En síntesis, el procedimiento de diseño para el apernado y la placa de apoyo puede resumirse en la siguiente forma:

Será necesario determinar el valor de "k" para fijar las constantes C_t , C_c , j , z ; después se calculan las fuerzas F_t y F_c y su localización respectiva. Como una primera aproximación para "k", S_s puede ser considerado como el esfuerzo máximo permisible en el apernado. El máximo esfuerzo compresivo en el concreto, será el que ocurre en la periferia de la placa de apoyo y para éste, se usa satisfactoriamente el esfuerzo compresivo en el círculo de pernos tal y como se establece en la expresión 7.26.

Después de evaluar "k" se puede conocer el área mínima para el apernado usando 7.21. Esto permitirá seleccionar el número y medida de los pernos con un área total ligeramente superior o igual al área requerida.

$$A_r = N A_p \geq A_{req} \quad \dots (7.31)$$

donde:

N. número de pernos.

A_p . área en la raíz del perno (in^2).

A_r . área real (in^2).

En una fase mas avanzada del diseño, se proporcionarán mas detalles para la selección de los pernos.

El cálculo del ancho de la placa de apoyo se reduce a emplear las expresiones 7.18, 7.24 y 7.25.

Los valores de los esfuerzos inducidos a tensión y a compresión en el acero y en el concreto, de acuerdo al ancho de placa y al área de apernado, basados en el primer valor aproximado de "k" deberán calcularse por medio de las expresiones correspondientes, así:

El valor del esfuerzo inducido a tensión, puede evaluarse con:

$$S_{s\text{ind}} = S_s \frac{A_{req}}{A_r} \quad \dots (7.32)$$

donde S_s representa el esfuerzo a tensión con la primera estimación de "k".

El máximo esfuerzo inducido a compresión basado también en el primer valor de "k" puede ser determinado mediante 7.26. Estos valores de S_s y S_c pueden a su vez usarse para ajustar el valor de "k" con la ecuación 7.3. Si el nuevo valor de "k" difiere apreciablemente del valor original, deberán evaluarse para él, las constantes C_t , C_c , j, z. El procedimiento se repite hasta alcanzar un acercamiento aceptable de los valores de "k".

El espesor de la placa se obtiene a partir de las ecuaciones 7.28 y 7.29; cuando se usan escuadras de refuerzo con 7.27 y 7.30.

Para completar el diseño se dispondrá de elementos fijadores adicionales denominados silletas y cuya función es la de sujetar el recipiente contra desplazamientos y efectos de volteo. La selección de las silletas será referida mas adelante.

TABLA 7.4. CARACTERISTICAS DE PERNOS

DIAMETRO NOMINAL	CUERDA NORMAL		SERIE DE 8 HILOS	ESP. ENTRE PERNOS		DISTANCIA RADIAL MINIMA	DISTANCIA AL BORDE	TUERCA
	HILOS	AREA RAIZ in ² .	AREA RAIZ in ² .	MIN. in.	MAX. in.	l ₃ in.	l ₄ in.	in.
1/2	13	0.126		1 1/4	3	13/16	5/8	7/8
5/8	11	0.202		1 1/2	3	15/16	3/4	1 1/16
3/4	10	0.302		1 3/4	3	1 1/8	13/16	1 1/4
7/8	9	0.419		2 1/16	3	1 1/4	15/16	1 7/16
1	8	0.551	0.551	2 1/4	3	1 3/8	1 1/16	1 5/8
1 1/8	7	0.693	0.728	2 1/2	3	1 1/2	1 1/8	1 13/16
1 1/4	7	0.890	0.929	2 13/16	3	1 3/4	1 1/4	2
1 3/8	6	1.054	1.155	3 1/16		1 7/8	1 3/8	2 3/16
1 1/2	6	1.294	1.405	3 1/4		2	1 1/2	2 3/8
1 5/8	5.5	1.515	1.680	3 1/2		2 1/8	1 5/8	2 9/16
1 3/4	5	1.744	1.980	3 3/4		2 1/4	1 3/4	2 3/4
1 7/8	5	2.049	2.304	4		2 3/8	1 7/8	2 15/16
2	4.5	2.300	2.652	4 1/4		2 1/2	2	3 1/8
2 1/4	4.5	3.020	3.423	4 3/4		2 3/4	2 1/4	3 1/2
2 1/2	4	3.715	4.292	5 1/4		3 1/16	2 3/8	3 7/8
2 3/4	4	4.618	5.259	5 3/4		3 3/8	2 5/8	4 1/4
3	4	5.621	6.324	6 1/4		3 5/8	2 7/8	4 5/8

TABLA 7.5. NUMERO DE PERNOS DE ANCLAJE

DIAMETRO DEL CIRCULO DE PERNOS	NUMERO DE PERNOS MINIMO	MAXIMO
24 a 36 in.	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 7.6. MAXIMOS ESFUERZOS PERMISIBLES EN PERNOS

ESPECIFICACION	DIAMETRO	ESF. PERMISIBLE
SA-325	todos	15 000 lb/in ²
SA-193 B7	2 1/2" ↓	18 000 "
SA-193 B16	2 1/2" ↓	18 000 "
SA-193 B7	2 1/2 a 4"	16 000 "
SA-193 B16	2 1/2 a 4"	15 700 "

Selección de los pernos.

Conocida el área mínima de apernado, pueden seleccionarse los pernos por aplicación de las tablas 7.4, 7.5, 7.6 y de la figura 7.6. La tabla 7.4 muestra las características más comunes de los pernos considerando que para estimar el diámetro requerido, se toma solamente en cuenta el área en la raíz de la rosca. Para tolerancias por corrosión deberá agregarse 1/8" al diámetro seleccionado. Se ha observado además, que la capacidad de los pernos no se desarrolla completamente en la cimentación de concreto, si son colocados muy cerca uno de otro. Se recomienda colocar los pernos a separaciones mayores de 18 in. Normalmente para mantener esta separación en recipientes de diámetro pequeño, se requiere ampliar el círculo de per-

nos usando un faldón cónico, o bien, una placa base más ancha con escuadras de refuerzo.

La tabla 7.5 contiene una recomendación general para elegir el número de pernos, de acuerdo al diámetro del círculo resultante.

La tabla 7.6 incluye los esfuerzos permisibles de los materiales de construcción más comunes usados en pernos.

Ejemplo 7.1. Estimar el ancho y el espesor de la placa de apoyo necesaria para soportar el faldón de una torre de destilación que tiene 8 ft. de diámetro y 140 ft. de altura. El peso de la torre operando es de 450 000 lb. y el momento debido a la carga de viento es de 6×10^6 lb-ft. Se estima que la base de concreto tendrá una resistencia compresiva de 3000 lb/in². El esfuerzo permisible para el acero con el cual se conformará la estructura del faldón es de 20 000 lb/in².

SOLUCION.

El diseño puede iniciarse con la proposición del diámetro interno y externo de la placa de apoyo y del diámetro del círculo de pernos.

$$d_{\text{faldón}} = 8 \text{ ft.}$$

$$d_i(\text{placa}) = 7.5 \text{ ft.}$$

$$d_o(\text{placa}) = 9.5 \text{ ft.}$$

$$d_{\text{medio}} = 8.5 \text{ ft.}$$

$$d_{cp} = 9 \text{ ft. (propuesto en base al diámetro medio de la placa).}$$

$$t_3 = (9.5-7.5)/2 = 1 \text{ ft. (ancho de placa propuesto).}$$

Número de pernos.

Se puede calcular considerando el espacio mínimo recomendable entre ellos de 18", o bien, atendiendo a la tabla 7.5.

$$\text{No. pernos} = \frac{\pi d_{cp}}{18}$$

$$N = \frac{\pi(9)12}{18} = 19$$

El diámetro y área en la raíz de los pernos se selecciona según la tabla 7.4.

Tentativamente se elige:

$$d_p = 2 \text{ in. y } A_p = 2.3 \text{ in}^2.$$

Para la primera estimación de "k" se supone que:

$$S_s = 20\,000 \text{ lb/in}^2.$$

$$S_{c_{\max}} = 1200 \text{ lb/in}^2. \text{ (tabla 7.1)}$$

Suponiendo en base a este último valor, que el esfuerzo en el círculo de pernos es:

$$S_{ccp} = 1000 \text{ lb/in}^2.$$

Si el factor "n" (tabla 7.1) es igual a 10, el valor aproximado de "k" aplicando 7.3 resulta:

$$k = \frac{1}{1 + 20000/10(1000)}$$

$$k = 0.333$$

El esfuerzo en el círculo de pernos de acuerdo al valor de "k" será según 7.26:

$$S_{ccp} = 1200 \frac{2(0.333)(9)(12)}{2(0.333)(9)(12)+12}$$

$$S_{ccp} = 1028.4 \text{ lb/in}^2.$$

De la tabla 7.2 las constantes estimadas según "k" son:

$$C_c = 1.588 \quad z = 0.431$$

$$C_t = 2.376 \quad j = 0.782$$

La revisión del valor de "k" se inicia calculando los esfuerzos inducidos a tensión y a compresión.

La fuerza de tensión se evalúa por medio de 7.17:

$$F_t = \frac{6 \times 10^6 - 4.5 \times 10^5 (0.431) 9}{0.782(9)}$$

$$F_t = 604\,497 \text{ lb.}$$

El esfuerzo inducido en el acero se obtiene de 7.6:

$$S_s = \frac{F_t}{t_1 r C_t}$$

donde t_1 se define en 7.19:

$$t_1 = \frac{19(2.3)}{\pi(9)(12)} = 0.128 \text{ in.}$$

$$S_s = \frac{604\,497}{0.128(9/2)(12)(2.376)} = 36\,808.15 \text{ lb/in}^2$$

Este valor es muy alto respecto al valor considerado de 20 000 y se debe a que el área de pernos es insuficiente, por lo cual se hace necesario un ajuste:

$$d_p = 3 \text{ in.} \quad A_p = 5.621 \text{ in}^2.$$

$$t_1 = \frac{19(5.621)}{\pi(9)(12)} = 0.314 \text{ in.}$$

$$S_s = \frac{604\,497}{0.314(9/2)(12)(2.376)} = 15\,004.6 \text{ lb/in}^2.$$

La fuerza a compresión puede calcularse con 7.23:

$$F_c = 604\,497 + 450\,000 = 1\,054\,497 \text{ lb.}$$

El esfuerzo inducido en el concreto en el círculo de pernos (S_c) se evalúa con:

$$F_c = (t_2 + nt_1) r S_c C_c$$

donde el ancho del concreto es:

$$t_2 = t_3 - t_1 = 12 - 0.314 = 11.686 \text{ in.}$$

$$S_c = \frac{1\,054\,497}{\{11.686 + 10(0.314)\}(9/2)(12)(1.588)}$$

$$S_c = 829.42 \text{ lb/in}^2.$$

Revisión y ajuste de "k".

$$k = \frac{1}{1 + 15004.6/10(829.42)}$$

$$k = 0.355$$

Las constantes según el nuevo valor de "k" de la tabla 7.2:

$$C_c = 1.65 \quad z = 0.426$$

$$C_t = 2.32 \quad j = 0.783$$

$$F_t = \frac{6 \times 10^6 - 4.5 \times 10^5 (0.426) (9)}{0.783 (9)}$$

$$F_t = 606\,598.55 \text{ lb.}$$

$$S_s = \frac{606\,598.55}{0.314(9/2)(12)(2.32)}$$

$$S_s = 15420.2 \text{ lb/in}^2.$$

$$F_c = 606\,598.55 + 450\,000 = 1\,056\,598.55 \text{ lb.}$$

$$S_c = 799.85 \text{ lb/in}^2.$$

$$k = \frac{1}{1 + 15420.2/10(799.85)}$$

$$k = 0.341$$

Este valor no es muy distinto al anterior, por lo cual no será necesario el ajuste y los esfuerzos finales son:

$S_s = 15420.2 \text{ lb/in}^2$. El valor del esfuerzo máximo inducido a tensión, no debe sobrepasar al esfuerzo máximo permisible del material de construcción de los pernos.

$S_c = 799.85 \text{ lb/in}^2$. Valor del esfuerzo inducido a compresión en el concreto en el círculo de pernos.

El máximo esfuerzo compresivo en pernos y concreto estará determinado por 7.2:

$$S_s(\text{comp.}) = n S_c = 10(799.85) = 7998.5 \text{ lb/in}^2.$$

El máximo esfuerzo compresivo en el concreto es el que se desarrolla en la periferia externa de la placa de apoyo y está dado por la ecuación 7.26:

$$S_{c\max} = 799.85 \frac{2(0.341)(9)(12)+12}{2(0.341)(9)(12)} = 930.16 \text{ lb/in}^2.$$

El espesor de la placa de apoyo puede determinarse con:

$$t_4 = 1 \sqrt{3 S_{c\max} / S_{\text{perm}}}$$

donde:

$$l = \frac{9.5 - 8}{2} = 0.75 \text{ ft} = 9 \text{ in.}$$

$$t_4 = 9 \sqrt{3(930.16)/20000} = 3.36 \text{ in.}$$

Si se considera excesivo este espesor, existe la alternativa de colocar escuadras de refuerzo.

Se propone el uso de 44 escuadras igualmente espaciadas, colocando las que coinciden con los pernos, tal como se muestra en la figura 7.9. El espaciamiento será:

$$b = \pi d_{cp} / \text{No. de escuadras}$$

$$b = \frac{\pi(9)(12)}{44} = 8.07 \text{ in.}$$

$$l/b = 9/8.07 = 1.115$$

Interpolando en la tabla 7.3 entre $l/b = 1$ y $l/b = 1.5$ pueden establecerse los momentos:

$$M_x = 0.0983 S_c b^2$$

$$M_x = 0.0983(930.16)(8.07)^2$$

$$M_x = 5954.67 \text{ lb-in}$$

En la dirección siguiente:

$$M_y = -0.1201 S_c l^2$$

$$M_y = -0.1201(930.16)(9)^2$$

$$M_y = -9048.68 \text{ lb-in}$$

Se escoge el momento mayor:

$$M_{\max} = M_y = -9048.68 \text{ lb-in.}$$

El nuevo espesor deberá calcularse con la ecuación 7.30:

$$t_4 = \sqrt{6(9048.68)/20000}$$

$$t_4 = 1.647 \text{ in.}$$

Se usará por tanto placa de $1 \frac{3}{4}$ ".

Soportes con silletas.

En algunos casos, si el recipiente no es muy alto y se soporta con un faldón en lugar de columnas, puede esperarse que el espesor de la placa de apoyo resulte de 1/2" o menor. Para esta condición pueden usarse como placa, perfiles de acero en forma de ángulo, rolados y dispuestos en el lado exterior del propio faldón, tal como se muestra en la figura 7.7.

Si el espesor de la placa resultara entre 1/2" y 3/4" puede usarse un aro simple como placa de apoyo, como aparece en la fig. 7.8.

Si el espesor de la placa resulta 3/4" o mayor, será necesario colocar un apernado en forma de silleta.

La figura 7.9 muestra la disposición típica del último arreglo. Las proporciones de la silleta se estiman empíricamente con ayuda de la figura 7.10 y en el Apéndice F aparece una tabla más explícita en cuanto a dimensiones en silletas. La tabla 7.7 contiene una recomendación para el número máximo de silletas a emplear, dependiendo del diámetro del recipiente.

TABLA 7.7. NUMERO MAXIMO DE SILLETAS.

DIAMETRO DEL FALDON (ft)	No. DE SILLETAS
3	4
4	8
5	8
6	12
7	16
8	16
9	20
10	24

La sección interna de la placa de apoyo que se encuentra entre dos escuadras de refuerzo (fig. 7.10) puede considerarse como una viga con apoyos fijos. La carga "P" producida por el perno será igual a:

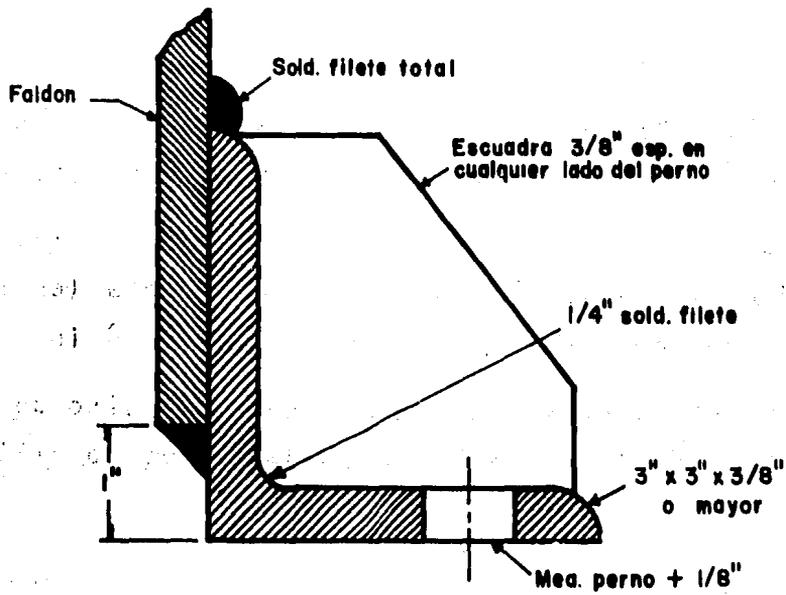


FIG.7.7. PERFIL DE ANGULO SIMPLE PARA PLACA DE APOYO CON ANGULO DE REFUERZO.

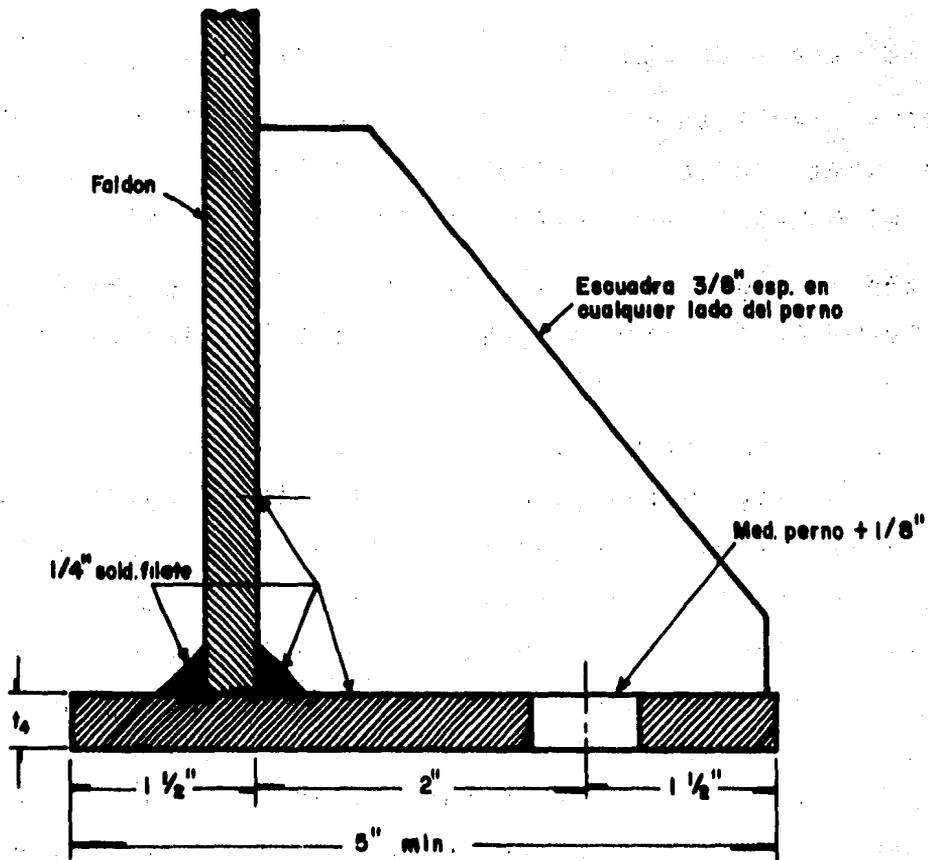


FIG.7.8. ANILLO SIMPLE Y PLACA CON ESCUADRAS.

$$P = S_s A_p \quad \dots (7.33)$$

donde S_s es el máximo esfuerzo inducido en el apernado.

El máximo momento flexionante en la placa de apoyo dentro de la silleta ocurre en el centro (en o cerca del perno) y se define como:

$$M_{\max} = P b / 8 \quad \dots (7.34)$$

donde "b" es la distancia dentro de la silleta (entre las escuadras de refuerzo) que generalmente se adopta de 8 in.

El barreno en la placa de apoyo reduce el ancho efectivo de ésta, por lo que el espesor de la placa de apoyo dentro de la silleta es tará dado por:

$$t_4 = \sqrt{\frac{6 M_{\max}}{(t_3 - d_{hp}) S_{\text{perm}}}} \quad \dots (7.35)$$

donde:

t_3 . ancho de la placa de apoyo (in)

d_{hp} . diámetro del barreno para el perno en la placa (in)

El momento flexionante en el lado externo de la placa entre silletas puede ser controlante y se determina con ayuda de la tabla 7.3 en cuyo caso el espesor debe calcularse mediante la expresión 7.30.

En relación con la figura 7.10, el espesor t_5 de la placa que forma la parte superior de la silleta, puede fijarse en base al siguiente criterio:

En el lado en que actúa el viento, se produce una carga a tensión y una reacción a compresión del perno sobre la placa superior de la silleta. La carga del perno se considera como uniformemente distribuida, actuando sobre un área circular igual al área del perno. La placa se considera soportada en cuatro lados (soldada al faldón, 2 lados limitados por dos escuadras de refuerzo, que a su vez proporcionan rigidez y compensan el lado libre). Se han desarrollado algunas expresiones para evaluar los momentos flexionantes para una placa en esta condición, estimando que la carga compresiva actúa sobre un área circular de radio "e"

La figura 7.10 muestra la dirección radial "y" y la circunferencial "x". Los momentos máximos flexionantes se expresan como:

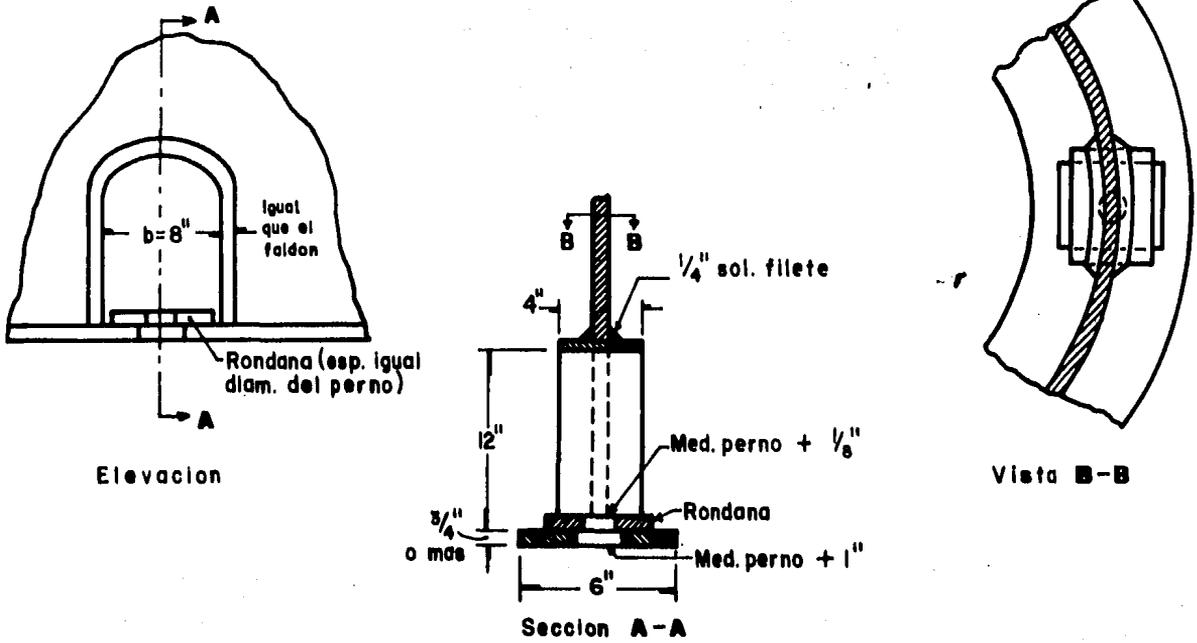


FIG.7.9. LOCALIZACION DE SILLETAS DE APERNADO.

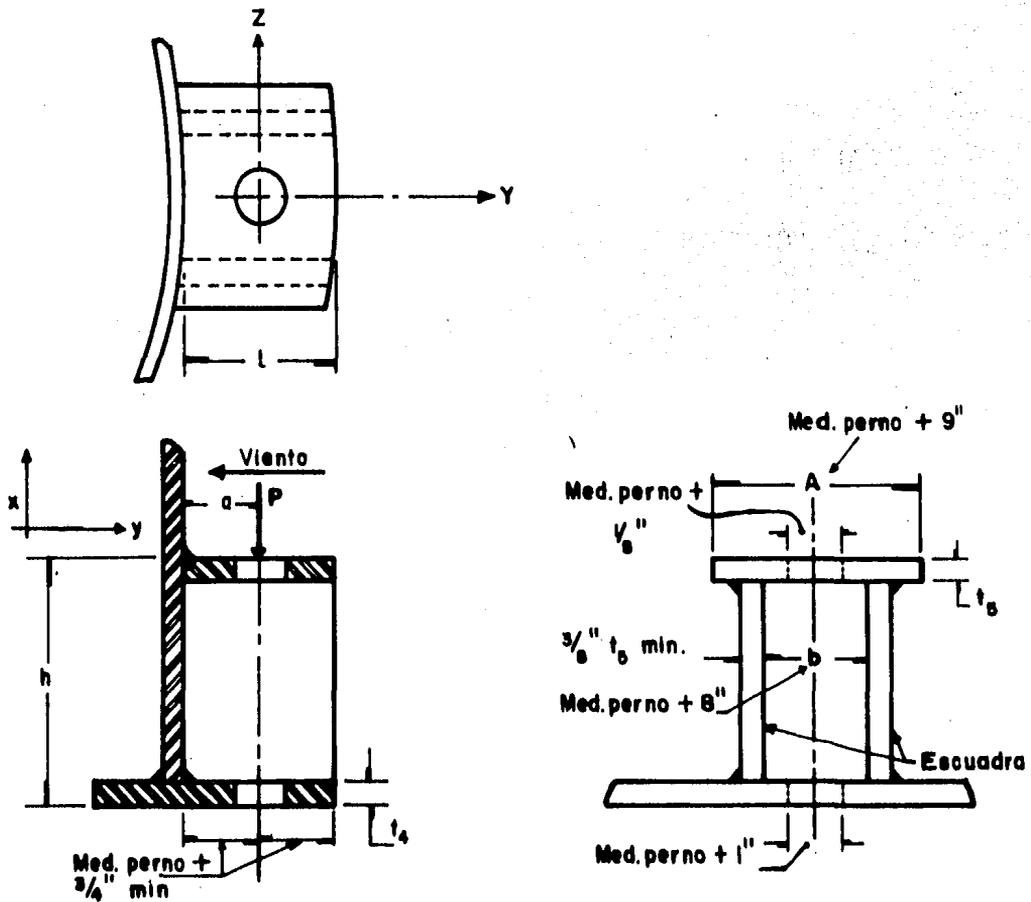


FIG.7.10. DIAGRAMA PARA SUGERIR DIMENSIONES EN SILLETAS.

$$M_y = \frac{P}{4\pi} \left\{ (1+\mu) \ln \frac{2l \operatorname{sen}(\pi a/l)}{\pi e} + 1 \right\} - \frac{\lambda_1 P}{4\pi} \quad \dots (7.36)$$

$$M_x = \frac{P}{4\pi} \left\{ (1+\mu) \ln \frac{2l \operatorname{sen}(\pi a/l)}{\pi e} + (\mu + \lambda_2) \right\} \quad \dots (7.37)$$

donde la carga "P" puede evaluarse con la ecuación 7.33 y las constantes λ_1 y λ_2 con la tabla 7.8, el resto de las variables tienen el significado siguiente:

- μ . módulo de Poisson (0.30 para acero al carbón)
- l. distancia radial desde el lado exterior del faldón hasta el borde exterior de la placa a compresión (in.)
- a. distancia radial desde el lado exterior del faldón al círculo de pernos (in.)
- b. espacio entre escuadras (in.)
- e. radio de acción de la carga (la mitad de la distancia entre lados planos de la tuerca del perno (in.))

TABLA 7.8. CONSTANTES λ_1 Y λ_2 EN UN ANILLO A COMPRESION

b/l *	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	∞
λ_1	0.565	0.350	0.211	0.125	0.073	0.042	0
λ_2	0.135	0.115	0.085	0.057	0.037	0.023	0

* si $b/l < 1$, se invertirá la relación y los ejes se rotarán 90° .

Comparando las expresiones para los momentos 7.36 y 7.37, con las respectivas constantes, puede notarse que:

si $b/l = 1$ entonces: $M_x = M_y$

si $b/l > 1$ entonces: $M_y > M_x$ y será controlante.

El espesor para la placa o anillo puede calcularse como:

$$t_5 = \sqrt{6 M_y / S_{perm}} \quad \dots (7.38)$$

La figura 7.11 muestra la colocación de las silletas y en el Apéndice F se sugieren algunos valores para t_5 .

El dibujo de la figura 7.12 representa un anillo continuo de compresión que se coloca como placa arriba de la placa de apoyo. El concepto para el diseño de este anillo es parecido al desarrollado para el diseño de silletas, por lo que se utilizan las expresiones 7.36 y 7.37.

Se prefiere el uso del anillo cuando el espaciamiento de las silletas llega a ser más pequeño que la placa a compresión.

El espesor t_6 de las escuadras de refuerzo es determinable si se considera que éstas, han sido igual y alternativamente espaciadas entre los pernos. De esta forma la escuadra se comporta como una columna vertical y pueden aplicarse las relaciones de esbeltez discutidas en el capítulo 3, usando h/r en lugar de l/r (ec. 3.44).

El momento de inercia para la escuadra será:

$$I = \frac{l t_6^3}{12} = a_t r^2 = l t_6 r^2 \quad \dots (7.39)$$

$$\text{donde } r^2 = t_6^2/12 \quad \dots (7.40)$$

y el esfuerzo permisible:

$$S_{perm} = \frac{P}{l t_6} = \frac{P}{a_t} \quad \dots (7.41)$$

donde:

P. carga sobre el perno (lb.)

l. ancho de la escuadra (in.)

a_t . área de la sección transversal (in².)

r. radio de giro (in.)

Las expresiones últimas unidas a las relaciones de esbeltez, conducen a la ecuación final para la determinación del espesor:

$$18000 l t_6^3 - P t_6^2 - (Ph^2/1500) = 0 \quad \dots (7.42)$$

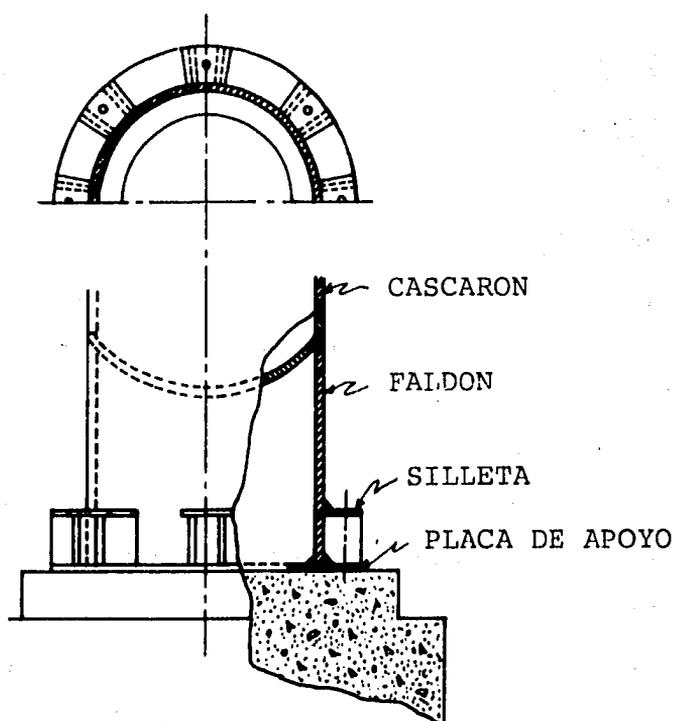


FIG.7.11. DIAGRAMA DE FALDON CON SILLETAS EXTERNAS DE APERNADO.

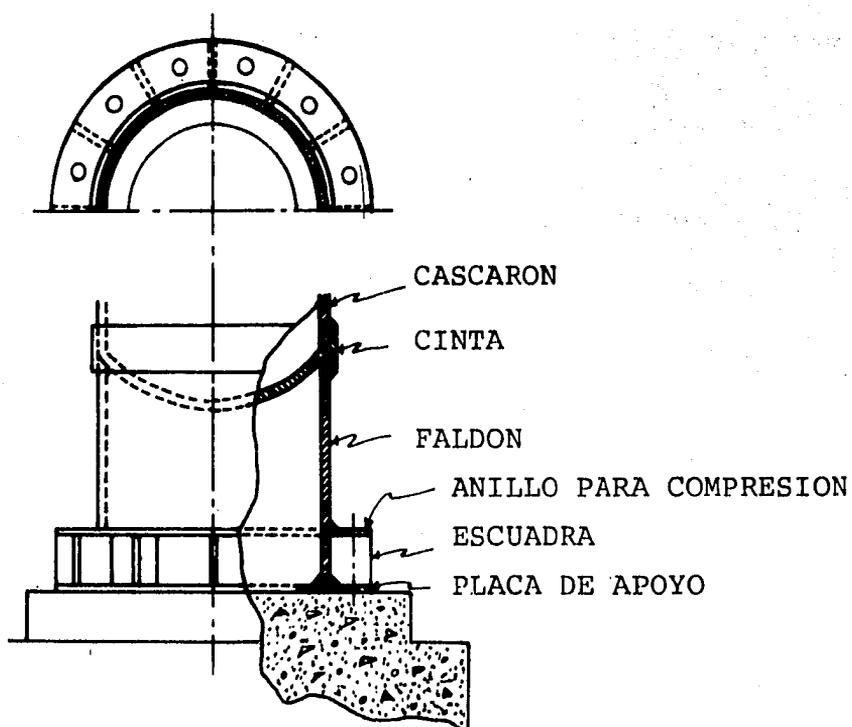


FIG.7.12. DIAGRAMA DE FALDON CON ANILLO DE COMPRESION.

Si la altura de la escuadra es pequeña, el tercer término en 7.42 puede despreciarse con lo cual el espesor quedará fijado por:

$$t_6 = \frac{P}{18000 l} \quad \dots (7.43)$$

Si las escuadras no han sido igualmente espaciadas se producirá una carga excéntrica que inducirá un momento flexionante como en el caso de las escuadras para silletas. Para esta condición el espesor cambiará a:

$$t_6 = (3/8) t_5 \quad \dots (7.44)$$

Finalmente será necesario revisar la reacción en el faldón. Esto significa calcular el espesor del faldón capaz de soportar la condición de carga inducida por el uso de las silletas externas o el anillo de compresión.

El espesor para este caso se expresa como:

$$t = 1.76 (r)^{1/3} (P a/m h S_{perm})^{2/3} \quad \dots (7.45)$$

donde:

r. radio del faldón (in.)

m = 2A (según la fig. 7.10) ó bs (espaciamiento entre pernos) (in.)

P. carga máxima del perno (lb.)

h. altura de la escuadra (in.)

t. espesor requerido para el faldón (in.)

Si el espesor calculado resultase excesivo, podría reducirse aumentando la altura de las escuadras.

Este espesor deberá compararse además, con el calculado en base a una combinación de esfuerzos como se establece al principio de este capítulo, ajustándose tanto como sea posible ya que se tiene que adoptar el que resulte mayor.

7.2. Soportes para recipientes horizontales.

Hace ya algunas décadas que fue establecido un análisis mecánico que es la base del diseño de soportes. Es claro que la selección del tipo de soporte, está influida por el tamaño del recipiente, por el espesor de la pared, por el espacio disponible en el piso o la estructura, por la elevación respecto al piso inmediato, por el material de construcción y por la temperatura de operación. Obviamente el llegar a una definición sobre el tipo de soporte manejando estas variables, es difícil y poco práctico.

En forma general, la mayor parte de los recipientes horizontales se soportan mediante silletas (fig. 7.13), las cuales pueden descansar directamente sobre el piso, si el recipiente es poco elevado, o en caso contrario, se usa un marco de acero o concreto para recibir las silletas.

El uso de dos silletas se prefiere sobre los soportes múltiples, por estabilidad y economía y se recomienda, aún en el caso de que sean necesarios los anillos de refuerzo. El sitio para colocar las silletas depende en ocasiones de la localización de las boquillas, purgas, pozos colectores, etc., en la parte inferior del recipiente. Si el diseñador no encuentra este tipo de limitaciones, puede colocar las silletas cerca de las tapas, para aprovechar su efecto atiesador. Esta opción se aplica favorablemente a recipientes de gran diámetro y pared delgada.

La teoría para el desarrollo de las ecuaciones de diseño, parte del supuesto de que un recipiente soportado entre dos silletas, se comporta como una viga cargada, aunque las condiciones de carga varían para un llenado total y un llenado parcial y los esfuerzos toman valores que dependen del ángulo " θ " (fig. 7.14), conocido como ángulo de contacto. Este ángulo toma un valor mínimo de 120° , excepto para recipientes muy pequeños; para cilindros no atiesados sujetos a presión externa tiene como valor máximo 120° .

El ancho estándar de las silletas es de 12" para acero y de 15" para concreto, debiendo incrementarse razonablemente para recipientes grandes o pesados y reducirse en caso contrario. La distancia de la línea de tangencia a la silleta no será mayor del 20% de la

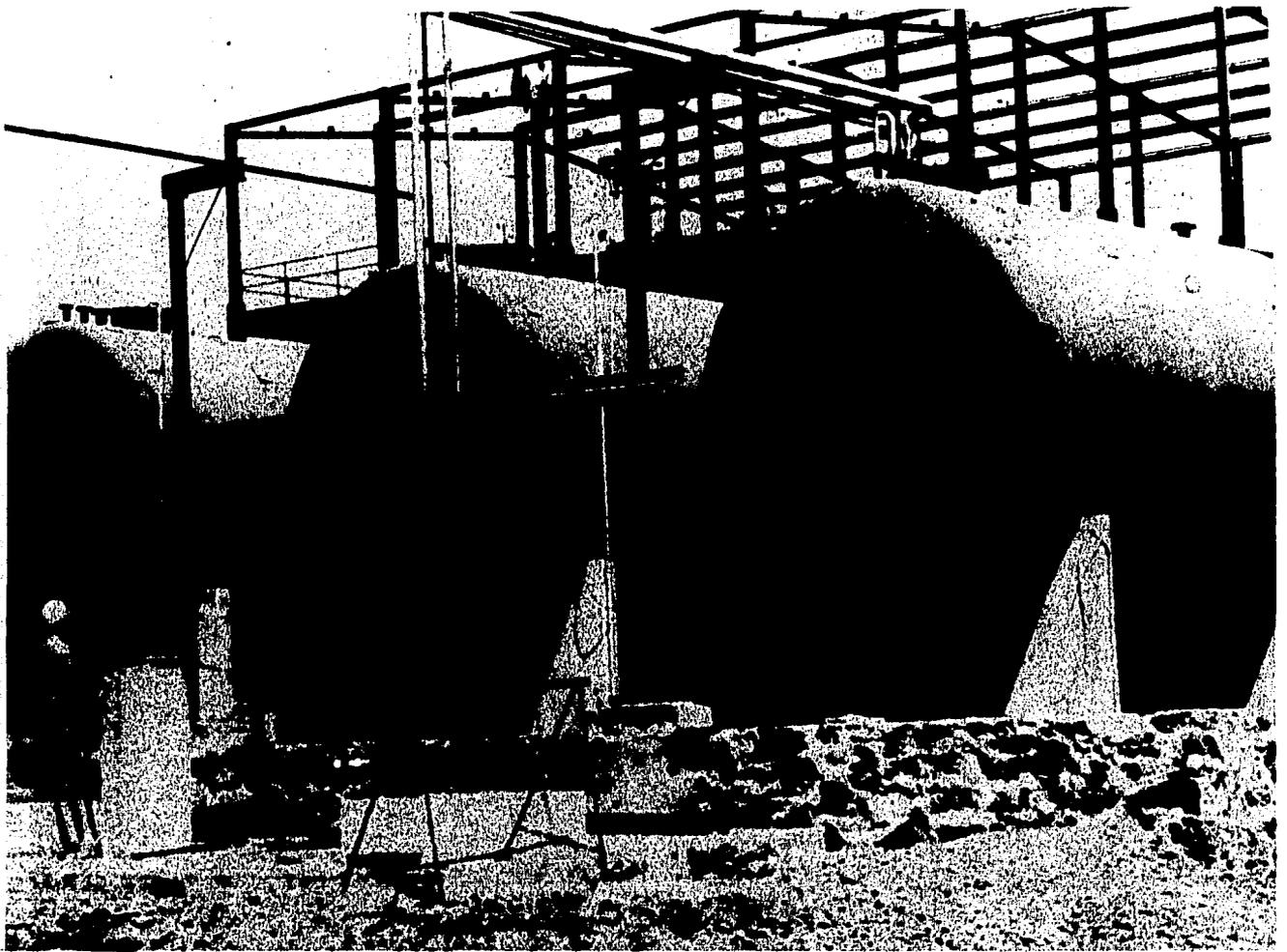
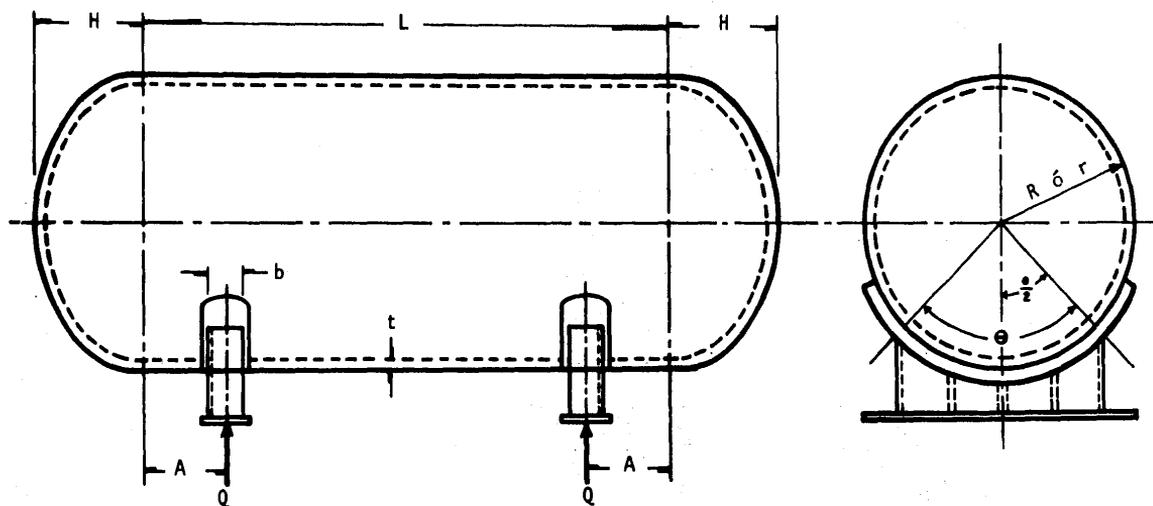


FIG.7.13. RECIPIENTE DESCANSANDO EN SILLETAS.



- A. Distancia desde la línea de tangentes a la silleta (ft).
- L. Longitud del recipiente entre líneas de tangencia (ft).
- H. Profundidad de la tapa (ft).
- Q. Carga total por silleta (peso total entre dos) (lb).
- R ó r. Radio del recipiente (ft, in).
- t. Espesor del cascarón (in).
- θ . Angulo total de contacto (grados).
- b. Ancho de la silleta (o ancho de las silletas de concreto) (in).

FIG.7.14. VARIABLES EN UN RECIPIENTE SOPORTADO EN DOS SILLETAS.

longitud del recipiente para evitar la inversión del efecto de la carga en el centro del tanque. Además esta distancia se adopta menor que el radio, para aprovechar el efecto atiesador de la tapa y frecuentemente se establece como:

$$A = 0.4 R \quad \dots (7.46)$$

En muchos casos la figura 7.15 puede servir como guía para determinar la localización más económica de silletas para grandes recipientes horizontales de acero (específicamente de acero SA-285-C) y carga líquida con densidad de 42 lb/ft², considerando que este valor es representativo de los líquidos volátiles que usualmente se almacenan.

Cuando el recipiente debe contener líquidos de diferentes densidades, o bien, se trabajan diferentes materiales constructivos, puede obtenerse del diagrama una opción que debe revisarse posteriormente.

Los esfuerzos más importantes involucrados en el conjunto recipiente-soportes son:

- 1.- Máximo esfuerzo longitudinal (flexionante).
- 2.- Esfuerzo tangencial (de corte).
- 3.- Esfuerzo circunferencial cercano a las silletas.

7.2.1 Máximo esfuerzo longitudinal flexionante.

Consideremos la figura 7.16 para establecer los momentos. Dos momentos flexionantes máximos se presentan en dirección longitudinal, uno de ellos se localiza sobre las silletas y el otro al centro del recipiente.

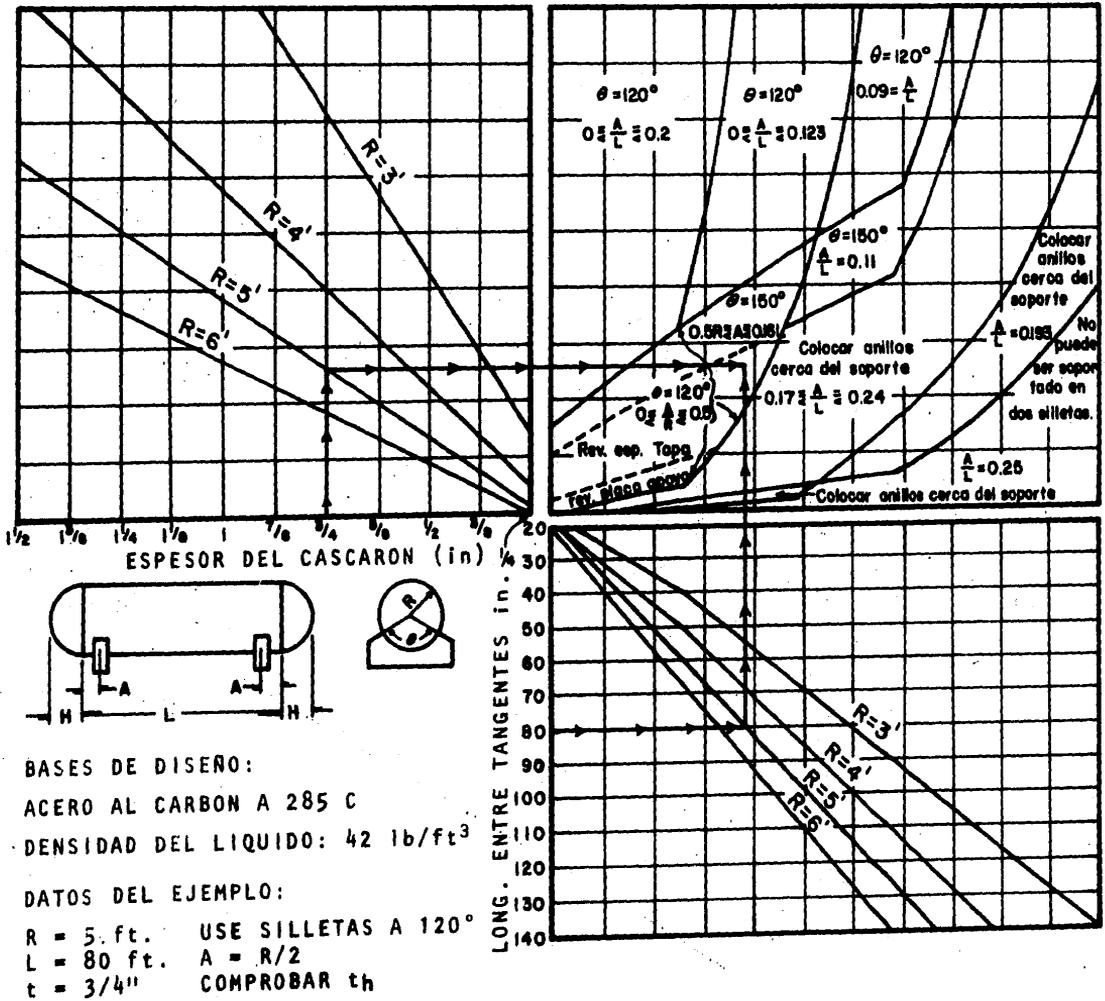
El momento máximo sobre los soportes está dado por la suma de momentos respecto al centro de reacción "Q" como:

$$M_q = w \left\{ 2HA/3 + A^2/2 - (R^2 - H^2)/4 \right\} \quad \dots (7.47)$$

donde "w" es el peso total de recipiente y fluido considerados como una carga uniforme, al dividirlos entre la longitud equivalente.

$$w = \frac{2Q}{(L + 4/3H)} \quad \dots (7.48)$$

FIG.7.15. LOCALIZACION DE SILLETAS EN RECIPIENTES HORIZONTALES.



siendo "L" la longitud entre tangentes y "H" la profundidad de abombado. El término de longitud equivalente se aplica preferentemente a recipientes con tapas elípticas o hemisféricas, donde es válida la aproximación que considera que el peso de la tapa y del fluido contenido en ella, es igual a 2/3 del peso de un cilindro de longitud "H" y el fluido contenido en él.

Sustituyendo el valor de "w" en la ecuación 7.47 se obtiene:

$$M_q = Q A \left\{ 1 - \frac{1 - A/L + (R^2 - H^2)/2AL}{1 + 4H/3L} \right\} \quad \dots (7.49)$$

Por otra parte, el momento flexionante máximo al centro del recipiente está dado por:

$$M_c = \frac{QL}{4} \left\{ \frac{1 + 2(R^2 - H^2)/L^2}{1 + 4H/3L} - \frac{4A}{L} \right\} \quad \dots (7.50)$$

Algunas pruebas han demostrado que -excepto cerca de las silletas- un cascarón cilíndrico lleno totalmente de líquido, prácticamente no sufre momentos circunferenciales flexionantes y por lo tanto se comporta como una viga, siendo su módulo de sección:

$$I/c = \pi r^2 t \quad \dots (7.51)$$

En la parte superior del recipiente, sobre cada silleta, una parte del cascarón no puede aportar su sección transversal para resistir los esfuerzos debido a que la acción de los momentos flexionantes circunferenciales tiende a deformar el recipiente en esas zonas tal como se aprecia en la figura 7.17. Para esta condición la sección efectiva se representa por el arco 2Δ (Δ en radianes) y el módulo de sección se convierte en :

$$I/c = k_1 r^2 t \quad \dots (7.52)$$

donde:

$$k_1 = \pi \left\{ \frac{\Delta + \text{sen}\Delta \cos\Delta - 2\text{sen}^2\Delta/\Delta}{\pi(\text{sen}\Delta/\Delta - \cos\Delta)} \right\} \quad \dots (7.53)$$

$$\Delta = \pi/180 \cdot (\beta/6 + \theta/2) \quad (\text{rad.}) \quad \dots (7.54)$$

$$\beta = 180 - \theta/2 \quad \dots (7.55)$$

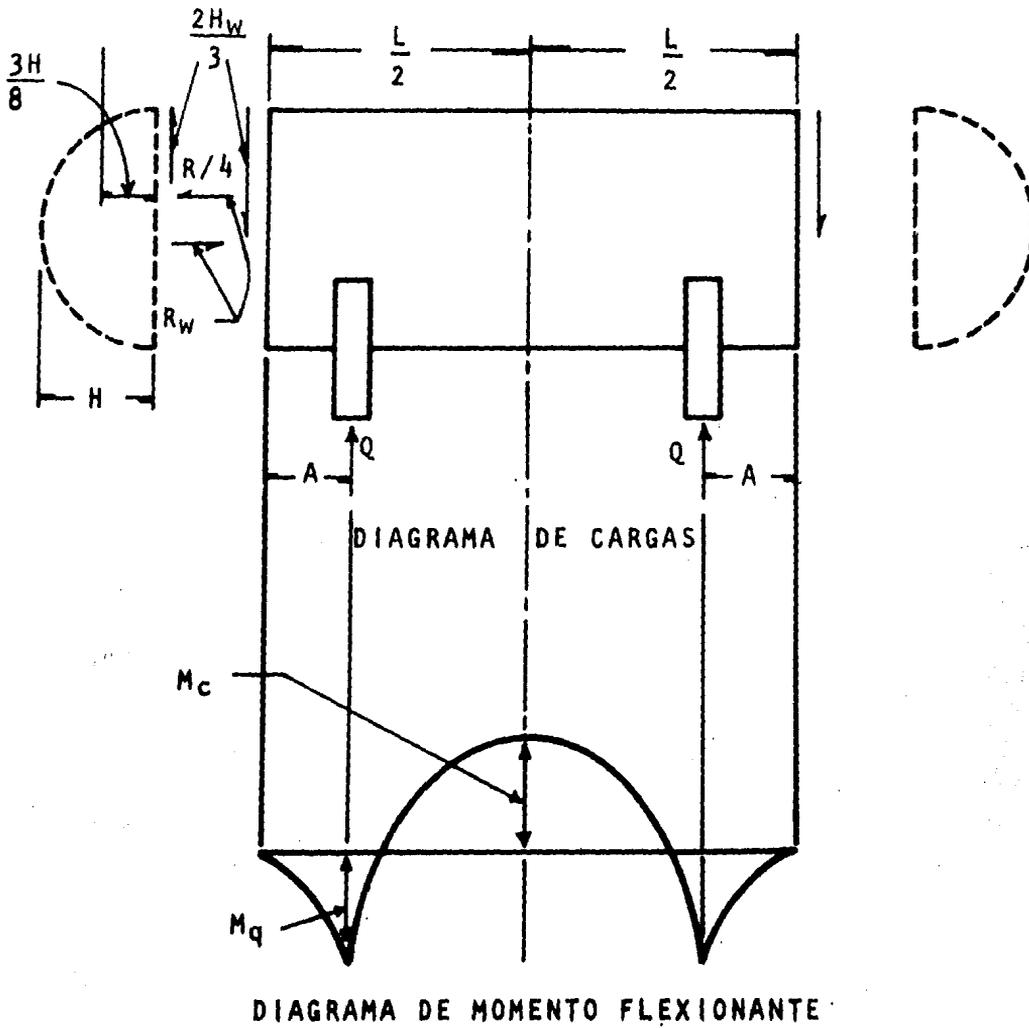


FIG.7.16. SEMEJANZA DE UN CASCARON CILINDRICO CON UNA VIGA SOPORTADA EN DOS PUNTOS.

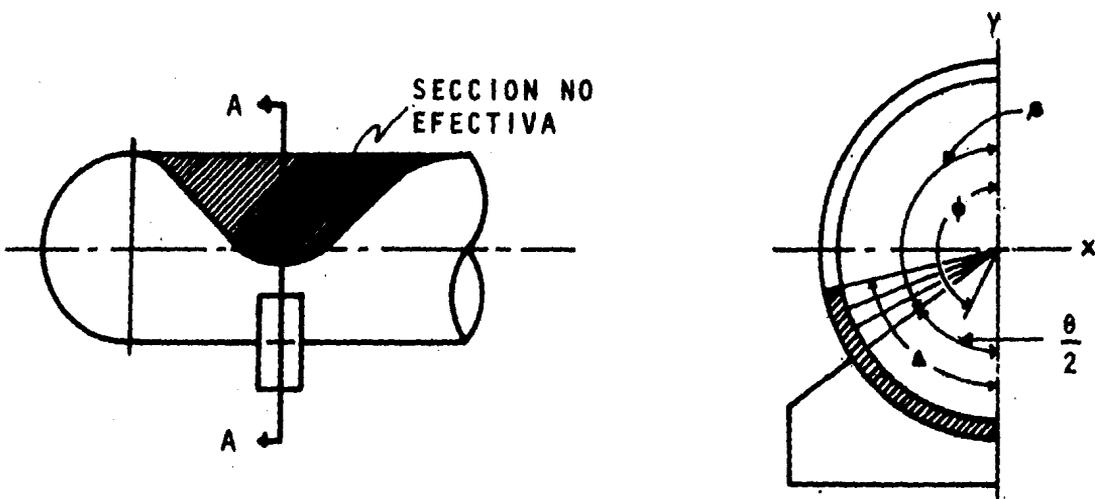


FIG.7.17. CROQUIS DEL AREA EFECTIVA DEL CASCARON CONSIDERADO COMO VIGA Y CORTE DE LA SECCION TRANSVERSAL.

Si el cascarón es reforzado por la tapa o por un aro atiesador completo alrededor de la silleta, el arco efectivo 2Δ , será equivalente a toda la sección transversal del cascarón, con lo cual el módulo de sección estará dado por la expresión 7.51 y entonces $k_1 = \pi$.

Esto significa que si el cascarón está reforzado por tapa o anillos no será controlante el esfuerzo en la silleta "S₁", sino que solo será necesario evaluar el esfuerzo al centro del recipiente "S₂".

El esfuerzo en las silletas será:

$$S_1 = \pm \frac{M_q}{I/c} = \pm \frac{QA \left\{ 1 - \frac{1 - A/L + (R^2 - H^2)/2AL}{1 + 4H/3L} \right\} 12}{k_1 r^2 t} \quad \dots (7.56)$$

donde k_1 puede conocerse mediante la expresión 7.53 o con la tabla 7.9.

Alternativamente los valores de k_1 pueden leerse en la figura 7.18 usando para la determinación del esfuerzo la expresión:

$$S_1 = \pm \frac{3k_1 Q L}{\pi r^2 t} \quad \dots (7.57)$$

El esfuerzo al centro del recipiente es:

$$S_2 = \pm \frac{3k_2 Q L}{\pi r^2 t} \quad \dots (7.58)$$

donde k_2 puede leerse en la figura 7.18 o bien, calcularse como:

$$k_2 = \left\{ \frac{1 + 2(R^2 - H^2)/L^2}{1 + 4H/3L} - \frac{4A}{L} \right\} \quad \dots (7.59)$$

TABLA 7.9. VALORES PARA k_1 EN FUNCION DE θ (GRADOS)

θ	120	130	140	150	160	170	180
k_1	0.335	0.387	0.443	0.505	0.571	0.642	0.718

$k_1 = 3.14$ si el cascarón está reforzado por anillo o tapa; $A < 0.5R$ y se puede interpolar.

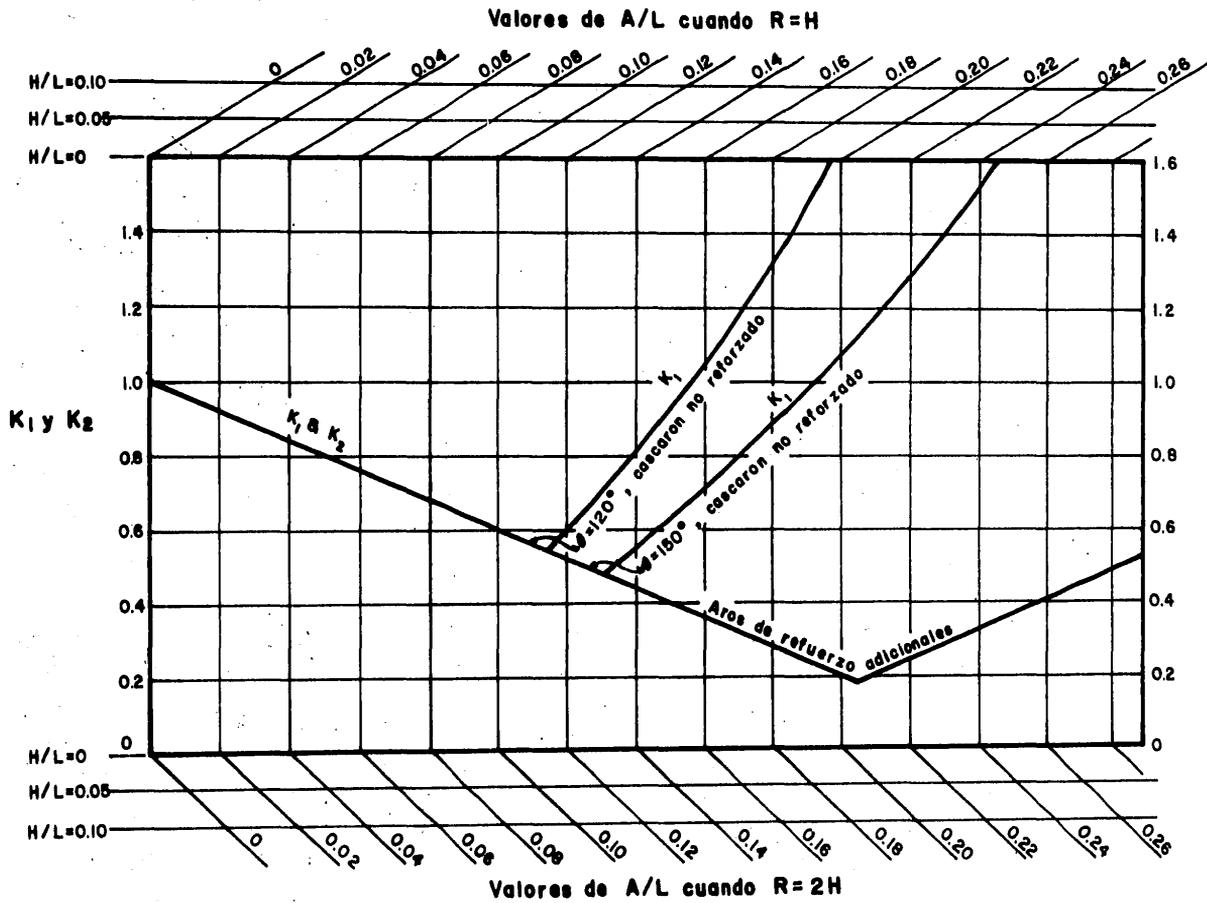


FIG.7.18. VALORES DE LAS CONSTANTES K_1 Y K_2 DEL MOMENTO CIRCUNFERENCIAL FLEXIONANTE.

Ejemplo 7.2. Se desea calcular la constante k_1 para un recipiente soportado en dos silletas. Debido a ciertas condiciones de proceso las silletas no pueden localizarse cerca de las tapas, por lo que el cascarón no puede ser reforzado por éstas y tampoco se usan anillos atiesadores. El ángulo de contacto es de 120° .

SOLUCION.

Puesto que $\theta = 120^\circ$

$$\beta = 180^\circ - 120^\circ/2 = 120^\circ$$

$$\Delta = \pi/180 (120/6 + 120/2)$$

$$\Delta = 1.396 \text{ radianes.}$$

Mediante la expresión 7.53:

$$k_1 = \pi \left\{ \frac{1.396 + \text{sen}1.396 \cos1.396 - 2\text{sen}^21.396/1.396}{\pi (\text{sen}1.396/1.396 - \cos1.396)} \right\}$$

$$k_1 = 0.335$$

Las constantes k_1 y k_2 pueden encontrarse usando la figura 7.18. La constante k_1 se encuentra graficada contra A/L para $H=R$ siendo S_1 el esfuerzo controlante. La constante k_2 para la condición de $H=0$ cuando S_2 controla, recomendándose un valor máximo de 0.09 para la relación R/L .

Los valores graficados de k_2 en la figura 7.18 cubren conservadoramente todos los tipos de tapas entre $H=0$ y $H=R$. Sobre la misma figura estan dados valores con mayor margen de seguridad para tapas hemisféricas y elípticas con relación de ejes de 2:1 para valores de H/L entre 0 y 0.1.

En cuanto a los valores mínimos de k_2 dados en la tabla 7.10, no se han tabulado para valores específicos de R/L y H/L por lo que también resultan conservadores.

El máximo esfuerzo flexionante S_2 , puede ocurrir a tensión (+) o a compresión (-). Si el esfuerzo a tensión es combinado con el esfuerzo axial debido a la presión interna, el valor límite será el esfuerzo permisible a tensión del material en la periferia de las uniones (considerando la eficiencia de las juntas soldadas). En compresión, el esfuerzo debido a la presión interna menos S_2 no

TABLA 7.10. VALORES DE CONSTANTES PARA DIFERENTES CONDICIONES DE SOPORTE.

Angulo de Contacto	Max. esfuerzo longitudinal flexionante	Cortante tangencial	Esfuerzo circunferencial.	Esfuerzo adic. en la tapa.	Esfuerzo a compresión.*	Atiesadores Circunf. flex.	Esfuerzo directo.	Tensión a través de la silleta
θ	k_2	k_4, k_5	k_7	k_8	k_9	k_6	k_{13}	k_{14}
Cascarón no reforzado:								
120	0.63 (A/L=0.09)	1.171	0.0528	--	0.760	--	--	0.204
150	0.55 (A/L=0.11)	0.799	0.0316	--	0.673	--	--	0.260
Cascarón reforzado por la tapa $A_5R/2$:								
120	1.0 (A/L=0)	0.880	0.0132	0.401	0.760	--	--	0.204
150	1.0 (A/L=0)	0.485	0.0079	0.297	0.673	--	--	0.260
Cascarón reforzado por anillo en el plano de la silleta:								
120	0.23 (A/L=0.193)	0.319	--	--	--	0.0528	0.340	0.204
150	0.23 (A/L=0.193)	0.319	--	--	--	0.0316	0.303	0.260
Cascarón reforzado por anillos adyacentes a la silleta:								
120	0.23 (A/L=0.193)	1.171	0.0132	--	0.760	0.0577	0.263	0.204
150	0.23 (A/L=0.193)	0.799	0.0079	--	0.673	0.0353	0.228	0.260

* De anillo en el cascarón.

debe exceder de la mitad del esfuerzo permisible en el punto de fluencia a compresión del material, o del valor dado por la siguiente expresión:

$$S_2 \leq (E/29) (t/r) \{2 - 2/3(100)(t/r)\} \quad \dots (7.60)$$

la cual está basada en estudios de pandeo de columnas cilíndricas de acero cortas.

En general se considera que el esfuerzo a compresión no es un factor controlante en recipientes de acero para los cuales t/r sea mayor o igual a 0.005, o bien, cuando son diseñados para operar a presión interna. Si S_2 resulta mayor que el máximo esfuerzo permisible, esto es indicativo que el cascarón por sí mismo es incapaz de soportar los esfuerzos flexionantes, por lo que se hace necesario adicionar anillos de refuerzo.

7.2.2. Esfuerzo tangencial cortante.

El estudio del cascarón bajo fuerzas tangenciales puede dividirse en tres aspectos:

- 1) Cascarón reforzado por anillos en el plano de las silletas.
- 2) Cascarón no reforzado con silletas lejos de las tapas.
- 3) Cascarón reforzado por las tapas. Esfuerzo adicional en la tapa.

Cascarón reforzado por anillos en el plano de las silletas.

Los anillos de refuerzo a lo largo de toda la circunferencia, se utilizan como puntos soportantes para transferir los esfuerzos de corte a la base y evitar la posible deformación del cascarón cilíndrico sobre cada silleta.

Cuando el anillo de refuerzo se coloca en el plano de la silleta (fig. 7.19) el esfuerzo tangencial cortante varía directamente con el seno del ángulo central " ϕ " (fig. 7.20). La fuerza cortante que es tangente y transversal al cascarón en todos los puntos, varía desde cero en el tope a un máximo en el punto medio, regresando a cero en el fondo del recipiente:

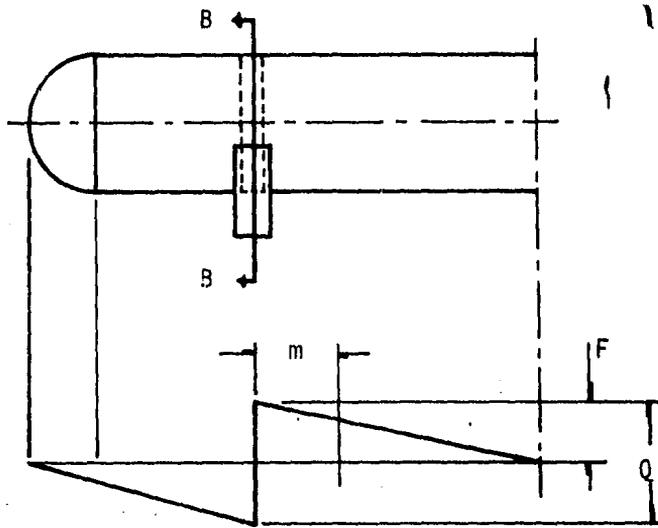


FIG.7.19. DIAGRAMA DE CORTE PARA CASCARONES ATIESADOS.

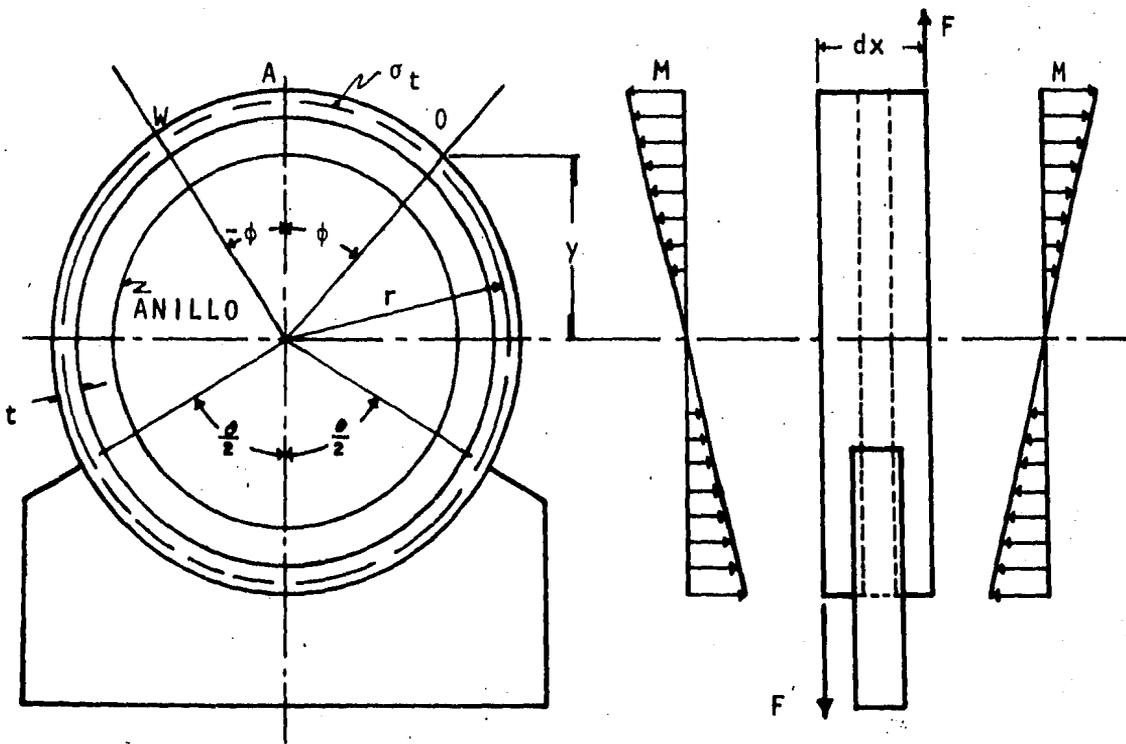


FIG.7.20. CORTE TRANSVERSAL Y DIAGRAMA DE MOMENTO PARA CASCARONES REFORZADOS POR ANILLOS.

$$\sigma_t = \frac{F \operatorname{sen} \phi}{\pi r} \quad \dots (7.61)$$

Por lo tanto el esfuerzo máximo ocurrirá en la línea horizontal que divide en dos partes iguales el corte transversal del recipiente.

$$S_3 = \frac{Q}{\pi r t} \{ L-2A-H/(L+H) \} \operatorname{sen} \phi \quad \dots (7.62)$$

$$S_3 = \frac{K_3 Q}{r t} \{ L-2A-H/(L-H) \} \quad \dots (7.63)$$

donde:

$$K_3 = \frac{\operatorname{sen} \phi}{\pi} \quad \dots (7.64)$$

Cuando $\operatorname{sen} \phi = 1$, S_3 es máximo y $K_3 = 0.319$; el valor de K_3 es independiente de θ . Se considera además que S_3 no debe exceder el esfuerzo permisible a tensión del material en más de un 80%, es decir:

$$S_3 \leq 0.8 S_{\text{perm}} \quad \dots (7.65)$$

Cascarón no reforzado con silletas lejos de las tapas.

Como se muestra en la figura 7.17, cerca de la silleta y sobre ella, una sección del recipiente tiende a curvarse; la sección efectiva del cascarón se reduce por esta causa y el cortante σ_t se incrementa. Si la silleta se localiza a una distancia de la tapa tal, que ésta no ejerza un efecto atiesador, el máximo esfuerzo ocurrirá en el asta (cuerno) de la silleta y aunque los cortantes continúan variando con $\operatorname{sen} \phi$, solo actúan en una posición dada por el doble arco $(\beta/20 + \delta/2)$ ó $(\pi-\alpha)$. El ángulo β es el ángulo central desde la línea vertical al asta de la silleta en grados y se ha definido en la expresión 7.55.

Así, el esfuerzo cortante resulta ser:

$$S_4 = \frac{Q \operatorname{sen} \phi}{r t \{ (\pi-\alpha) + \operatorname{sen} \alpha \operatorname{cos} \alpha \}} \{ L-H-2A/(L-H) \} \quad \dots (7.66)$$

$$S_4 = \frac{K_4 Q}{r t} \{ L-H-2A/(L-H) \} \quad \dots (7.67)$$

donde K_4 será:

$$K_4 = \frac{\text{sen } \phi}{(\pi - \alpha) + (\text{sen } \alpha \text{ cos } \alpha)} \quad \dots (7.68)$$

Los cortantes varían con $\text{sen } \phi$ y cuando $\phi = \alpha$ ocurrirá el máximo cortante por lo que:

$$K_4 = \frac{\text{sen } \alpha}{(\pi - \alpha) + (\text{sen } \alpha \text{ cos } \alpha)} \quad \dots (7.69)$$

Según la figura 7.21:

$$\alpha = 180 - \beta/20 - \theta/2 \quad \dots (7.70)$$

Los valores para K_4 pueden obtenerse de la figura 7.22, de la tabla 7.10 o calcularse.

En cuanto a S_4 , los diseñadores adoptan una posición convencional tal que:

$$S_4 \leq 0.8 S_{\text{perm}} \quad \dots (7.71)$$

Ejemplo 7.3. Calcular la constante K_4 para un ángulo de contacto de 120° .

SOLUCION.

$$\theta = 120^\circ$$

$$\beta = 180 - \theta/2 = 120^\circ$$

$$\alpha = 180 - \beta/20 - \theta/2 = 114^\circ$$

$$(\pi - \alpha) = 180 - 114 = 66^\circ$$

en radianes:

$$\alpha = \pi/180 (114) = 1.9896 \text{ rad.}$$

$$(\pi - \alpha) = \pi/180 (66) = 1.1519 \text{ rad.}$$

Haciendo uso de la expresión 7.69:

$$K_4 = \frac{\text{sen } 1.9896}{1.1519 + \text{sen } 1.9896 \text{ cos } 1.9896}$$

$$K_4 = 1.17$$

Cascarón reforzado por las tapas.

Las tapas pueden ejercer un efecto atiesador en el cascarón en la

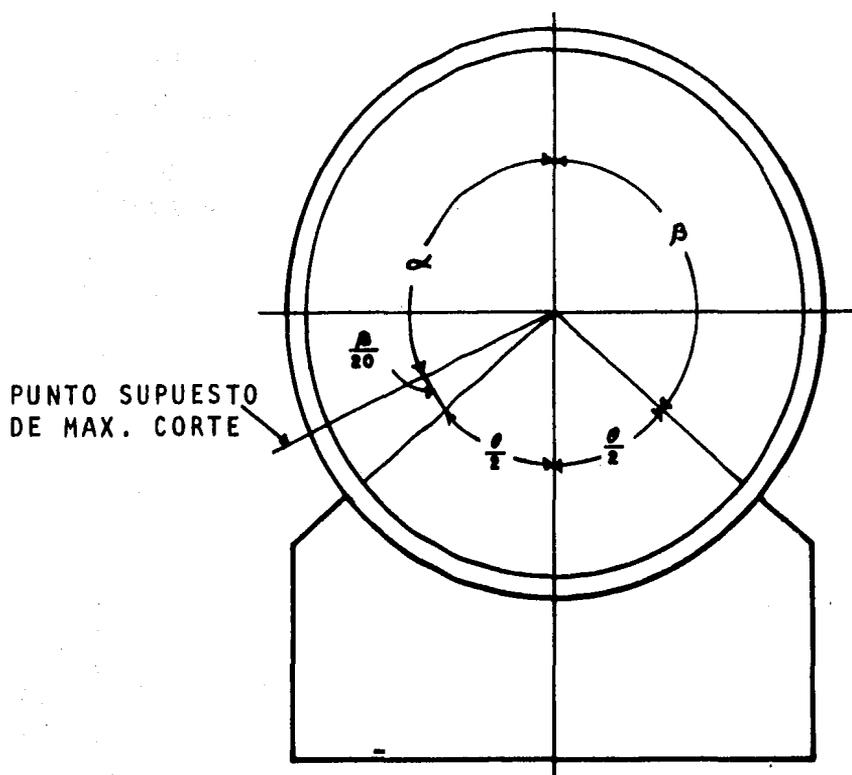


FIG.7.21. LOCALIZACION DEL PUNTO SUPUESTO DE MAXIMO CORTE EN CASCARONES NO ATIESADOS

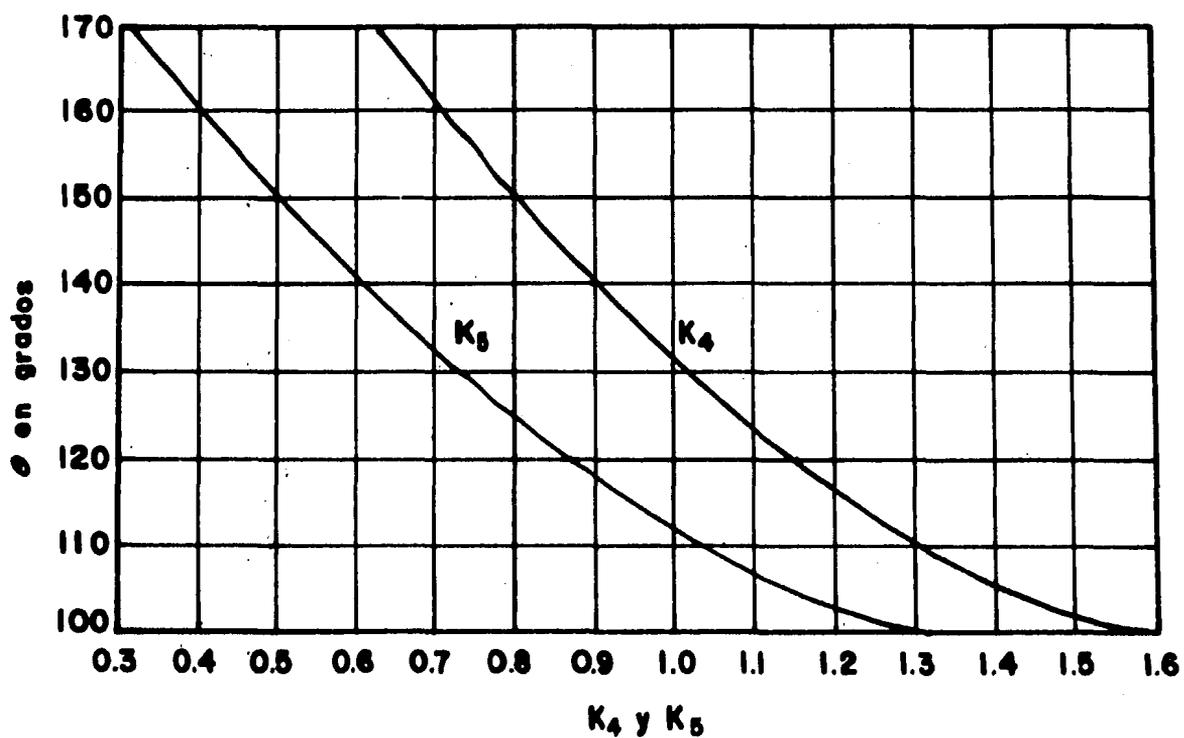


FIG.7.22. VALORES DE K_4 Y K_5 COMO UNA FUNCION DE θ .

región de las silletas, cuando estas se colocan a cierta distancia cerca de las tapas. En este caso la mayor parte de los esfuerzos tangenciales cortantes son llevados de la silleta a la tapa y transfieren la carga regresando por la orilla de la tapa a la silleta. La figura 7.23 indica esta distribución y se nota en ella que los cortantes varían de acuerdo a $\text{sen}\phi_2$ y actúan en el arco de ϕ_2 que es un poco mayor que θ , cambiando desde " $\pi-\alpha$ " hasta α .

El esfuerzo cortante en la tapa está dado por:

$$S_5 = \frac{2Q \text{ sen } \phi_2}{2t_h \pi r} \left\{ \frac{\alpha - \text{sen}\alpha \text{ cosa}}{\pi - \alpha + \text{sen}\alpha \text{ cosa}} \right\} \quad \dots (7.72)$$

$$S_5 = \frac{K_5 Q}{r t_h} \quad \dots (7.73)$$

En el cascarón:

$$S_6 = \frac{K_5 Q}{r t_s} \quad \dots (7.74)$$

donde K_5 se determina con:

$$K_5 = \frac{\text{sen}\phi_2}{\pi} \left\{ \frac{\alpha - \text{sen}\alpha \text{ cosa}}{\pi - \alpha + \text{sen}\alpha \text{ cosa}} \right\} \quad \dots (7.75)$$

Cuando $\phi_2 = \alpha$ el esfuerzo será máximo y para esta condición:

$$K_5 = \frac{\text{sen}\alpha}{\pi} \left\{ \frac{\alpha - \text{sen}\alpha \text{ cosa}}{\pi - \alpha + \text{sen}\alpha \text{ cosa}} \right\} \quad \dots (7.76)$$

Los valores de K_5 como una función de θ pueden obtenerse de la figura 7.22, de la tabla 7.10 ó pueden ser calculados según el ejemplo siguiente.

Es recomendable además que el esfuerzo tangencial cortante, no exceda de 0.8 veces el esfuerzo permisible a tensión del material.

Ejemplo 7.4. Estimar la constante K_5 para $\theta = 120^\circ$.

SOLUCION.

$$\theta = 120^\circ$$

$$\beta = 180 - \theta/2 = 120$$

$$\alpha = 180 - \beta/20 - \theta/2 = 114^\circ = 1.9896 \text{ rad.}$$

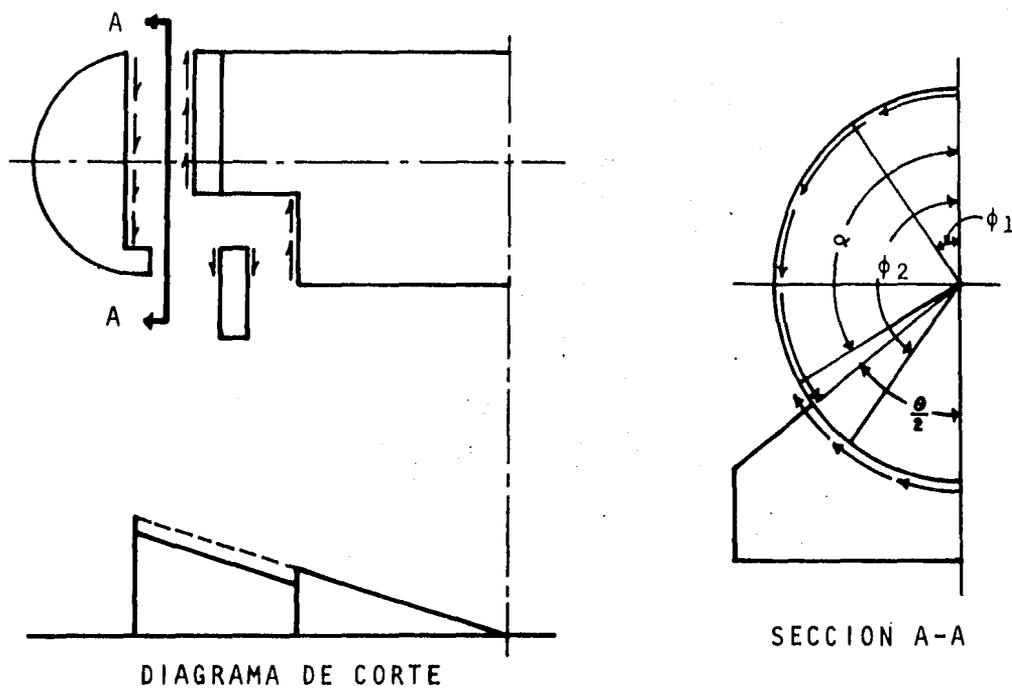


FIG.7.23. CORTE EN CASCARONES REFORZADOS POR LA TAPA Y VISTA TRANSVERSAL.

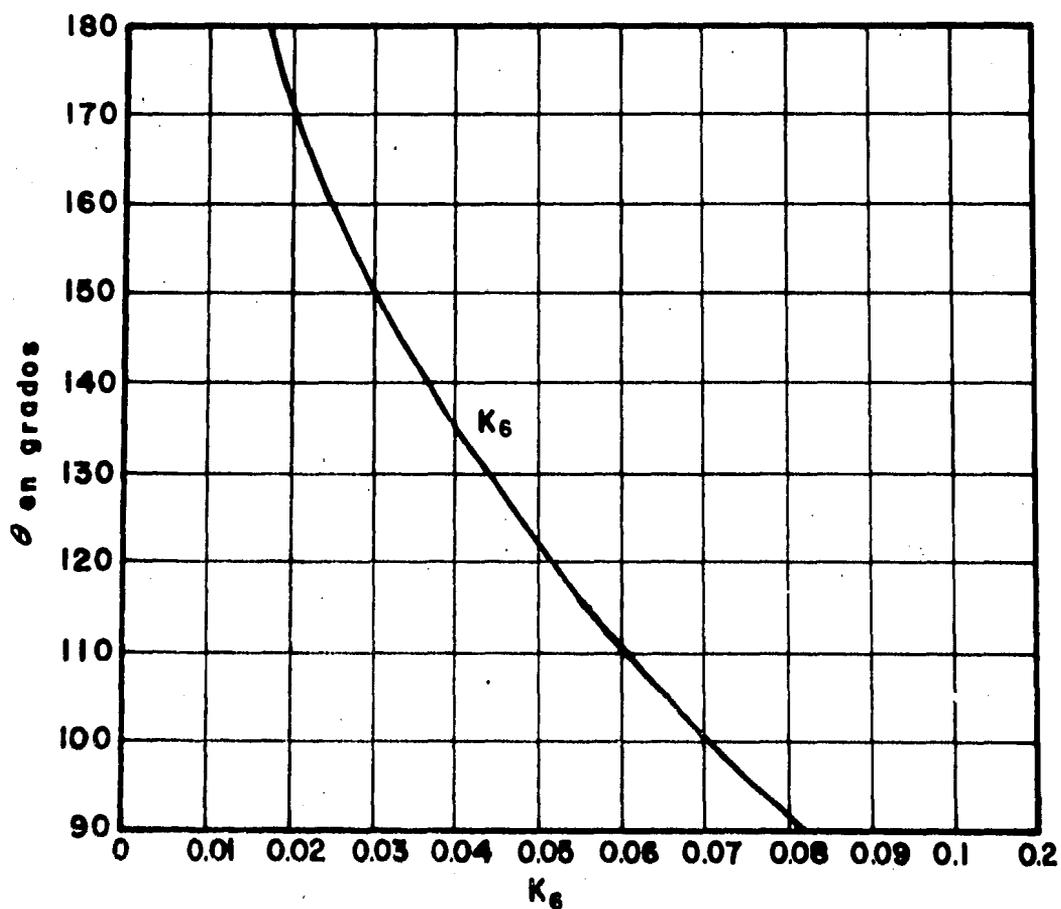


FIG.7.24. VALORES DE K_6 COMO UNA FUNCION DE θ .

$$(\pi - \alpha) = 180^\circ - 114^\circ = 66^\circ = 1.1519 \text{ rad.}$$

Mediante la ecuación 7.76:

$$k_5 = \frac{\text{sen } 1.9896}{\pi} \left\{ \frac{1.9896 - \text{sen } 1.9896 (\cos 1.9896)}{1.1519 + \text{sen } 1.9896 (\cos 1.9896)} \right\}$$

$$k_5 = 0.88$$

7.2.3. Esfuerzo circunferencial en el asta de la silleta.

El esfuerzo circunferencial se considera de manera diferente si el recipiente es reforzado o si no lo es. Al respecto deben identificarse tres casos:

- a) Recipientes reforzados con anillos atiesadores.
- b) Recipientes reforzados por las tapas.
- c) Recipientes no atiesados (silletas lejos de las tapas).

Al colocar un anillo de refuerzo en el plano de la silleta, la distribución de los esfuerzos puede ser determinada en ese soporte - si consideramos que la sección transversal de este anillo es uniforme y está fija sobre las astas de la silleta, de manera que el momento circunferencial flexionante será máximo cuando se cumple que $\phi = \beta$ (fig. 7.25) de tal forma que:

$$M_\phi = k_6 Q r \quad \dots (7.77)$$

Los valores para k_6 se encuentran graficados en la figura 7.24.

El cascarón soportado en silletas lejos de las tapas ($A > 0.5R$) sin anillos de refuerzo, está expuesto a deformarse sobre éstas y los cortantes tienden a agruparse cerca de las astas en la parte superior. La expresión para el momento circunferencial máximo no ha sido determinada para este caso; no obstante, se han hecho pruebas que muestran que la longitud efectiva del cascarón (sobre la silleta) que resiste este momento, es igual a cuatro veces el radio del recipiente o igual a la mitad de la longitud del recipiente, lo que resulte menor. Bajo tal consideración se usa conservadoramente el valor de M_ϕ calculado con la expresión 7.78 para esta situación.

En casos en los cuales se aprovecha el efecto atiesador de las tapas, los cortantes tienden otra vez a concentrarse cerca de las astas de las silletas. Dado que los cortantes "circulan" desde la si

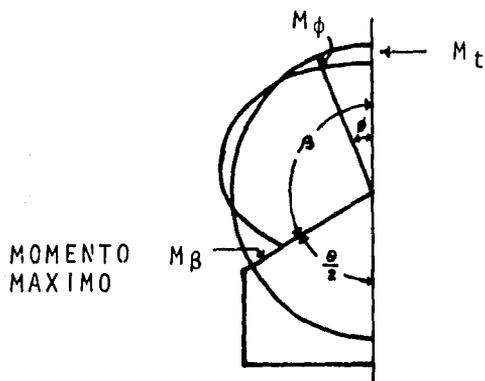


FIG.7.25. DIAGRAMA DE MOMENTO CIRCUNFERENCIAL FLEXIONANTE CON ANILLOS ATIESADOS EN EL PLANO DE LA SILLETA.

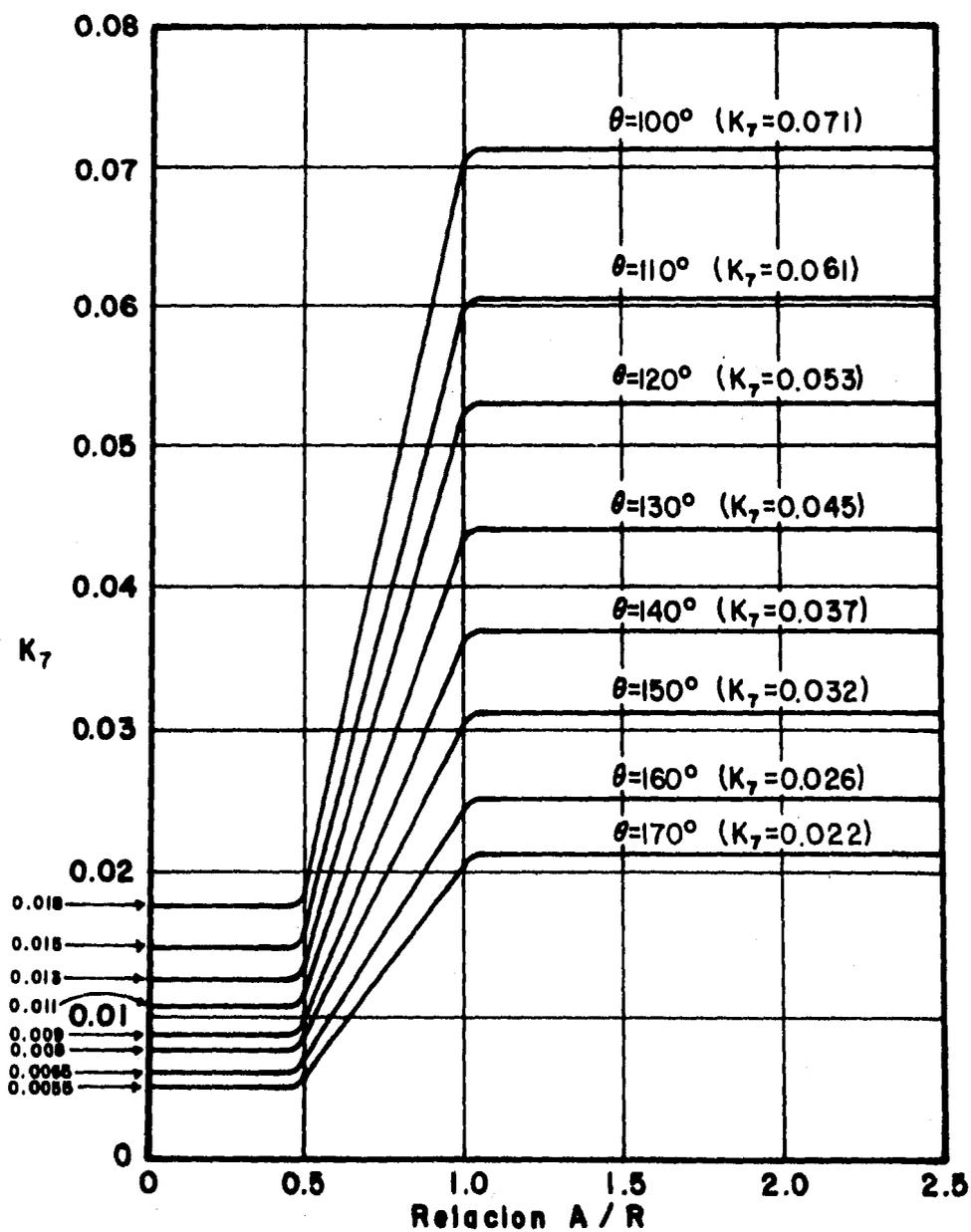


FIG.7.26. VALORES DE LA CONSTANTE K_7 EN FUNCION DE A/R .

lleta a la tapa y de regreso a la silleta, el momento circunferencial flexionante resultará menor aún que en recipientes no atiesados. El momento se define para esta condición como:

$$M_B = k_7 Q r \quad \dots (7.78)$$

y $k_7 = k_6$ cuando A/R es mayor de 1.0. Si A/R es menor de 0.5, entonces $k_7 = k_6/4$. Los valores para k_7 pueden ser tomados de la figura 7.26.

La introducción del efecto atiesador de la tapa distribuye los cortantes de tal manera que se reduce la carga directa sobre las astas de las silletas y se considera que toma un valor de $Q/4$. Se estima que el ancho efectivo del cascarón el cual resiste esta carga directa es limitado a "5t" a cada lado de la silleta.

El ancho efectivo total "10t", se ha tomado como referencia para la preparación de la figura 7.18, aunque se ha demostrado que este ancho puede tomarse como $1.56\sqrt{rt}$ usando la mitad de este valor para cada lado de la silleta o atiesador.

El esfuerzo por presión interna no se adiciona a los esfuerzos flexionantes locales porque no es un esfuerzo localizado sino que se encuentra distribuido por todo el cascarón y tiende a levantarlo.

De esta manera, en sentido circunferencial, el máximo esfuerzo combinado sobre el asta de las silletas resulta a compresión y está dado en lb/in^2 por:

$$S_7 = - \frac{Q}{4t(b + 1.56\sqrt{rt})} - \frac{3 k_7 Q}{2 t^2} \quad \text{si } L \geq 8R \quad \dots (7.79)$$

o bien:

$$S_7 = - \frac{Q}{4t(b + 1.56\sqrt{rt})} - \frac{12k_7QR}{L t^2} \quad \text{si } L < 8R \quad \dots (7.80)$$

donde:

t. Espesor del cascarón (in.).

6 t. Espesor combinado del cascarón y la placa de apoyo, cuando ésta se extiende $r/10$ in. sobre el asta de la silleta y la silleta esta localizada cerca de la tapa.

- b. Ancho de la silleta (in). Ancho de la placa de apoyo en caso de que esta se use (in.).

La primera parte de las expresiones para S_7 representa un esfuerzo directo producido por la carga; el segundo término representa el esfuerzo debido al momento flexionante circunferencial.

El esfuerzo combinado se estipula como 1.5 veces el esfuerzo permisible a tensión del material, bajo la suposición de que la resistencia compresiva del material mencionado sea igual que a tensión. No obstante algunos diseñadores recomiendan un límite menor de tal modo que:

$$S_7 \leq 1.25 S_{\max \text{ tensión}} \quad \dots (7.81)$$

Si se adicionan anillos atiesadores en el plano de la silleta, para reducir el esfuerzo local que se produce cerca de las astas y en la parte superior del recipiente, aparecerá un esfuerzo local flexionante longitudinal cerca de la orilla del aro, el cual se ha establecido no deba ser mayor de 1.8 veces el esfuerzo de diseño del mismo.

Básicamente se establece el esfuerzo circunferencial flexionante sin considerar los anillos atiesadores y si éste es mayor que el máximo esfuerzo permisible, entonces los anillos serán necesarios.

Por supuesto, si el cálculo del esfuerzo longitudinal flexionante exige el uso de atiesadores, el esfuerzo circunferencial debe ser calculado de acuerdo a esta situación.

Como recomendación especial deberá evitarse -dentro de lo posible- localizar las uniones soldadas en el cascarón, cerca del asta de la silleta, donde el máximo momento ocurre.

7.2.4. Esfuerzo adicional en la tapa cuando se usa como atiesador.

Al usar la tapa como atiesador, las componentes horizontales de los esfuerzos tangenciales cortantes provocan un esfuerzo adicional sobre ella. Las componentes tensionan a través de toda la altura de la tapa como si se tratara de un disco plano. Esta semejanza simplifica el análisis mecánico y si se establece el área máxima de la sección transversal del supuesto disco como $2rt_h$ tendremos

que el esfuerzo inducido en la tapa es:

$$S_8 = \frac{k_8 Q}{r t_h} \quad \dots (7.82)$$

donde:

$$k_8 = \frac{3}{8} \left\{ \frac{\text{sen}^2 \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \text{ cos} \alpha} \right\} \quad \dots (7.83)$$

La constante k_8 se encuentra graficada en función de θ en la figura 7.27 y además puede ser calculada con la expresión anterior. La expresión para calcular el esfuerzo ha sido obtenida considerando que el esfuerzo inducido es 1.5 veces mayor que el promedio, es decir:

$$S_8 = \frac{\text{carga}}{\text{área}} (1.5) \quad \dots (7.84)$$

La tapa es sometida a un esfuerzo a tensión (+) por presión interna o bien, a compresión (-) debido a presión externa si el recipiente opera a vacío. Siendo el esfuerzo adicional inducido S_8 un esfuerzo a tensión, en cualquier caso debe combinarse como una suma algebraica, aunque en el segundo caso el esfuerzo combinado es despreciable.

Se estima que el esfuerzo combinado en la tapa puede ser mayor en un 25% que el esfuerzo permisible del material a tensión.

7.2.5. Placas de apoyo o descanso.

Las fuerzas tangenciales cortantes en la franja del cascarón que está en contacto directamente sobre la silleta, producen reacciones radiales en ésta, que ejercen un efecto compresivo en forma de anillo (fig. 7.28). Para disminuir el efecto de la carga que se produce debido a la suma de los cortantes, se usa una placa de apoyo un poco más grande que la superficie de la silleta que se encuentra en contacto con el cascarón.

El ancho total que resiste la carga es $1.56\sqrt{rt}$ en el cascarón, más el ancho de la placa. El esfuerzo se expresa entonces como:

$$S_9 = \frac{k_9 Q}{t(b + 1.56\sqrt{rt})} \quad \dots (7.85)$$

donde:

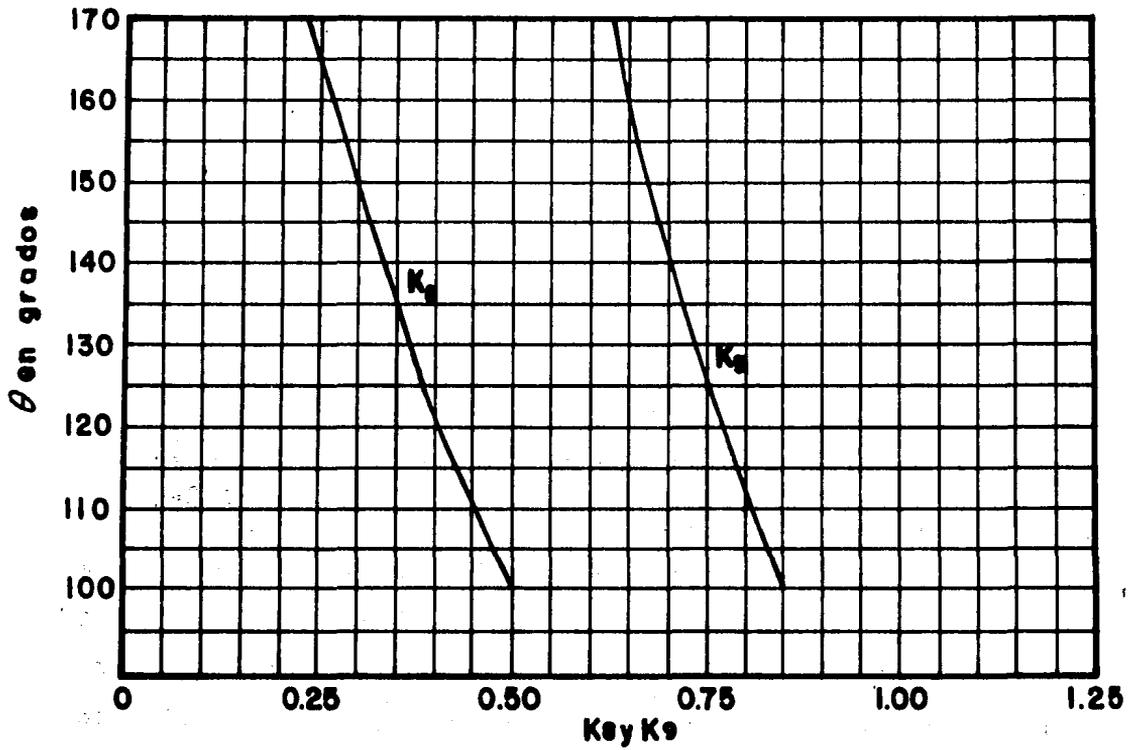


FIG.7.27. VALORES DE K_8 Y K_9 COMO UNA FUNCION DE θ .

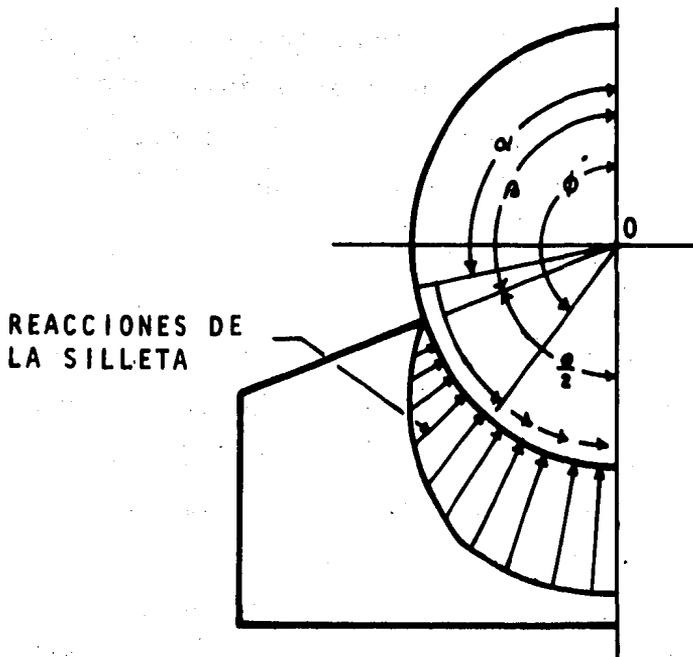


FIG.7.28. EFECTO COMPRESIVO DE ANILLO EN LA BANDA DEL CASCARON SOBRE LA SILLETA.

$$k_g = \frac{1 + \cos\alpha}{(\pi - \alpha) + \sin\alpha \cos\alpha} \quad \dots (7.86)$$

El esfuerzo producido no debe exceder de la mitad del esfuerzo de fluencia a compresión del material del cascarón, así:

$$S_g \leq 0.5 S_{\text{fluencia}} \quad \dots (7.87)$$

En la expresión para S_g , "b" es el ancho de la placa en in. y k_g se encuentra graficada como una función de θ en la figura 7.27, o bien, puede ser calculada directamente con la ecuación 7.86.

El uso de la placa de apoyo implica un ajuste en el ancho y en el espesor de la sección que resistirá los esfuerzos. El espesor "t" usado en la fórmula del esfuerzo, es la suma de los espesores del cascarón "t₁" y de la placa de apoyo "t₂" respectivamente; el ancho total, además, será como mínimo $b + 1.56\sqrt{rt_1}$.

El espesor "t", puede considerarse también como la suma de los espesores mencionados antes, en la expresión que describe el esfuerzo tangencial cortante "S₄", estimando la extensión de la placa como r/10 pulgadas, sobre el asta de la silleta cerca de la tapa; estimando además, que la placa se extiende entre la silleta y un aro de refuerzo adyacente. También deberá comprobarse en el esfuerzo tangencial cortante, el esfuerzo máximo "S₃", en la línea horizontal que divide en dos partes iguales al recipiente.

El espesor "t" puede adoptarse también como la suma, en el primer término de la expresión para "S₇", estimando que el largo de la placa que sobresale de cada asta es de r/10 pulg. Por esto, la suma $(t_1^2 + t_2^2)$ deberá sustituirse por "t²" en el segundo término. El esfuerzo circunferencial combinado "S₇" en la orilla superior de la placa, deberá también comprobarse usando el espesor del cascarón "t₁" y el ancho de la placa de apoyo. Cuando este punto sea revisado, el valor de k_g se reducirá por extrapolación en la fig. 7.26 suponiendo "θ" igual al ángulo central de la placa de apoyo, nunca mayor al ángulo de la silleta más 12°.

Se acostumbra comprobar S_g cuando se usan silletas de concreto o en recipientes de gran diámetro.

Si el material de recipiente no es acero al carbón, la placa será

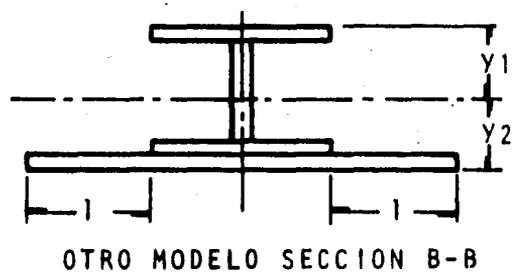
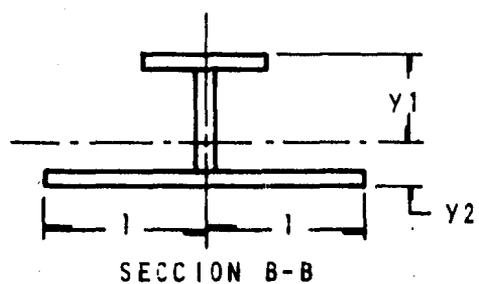
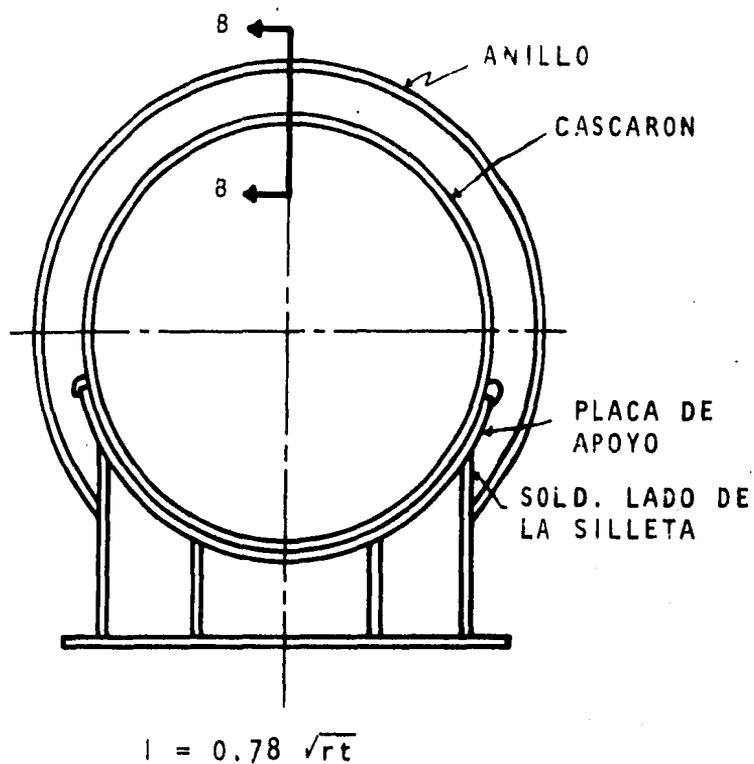


FIG.7.29. ANILLOS ATIESADORES COLOCADOS EXTERIORMENTE.

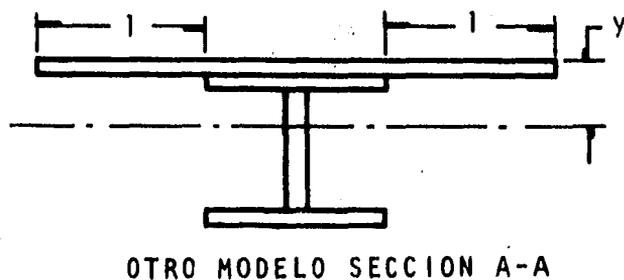
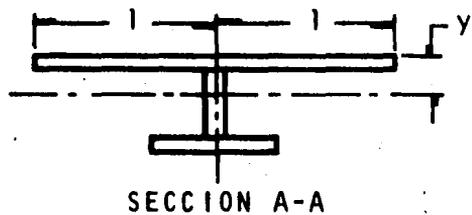
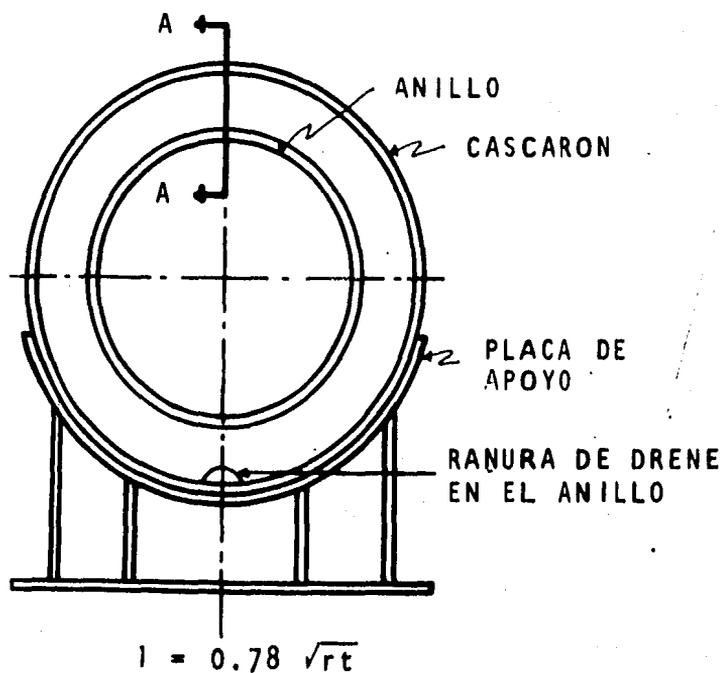


FIG.7.30. ANILLOS ATIESADORES COLOCADOS INTERIORMENTE.

dél mismo material que el recipiente y deberá unirse al mismo con un procedimiento y soldadura adecuados.

7.2.6. Anillos de refuerzo.

El objeto de estos anillos es ayudar al recipiente a resistir el momento circunferencial flexionante. En general, los anillos se hacen necesarios cuando el soporte se localiza lejos de la tapa, a una distancia ($A > 0.5R$) donde la tapa no alcanza a ejercer su efecto atiesador, o cuando el cascarón por sí mismo no puede resistir el momento.

Los anillos pueden fijarse al cascarón, cerca o en el plano de los soportes y exterior o interiormente (fig. 7.29 y 7.30) aunque puede existir una colocación más ventajosa desde el punto de vista constructivo.

Considerando la figura 7.31 la carga en la parte superior del anillo está dada por:

$$P_t = k_{10} Q \quad \dots (7.88)$$

y el momento en el tope:

$$M_A = k_{11} Q r \quad \dots (7.89)$$

donde "r" es considerado como el radio del anillo.

Los valores para k_{10} y k_{11} están graficados en la figura 7.32.

El momento debido al cortante tangencial en el asta de la silleta será:

$$M_{\sigma\beta} = k_{12} Q r \quad \dots (7.90)$$

donde la constante k_{12} puede tomarse de la tabla 7.11 para diferentes valores de β .

Cuando $\phi = \beta$ el momento circunferencial flexionante será máximo y para esta condición la carga sobre el anillo en el asta de la silleta estará dada por:

$$P_\beta = k_{13} Q \quad \dots (7.91)$$

El esfuerzo total sobre el anillo será la suma del esfuerzo debido a la carga P_β , mas el esfuerzo debido al momento circunferencial (ya sea que el anillo o anillos se coloquen sobre la silleta o adyacentes a ésta) y será:

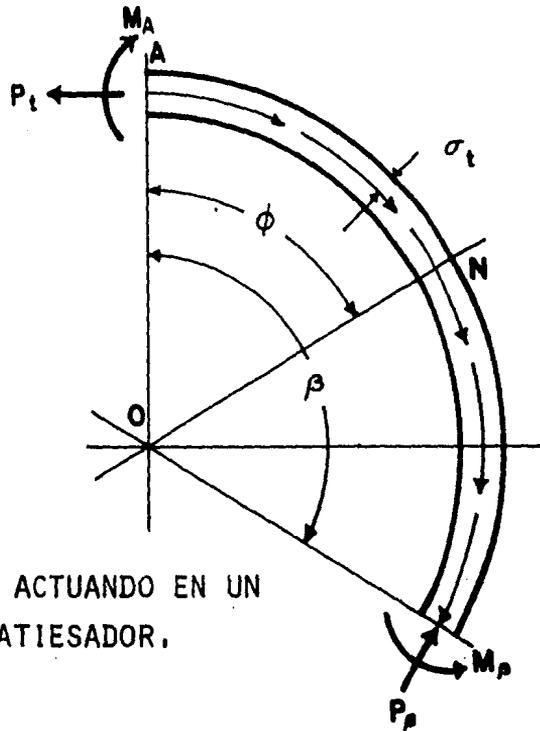


FIG.7.31. FUERZAS ACTUANDO EN UN ANILLO ATIESADOR.

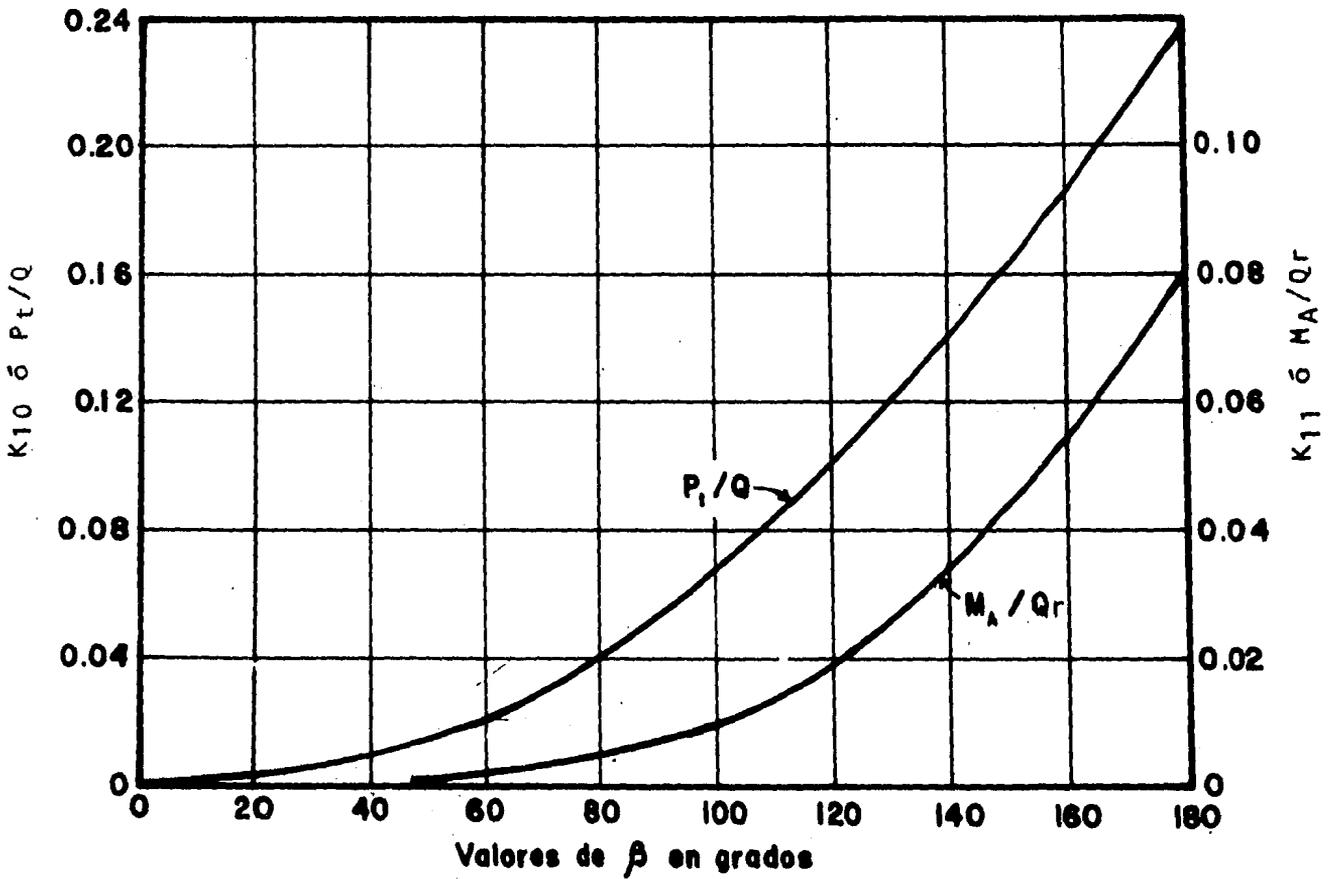


FIG.7.32. CONSTANTES K_{10} Y K_{11} EN FUNCION DEL ANGULO β .

$$S_{10} = - \frac{k_{13} Q}{a} + \frac{k_6 Q r}{I/c} \quad \dots (7.92)$$

donde:

a. Area de la sección transversal del anillo (in²).

I/c. Módulo de sección del anillo (in³).

TABLA 7.11. VALORES DE LAS CONSTANTES PARA CALCULO DE ANILLOS ATIESADORES.

β	θ	k_6	k_{10}	k_{11}	k_{12}
135	90	0.082	0.132	0.03	0.286
120	120	0.0528	0.100	0.02	0.189
105	150	0.0316	0.078	0.012	0.119
90	180	0.017	0.057	0.006	0.0684

En ocasiones se presentan casos en los cuales deben ser colocados "n" atiesadores, siendo para esta condición:

$$S_{10} = - \frac{k_{13} Q}{n a} + \frac{k_6 Q r}{(I/c)n} \quad \dots (7.93)$$

Los valores para k_{13} están dados en la tabla 7.10 para diferentes condiciones de soporte. La tabla 7.12 muestra k_{13} en función de θ específicamente para cascarones reforzados en el plano de la silleta.

TABLA 7.12. VALORES DE K_{13} EN FUNCION DE θ .

θ	120	130	140	150	160	170	180
k_{13}	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25

Los valores para k_6 según las condiciones de soporte pueden encontrarse en las tablas 7.10 y 7.11 y en la figura 7.24, esta última para anillos en el plano de la silleta.

Normalmente cuando se colocan dos aros atiesadores circunferenciales por silleta (uno a cada lado) sobre el cascarón (fig. 7.33) el espacio mínimo entre ellos será de $1.56\sqrt{rt}$ (in.) y el máximo de R (ft.).

Cuando el aro es unido a la superficie interior del cascarón sobre la silleta o a la superficie externa del cascarón adyacente a la propia silleta, el máximo esfuerzo combinado será a compresión en el cascarón por lo que S_{10} tendrá signo negativo.

El esfuerzo máximo combinado a compresión debido a la carga líquida no excederá la mitad del valor del punto de fluencia a compresión del material y a tensión, no excederá el esfuerzo permisible a tensión del material.

7.2.7. Diseño de las silletas.

Cada silleta debe ser lo suficientemente fuerte para prevenir la separación de las astas; por tal razón, la silleta debe diseñarse para la carga total (recipiente lleno) y la fuerza total que soporta será la suma de las componentes horizontales de las reacciones en la mitad de la silleta y está dada por:

$$F_0 = k_{14} Q \quad \dots (7.94)$$

donde:

$$k_{14} = \frac{1 + \cos\beta - (1/2)\sin^2\beta}{\pi - \beta + \sin\beta \cos\beta} \quad \dots (7.95)$$

La tabla 7.13 contiene valores de k_{14} para diferentes valores de θ entendiéndose que para valores intermedios de θ puede conocerse β mediante la expresión 7.55 y con ello determinar la constante.

TABLA 7.13. VALORES DE LA CONSTANTE K_{14} .

θ (°)	120	130	140	150	160	170	180
k_{14}	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

La figura 7.34 muestra la sección efectiva de la silleta que resiste F_0 y que se limita a una distancia de $r/3$ bajo el cascarón en el punto más bajo de la silleta. La misma restricción es aplicada a la placa de refuerzo que suele colocarse en silletas de concreto.

El esfuerzo de diseño promedio se ha establecido como $2/3$ del esfuerzo permisible a tensión del material de la silleta.

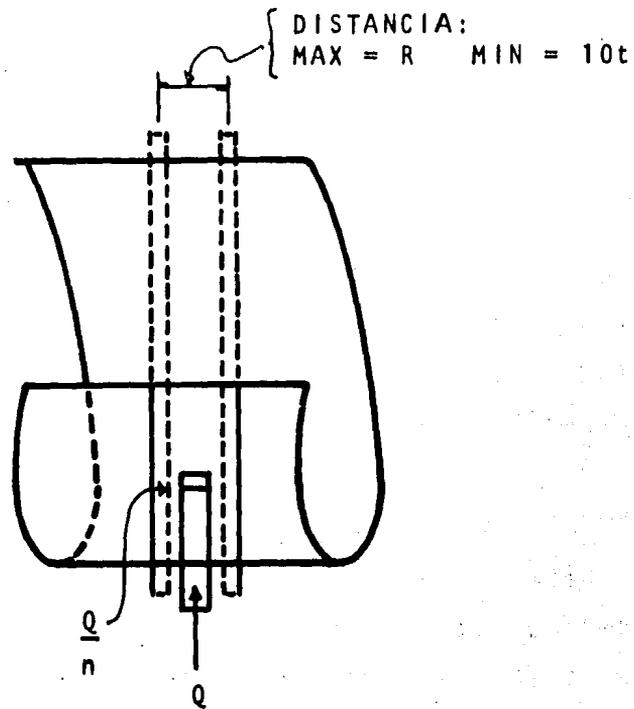


FIG.7.33. ANILLOS ATIESADORES ADYACENTES A LA SILLETA.

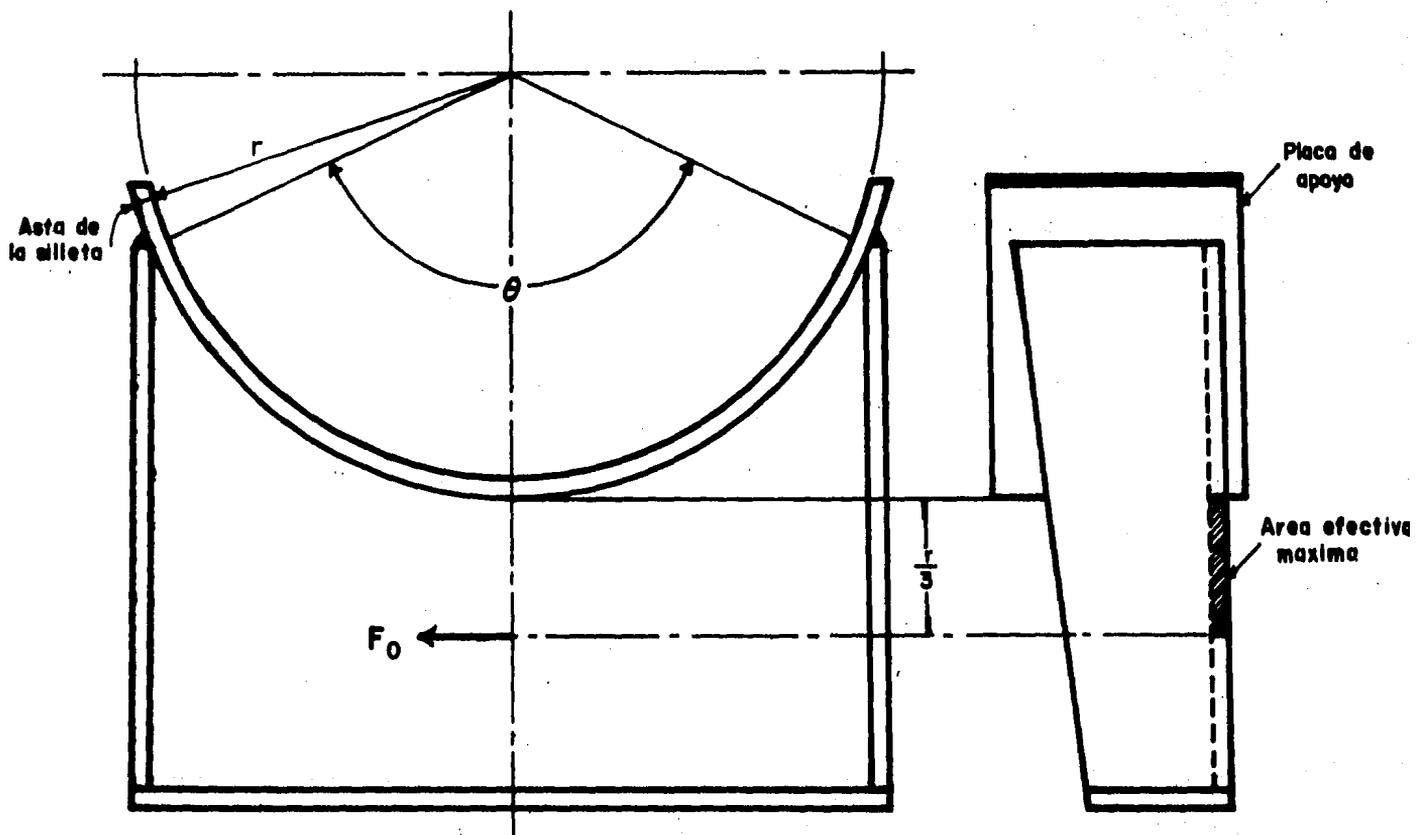


FIG.7.34. LOCALIZACION DE LA SECCION EFECTIVA RESISTENTE A F_0 EN LA SILLETA.

Ejemplo 7.5. Un recipiente a presión interna construido de acero al carbón SA-285-C, se soporta mediante silletas y se desea establecer si la placa que forma la silleta resistirá el esfuerzo producido por la fuerza horizontal.

Las condiciones del recipiente son:

$$\text{Diámetro (d)} = 60 \text{ in.}$$

$$\text{Peso (W)} = 245,000 \text{ lb.}$$

$$\text{Espesor de la placa que forma la silleta (t}_a\text{)} = 0.25 \text{ in.}$$

Material de la silleta: SA-285-C

$$\text{Angulo de contacto } (\theta) = 150^\circ$$

SOLUCION.

La fuerza horizontal está dada por:

$$F_o = k_{14} Q$$

Según la tabla 7.13, para $\theta = 150^\circ$:

$$k_{14} = 0.259$$

La carga por soporte será:

$$Q = 245000/2 = 122,500 \text{ lb.}$$

por lo tanto:

$$F_o = 0.259(122500)$$

$$F_o = 31727.5 \text{ lb.}$$

El área efectiva de la placa que forma la silleta y que resiste esta fuerza será:

$$A_e = r/3 (t_a)$$

$$A_e = 60/3 (0.25) = 5 \text{ in}^2.$$

y el esfuerzo producido por F_o :

$$\frac{F_o}{A_e} = \frac{31727.5}{5} = 6345.5 \text{ lb/in}^2.$$

Para acero al carbón SA-285-C el esfuerzo permisible es de 13,750 lb/in² (Apéndice B). El esfuerzo de diseño no debe sobrepasar 2/3

de este valor.

$$6345.5 \leq 2/3 (13750)$$

$$6345.5 \leq 9166.7$$

Por lo anterior puede concluirse que el espesor del alma de la placa de la silleta, es suficiente para resistir F_0 .

El espesor de la placa base y de la placa de apoyo, deberá ser suficiente para resistir la flexión longitudinal sobre el alma y esta deberá reforzarse con pestañas para prevenir la volcadura.

El Apéndice F proporciona los diagramas y las tablas necesarias para estimar diseños rápidos de silletas. Las dimensiones obtenidas en cualquier caso con estos procedimientos, pueden ser revisadas posteriormente mediante el uso de las ecuaciones correspondientes.

7.2.8. Cargas externas.

Los recipientes largos que tienen una relación de espesor a radio (t/r) pequeña, son susceptibles a deformarse por cargas externas no simétricas como la carga de viento. Debido a las válvulas de relevo que generalmente se colocan en los recipientes, no se hace necesario diseñar contra vacío total y la experiencia indica que los recipientes diseñados para resistir solamente 1 lb/in² de presión externa, pueden resistir satisfactoriamente las cargas externas que suelen presentarse en servicios normales.

En los recipientes no atiesados entre las tapas, la máxima longitud (ft.) entre refuerzos (las tapas) está dada aproximadamente por:

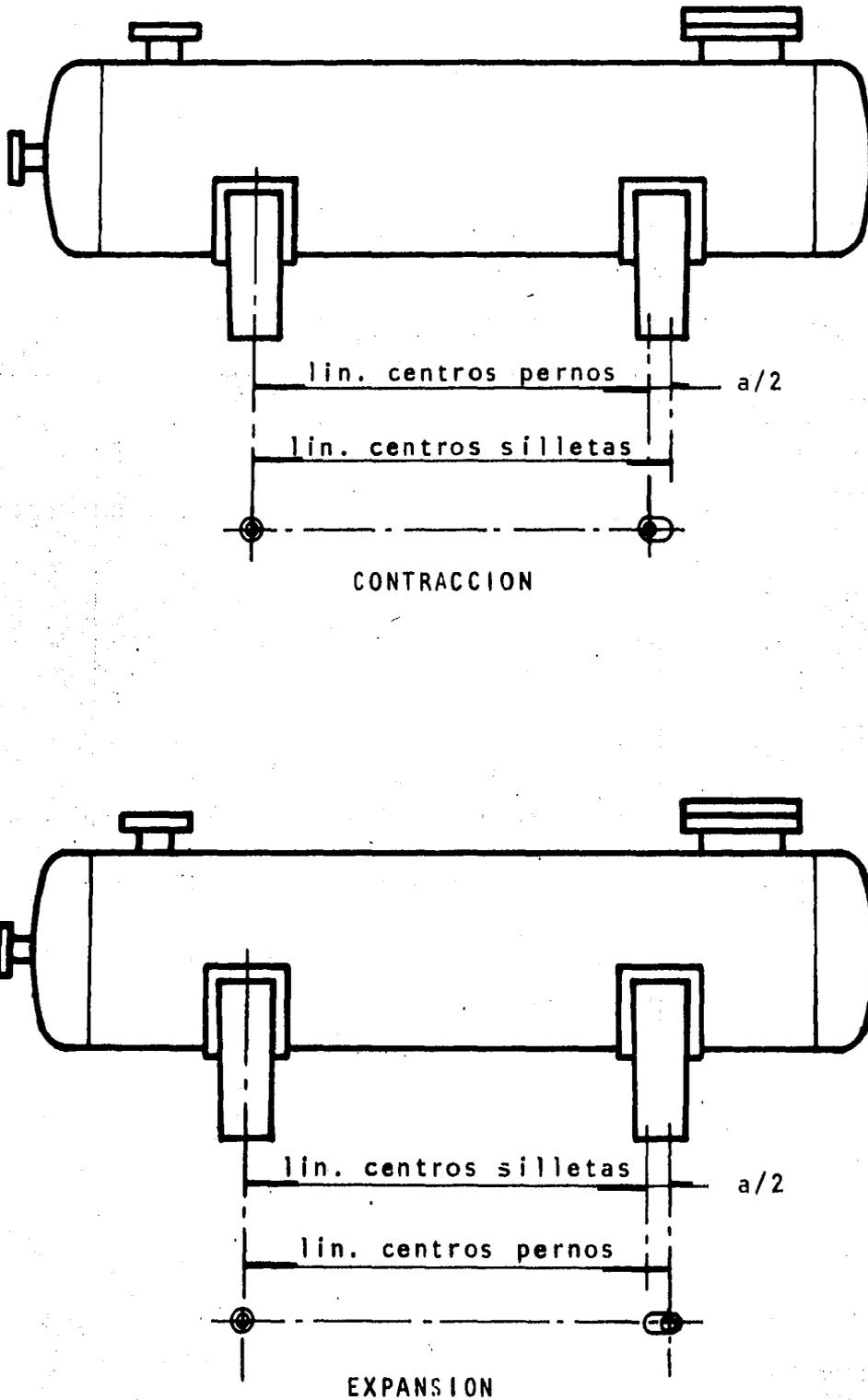
$$\left\{ L + \frac{2}{3} H \right\} = \frac{E \sqrt{rt}}{52.2} \left(\frac{t}{r} \right)^2 \quad \dots (7.96)$$

Cuando los atiesadores son unidos al cascarón en los soportes, la máxima longitud (ft.) entre atiesadores estará dada por:

$$(L - 2A) = \frac{E \sqrt{rt}}{52.2} \left(\frac{t}{r} \right)^2 \quad \dots (7.97)$$

Los efectos de expansión y contracción provocados por los cambios de temperatura en los recipientes, pueden ser tomados en cuenta en silletas de acero al carbón, si una de las dos silletas -preferen-

FIG.7.35. CONTRACCION Y EXPANSION EN RECIPIENTES HORIZONTALES.



temente la que se localiza en el lado opuesto de las conexiones de tubería- puede moverse. En dicha silleta se usarán ranuras para los pernos de anclaje en lugar de barrenos comunes; la figura 7.35 ilustra esta situación.

Se acostumbra seleccionar las ranuras de acuerdo al movimiento esperado y la tabla 7.14 muestra para diferentes condiciones, la longitud mínima. Se considera además que el ancho de la ranura será igual al diámetro del perno de anclaje mas 0.25 in.

TABLA 7.14. LONGITUD MINIMA DE RANURAS PARA PERNOS DE ANCLAJE DISTANCIA "a" FIG. 7.35.

DISTANCIA ENTRE SILLETAS	TEMPERATURA °F								
	-50	100	200	300	400	500	600	700	800
10 ft.	0	0	0	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4
20 "	0	0	1/4	3/8	5/8	3/4	1	1 1/8	1 1/4
30 "	1/4	1/8	3/8	5/8	7/8	1 1/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8
40 "	1/4	1/8	3/8	3/4	1 1/8	1 1/2	1 7/8	2 1/8	2 3/8
50 "	3/8	1/8	1/2	1	1 3/8	1 5/8	2 1/4	2 5/8	3
60 "	3/8	1/4	5/8	1 1/4	1 5/8	2 1/8	2 3/4	3 1/8	3 5/8
70 "	1/2	1/4	3/4	1 3/8	1 7/8	2 1/2	3 1/8	3 5/8	4 1/4
80 "	1/2	3/8	3/4	1 1/2	2 1/8	2 7/8	3 5/8	4 1/8	4 7/8
90 "	5/8	3/8	7/8	1 3/4	2 3/8	3 1/4	4	4 5/8	5 3/8
100 "	5/8	3/8	1	1 7/8	2 5/8	3 5/8	4 1/2	5 1/8	6

Ejemplo 7.6 Un tanque acumulador de reflujo construído de SA-515-70, se soportará mediante silletas y se desea establecer la localización y los esfuerzos de acuerdo a ésta. Las condiciones del recipiente son:

$$D = 8.5 \text{ ft}$$

$$L = 24 \text{ ft}$$

$$P_d = 125 \text{ lb/in}^2; T_d = 167 \text{ °F.}$$

$$t_s = 5/8 \text{ in}$$

$$\rho_l = 31.2 \text{ lb/ft}^3 \text{ (hidrocarburos)}$$

$$\text{Tapas elípticas 2:1; } t_h = 5/8''$$

$$E = 0.85$$

$$c = 0.125 \text{ in.}$$

SOLUCION.

Deberán evaluarse los esfuerzos: longitudinal, tangencial cortante y circunferencial.

Esfuerzo longitudinal:

S_1 en la silleta; S_2 al centro del recipiente.

Según la figura 7.15 la localización recomendada es:

$$0 \leq A/L \leq 0.2 ; \theta = 120^\circ$$

por lo tanto la distancia máxima para colocar cada silleta:

$$A = 0.2L$$

$$A = 0.2(24)$$

$$A = 4.8 \text{ ft} = 57.6 \text{ in.}$$

El efecto atiesador de la tapa puede usarse si:

$$A = 0.4R$$

$$A = 0.4(4.25)$$

$$A = 1.7 \text{ ft} = 20.4 \text{ in.}$$

Estimación de constantes:

$$k_1 = 3.14$$

$$k_2 = 0.68 \text{ (según la fig. 7.18)}$$

$$A/L = 20.4/288 = 0.07$$

y con la relación de la tapa elíptica de 2:1

$$H/L = (d/4)/288$$

$$H/L = 0.088$$

A partir del peso total del recipiente puede conocerse la carga

por silleta:

Peso de la tapa (con d_p según el apéndice C):

$$w_t = \frac{\pi (125)^2 (5/8) (490)}{4 (1728)}$$

$$w_t = 2175 \text{ lb. (cada una).}$$

$$w_t = 4350 \text{ lb. (dos tapas).}$$

Peso del cuerpo:

$$w = \frac{\pi (8.5) (24) (0.625) (490)}{12}$$

$$w = 16356 \text{ lb.}$$

Volumen en la tapa (Apéndice C):

$$V = 0.000076 (102)^3 = 80.65 \text{ ft}^3. \text{ (cada una)}$$

$$V = 161.30 \text{ ft}^3. \text{ (dos tapas).}$$

Volumen del cuerpo:

$$V = \pi (8.5)^2 (24) / 4$$

$$V = 1362 \text{ ft}^3.$$

Volumen total (tapas y cuerpo):

$$V = 1362 + 161.3$$

$$V = 1523.3 \text{ ft}^3.$$

Peso del líquido contenido:

$$w = 1523.3 (31.2)$$

$$w = 47527 \text{ lb.}$$

Peso total (cuerpo, tapas y líquido):

$$w = 4350 + 16356 + 47527$$

$$w = 68233 \text{ lb.}$$

Carga por silleta:

$$Q = 68233 / 2$$

$$Q = 34116.5 \text{ lb}$$

El esfuerzo longitudinal puede calcularse con 7.56 y 7.58:

$$S_1 = \pm 3.48 \text{ lb/in}^2.$$

$$S_2 = \pm \frac{3(0.68)(34116.5)(24)}{(51)(0.625-0.125)}$$

$$S_2 = \pm 408.8 \text{ lb/in}^2.$$

Debe notarse que S_1 es despreciable frente a S_2 .

El esfuerzo por presión interna es de tensión y según 6.1:

$$S_a = \frac{125(8.5)(12)}{4(0.85)(0.625-0.125)}$$

$$S_a = 7500 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo total a tensión resultará:

$$\begin{aligned} S_a + S_2 &= 7500 + 408.8 \\ &= 7908.8 \text{ lb/in}^2. \end{aligned}$$

La limitación por tensión será:

$$7908.8 < E S_{\text{perm}}$$

$$7908.8 < 0.85(17500) \text{ (esfuerzo extraído del Apéndice B).}$$

$$7908.8 < 14875 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo por compresión no será controlante si:

$$t/r \geq 0.005$$

$$(0.625-0.125)/51 \geq 0.005$$

$$0.0098 \geq 0.005 \text{ (cumple).}$$

Esfuerzo tangencial:

Al usarse la tapa como atiesador, este esfuerzo se calcula como:

$$S_5 = k_5 Q/r t_h \text{ (en el cascarón se usa } t_s \text{ por } t_h)$$

$$\text{para } \theta = 120^\circ; k_5 = 0.88 \text{ (tabla 7.10)}$$

$$S_5 = \frac{0.88(34116.5)}{51(0.625-0.125)}$$

$$S_5 = 1177 \text{ lb/in}^2. \text{ Como } t_h = t_s; S_5 = S_6$$

La limitación es:

$$S_5 \text{ ó } S_6 < 0.8(0.85)(17500)$$

$$S_5 < 11900 \text{ lb/in}^2$$

$$1177 < 11900 \text{ (cumple)}$$

Al usar la tapa como refuerzo, aparece un esfuerzo adicional que se debe tomar en cuenta. Usando la ecuación 7.82:

$$S_8 = 34116.5(0.40)/51(0.625-0.125)$$

obteniendo $k_g = 0.40$ de la fig. 7.27, con $\theta = 120^\circ$

$$S_8 = 535 \text{ lb/in}^2.$$

El esfuerzo a presión interna en la tapa según el cap. 4.

$$S = \frac{p \{Vd + 0.2(t_h - c)\}}{2E (t_h - c)}$$

Según las características de la tapa y considerándola de una pieza

$$S = \frac{125 \{1(102) + 0.2(0.625-0.125)\}}{2(1)(0.625-0.125)}$$

$$S = 12762.5 \text{ lb/in}^2$$

El máximo esfuerzo combinado en la tapa es:

$$\begin{aligned} S_8 + S &= 535 + 12762.5 \\ &= 13297.5 \text{ lb/in}^2. \end{aligned}$$

La limitación será:

$$S_8 + S \leq 1.25 S_{perm}$$

$$13297.5 < 1.25(17500)(0.85)$$

$$13297.5 < 18594 \text{ lb/in}^2.$$

Esfuerzo circunferencial:

El máximo esfuerzo combinado "S7" es a compresión sobre el asta de la silleta.

$$L < 8R$$

$$24 < 8(4.5)$$

$$24 < 36$$

De acuerdo a estos valores, S_7 se calculará con 7.80. Para ello se fijará el ancho de la silleta o de la placa de apoyo, atendiendo al límite por tensión correspondiente. El Apéndice F, proporciona dimensiones aproximadas, las cuales deben satisfacer los esfuerzos.

Según la fig. 7.26: $A/R = 0.4$, $\theta = 120^\circ$ y $k_7 = 0.013$

Suponiendo un ancho de 8 in:

$$S_7 = - \frac{34116.5}{4(0.625-0.125)(8+\sqrt{51(0.625-0.125)})} - \frac{12(0.013)(4.5)(34116.5)}{24(0.625-0.125)^2}$$

$$S_7 = - 5065.9 \text{ lb/in}^2.$$

La limitación es:

$$S_7 \leq 1.25(17500)(0.85)$$

$$- 5065.9 < 18594 \text{ lb/in}^2 \quad (\text{el ancho propuesto es suficiente})$$

Puesto que S_7 , es menor que el límite por tensión, no es necesario considerar el uso de una placa de apoyo que contribuya a resistir este esfuerzo, aunque se recomienda usarla para disminuir el esfuerzo de anillo en la cinta del cascarón expresado por 7.85, donde "b" se reporta como 10 in. según el Apéndice F.

En la fig. 7.27: si $\theta = 120^\circ$, $k_9 = 0.76$, por lo tanto:

$$S_9 = - \frac{34116.5}{(0.625-0.125)(10+1.56\sqrt{51(0.625-0.125)})}$$

$$S_9 = - 3816.6 \text{ lb/in}^2.$$

La limitación es:

$$S_9 \leq S_{pf}/2$$

$$\text{del Apéndice B, } S_{pf} = 38000 \text{ lb/in}^2.$$

$$-3816.6 < 16000 \quad (\text{cumple})$$

Finalmente será necesario calcular la fuerza total que soporta la silleta con la placa de apoyo, según el Apéndice F, para placa de 10 in. el espesor es de 3/8"; si después del primer cálculo el espesor se considera excesivo, puede ajustarse tomando en cuenta que esto puede afectar el esfuerzo combinado S_7 .

NOMENCLATURA.

A_e .	Area efectiva. in^2 .
E .	Módulo de elasticidad. lb/in^2 .
F .	Fuerza. lb .
H .	Profundidad de abombado. ft .
k .	Constante de proporcionalidad. ad .
L .	Longitud entre líneas de tangentes. ft .
M .	Momento flexionante. lb-in .
R .	Radio. ft .
r .	Radio. in .
S .	Esfuerzo. lb/in^2 .
y .	Distancia centroidal. in .

PROBLEMAS PROPUESTOS

7.1 Un tanque de almacenamiento de gas butano-propano al 50% para una capacidad de 30 000 gal, será construído de acero SA-285-C. La tolerancia por corrosión necesaria es de 0.125 in y la presión máxima de 225 psig. Su disposición será horizontal y tendrá un nivel máximo del 80% de su altura. La temperatura máxima de operación es de 105 °F. Se recomienda utilizar una relación $L/D = 5$.

Diseñar las silletas soporte para el recipiente.

7.2 Un tanque acumulador de reflujo contiene una mezcla de hidrocarburos con una densidad de 35 lb/ft³. Establecer si el recipiente puede soportarse en dos silletas. En caso afirmativo, diseñar los soportes. Las condiciones son:

$$P_d = 230 \text{ psig}$$

$$c = 1/8''$$

$$T_d = 150 \text{ °F}$$

$$E = 0.85$$

$$D = 10 \text{ ft}$$

Material: SA-285-C

$$t_s = 7/8''$$

Tapas elípticas con relación 2:1

$$t_h = 7/8''$$

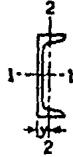
Long. entre tangentes = 32 ft

APENDICE

- A. PROPIEDADES DE PERFILES ESTRUCTURALES.
- B. PROPIEDADES DE MATERIALES DE CONSTRUCCION.
- C. DATOS PARA TAPAS TORISFERICAS Y ELIPTICAS.
- D. GRAFICAS PARA DISEÑO A PRESION EXTERNA.
- E. DIMENSIONES DE TUBERIA.
- F. PROCEDIMIENTOS CORTOS Y DATOS ADICIONALES PARA EL DISEÑO.

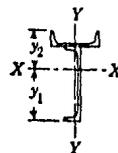
PROPIEDADES DE PERFILES ESTRUCTURALES.

Canales.



Sección Índice y Medida Nominal	Peso por pie	Area de Sección	Prof. de Canal	Ancho de Ala	Esp. de Ala Prom.	Espesor del Alma	Eje 1-1			Eje 2-2			
							<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>v</i>
							(in. ⁴)	(in. ³)	(in.)	(in. ⁴)	(in. ³)	(in.)	(in.)
C 60 18 x 4 <i>R</i> = 0.625	58.0	16.98	18	4.200	0.625	0.700	670.7	74.5	6.29	18.5	5.6	1.04	0.88
	51.9	15.18		4.100	0.625	0.600	622.1	69.1	6.40	17.1	5.3	1.06	0.87
	45.8	13.38		4.000	0.625	0.500	573.5	63.7	6.55	15.8	5.1	1.09	0.89
	42.7	12.48		3.950	0.625	0.450	549.2	61.0	6.64	15.0	4.9	1.10	0.90
C 1 15 x 3½ <i>R</i> = 0.50	50.0	14.64	15	3.716	0.650	0.716	401.4	53.6	5.24	11.2	3.8	0.87	0.80
	40.0	11.70		3.520	0.650	0.520	346.3	46.2	5.44	9.3	3.4	0.89	0.78
	33.9	9.90		3.400	0.650	0.400	312.6	41.7	5.62	8.2	3.2	0.91	0.79
C 20 13 x 4 <i>R</i> = 0.48	50.0	14.66	13	4.412	0.610	0.787	312.9	48.1	4.62	16.7	4.9	1.07	0.98
	40.0	11.71		4.185	0.610	0.560	271.4	41.7	4.82	13.9	4.3	1.09	0.97
	35.0	10.24		4.072	0.610	0.447	250.7	38.6	4.95	12.5	4.0	1.10	0.99
	31.8	9.30		4.000	0.610	0.375	237.5	36.5	5.05	11.6	3.9	1.11	1.01
C 2 12 x 3 <i>R</i> = 0.38	30.0	8.79	12	3.170	0.501	0.510	161.2	26.9	4.28	5.2	2.1	0.77	0.68
	25.0	7.32		3.047	0.501	0.387	143.5	23.9	4.43	4.5	1.9	0.79	0.68
	20.7	6.03		2.940	0.501	0.280	128.1	21.4	4.61	3.9	1.7	0.81	0.70
C 3 10 x 2½ <i>R</i> = 0.34	30.0	8.80	10	3.033	0.436	0.673	103.0	20.6	3.42	4.0	1.7	0.67	0.65
	25.0	7.33		2.886	0.436	0.526	90.7	18.1	3.52	3.4	1.5	0.68	0.62
	20.0	5.86		2.739	0.436	0.379	78.5	15.7	3.66	2.8	1.3	0.70	0.61
	15.3	4.47		2.600	0.436	0.240	66.9	13.4	3.87	2.3	1.2	0.72	0.64
C 4 9 x 2½ <i>R</i> = 0.33	20.0	5.86	9	2.648	0.413	0.448	60.6	13.5	3.22	2.4	1.2	0.65	0.59
	15.0	4.39		2.485	0.413	0.285	50.7	11.3	3.40	1.9	1.0	0.67	0.59
	13.4	3.89		2.430	0.413	0.230	47.3	10.5	3.49	1.8	0.97	0.67	0.61
C 5 8 x 2¼ <i>R</i> = 0.32	18.75	5.49	8	2.527	0.390	0.487	43.7	10.9	2.82	2.00	1.00	0.60	0.57
	13.75	4.02		2.343	0.390	0.303	35.8	9.0	2.99	1.50	0.86	0.62	0.56
	11.50	3.36		2.260	0.390	0.220	32.3	8.1	3.10	1.30	0.79	0.63	0.58
C 6 7 x 2½ <i>R</i> = 0.31	14.75	4.32	7	2.299	0.366	0.419	27.1	7.7	2.51	1.40	0.79	0.57	0.53
	12.25	3.58		2.194	0.366	0.314	24.1	6.9	2.59	1.20	0.71	0.58	0.53
	9.80	2.85		2.090	0.366	0.200	21.1	6.0	2.72	0.98	0.63	0.59	0.55
C 7 6 x 2 <i>R</i> = 0.30	13.00	3.81	6	2.157	0.343	0.437	17.3	5.8	2.13	1.10	0.65	0.53	0.52
	10.50	3.07		2.034	0.343	0.314	15.1	5.0	2.22	0.87	0.57	0.53	0.50
	8.20	2.39		1.920	0.343	0.200	13.0	4.3	2.34	0.70	0.50	0.54	0.52
C 8 5 x 1¾ <i>R</i> = 0.29	9.00	2.63	5	1.885	0.320	0.325	8.8	3.5	1.83	0.64	0.45	0.49	0.48
	6.70	1.95		1.750	0.320	0.190	7.4	3.0	1.95	0.48	0.38	0.50	0.49
C 9 4 x 1½ <i>R</i> = 0.28	7.25	2.12	4	1.720	0.296	0.320	4.5	2.3	1.47	0.44	0.35	0.46	0.46
	5.40	1.56		1.580	0.296	0.180	3.8	1.9	1.56	0.32	0.29	0.45	0.46
C 10 3 x 1½ <i>R</i> = 0.27	6.00	1.75	3	1.596	0.273	0.356	2.1	1.4	1.08	0.31	0.27	0.42	0.46
	5.00	1.46		1.498	0.273	0.258	1.8	1.2	1.12	0.25	0.24	0.41	0.44
	4.10	1.19		1.410	0.273		1.6	1.1	1.17	0.20	0.21	0.41	0.44

Doble Canal.



Canal Vertical Medida y Peso	Canal Horiz. Medida y Peso	Area Total (in. ²)	Peso por pie (lb)	Eje X-X						Eje Y-Y		
				I (in. ⁴)	$S_1 = \frac{I}{y_1}$ (in. ³)	$S_2 = \frac{I}{y_2}$ (in. ³)	r (in.)	y_1 (in.)	I (in. ⁴)	S (in. ³)	r (in.)	
3''— 4.1	4'' 5.4	2.75	9.5	4.5	1.7	2.3	1.28	2.61	4.0	2.0	1.21	
4''— 5.4	4''— 5.4	3.12	10.8	8.8	2.7	3.8	1.69	3.23	4.1	2.1	1.15	
	5''— 6.7	3.51	12.1	9.7	2.9	4.1	1.66	3.38	7.7	3.1	1.48	
5''— 6.7	5''— 6.7	3.90	13.4	16.6	4.2	6.0	2.06	3.99	7.9	3.2	1.42	
	6''— 8.2	4.34	14.9	17.9	4.3	6.5	2.03	4.16	13.5	4.5	1.76	
	7''— 9.8	4.80	16.5	19.1	4.4	6.9	1.99	4.31	21.6	6.2	2.12	
6''— 8.2	5''— 6.7	4.34	14.9	26.6	5.8	8.4	2.47	4.57	8.1	3.2	1.37	
	6''— 8.2	4.78	16.4	28.5	6.0	9.0	2.44	4.76	13.7	4.6	1.69	
	7''— 9.8	5.24	18.0	30.4	6.2	9.6	2.41	4.93	21.8	6.2	2.04	
	8''—11.5	5.75	19.7	32.2	6.3	10.2	2.37	5.09	33.0	8.2	2.40	
	9''—13.4	6.28	21.6	34.0	6.5	10.7	2.33	5.24	48.0	10.7	2.76	
	10''—15.3	6.86	23.5	36.0	6.7	11.1	2.29	5.37	67.6	13.5	3.14	
7''— 9.8	6''— 8.2	5.24	18.0	42.8	8.0	11.9	2.86	5.33	14.0	4.7	1.69	
	7''— 9.8	5.70	19.6	45.5	8.2	12.8	2.82	5.52	22.1	6.3	1.97	
	8''—11.5	6.21	21.3	48.0	8.4	13.5	2.78	5.71	33.3	8.3	2.31	
	9''—13.4	6.74	23.2	50.7	8.6	14.2	2.74	5.87	48.3	10.7	2.68	
8''—11.5	10''—15.3	7.32	25.1	53.2	8.8	14.9	2.70	6.03	67.9	13.6	3.05	
	6''— 8.2	5.75	19.7	61.5	10.5	15.2	3.27	5.88	14.3	4.8	1.58	
	7''— 9.8	6.21	21.3	65.2	10.7	16.3	3.24	6.09	22.4	6.4	1.90	
	8''—11.5	6.72	23.0	68.8	10.9	17.3	3.20	6.29	33.6	8.4	2.24	
	9''—13.4	7.25	24.9	72.5	11.2	18.3	3.16	6.47	48.6	10.8	2.59	
9''—13.4	10''—15.3	7.83	26.8	75.9	11.4	19.2	3.11	6.65	68.2	13.6	2.95	
	12''—20.7	9.39	32.2	83.8	11.9	21.1	2.99	7.02	129.4	21.6	3.71	
	7''— 9.8	6.74	23.2	90.2	13.6	20.3	3.66	6.64	22.9	6.5	1.84	
	8''—11.5	7.25	24.9	95.2	13.9	21.6	3.62	6.85	34.1	8.5	2.17	
10''—15.3	9''—13.4	7.78	26.8	99.8	14.1	22.8	3.58	7.06	49.1	10.9	2.51	
	10''—15.3	8.36	28.7	104.5	14.4	24.0	3.54	7.25	68.7	13.7	2.87	
	12''—20.7	9.92	34.1	115.2	15.0	26.9	3.41	7.66	129.9	21.6	3.62	
12''—20.7	8''—11.5	7.83	26.8	127.8	17.3	26.3	4.04	7.40	34.6	8.6	2.10	
	9''—13.4	8.36	28.7	134.2	17.6	27.8	4.01	7.61	49.6	11.0	2.44	
	10''—15.3	8.94	30.6	140.3	17.9	29.4	3.96	7.82	69.2	13.8	2.78	
	12''—20.7	10.50	36.0	154.3	18.7	33.0	3.83	8.27	130.4	21.7	3.52	
	15''—33.9	14.37	49.2	178.3	19.8	40.4	3.52	8.99	314.9	42.0	4.68	
15''—33.9	9''—13.4	9.92	34.1	233.2	27.2	39.9	4.85	8.59	51.2	11.4	2.27	
	10''—15.3	10.50	36.0	243.5	27.6	42.2	4.82	8.83	70.8	14.2	2.60	
	12''—20.7	12.06	41.4	267.3	28.6	47.8	4.71	9.35	132.0	22.0	3.31	
	15''—33.9	15.93	54.6	309.0	30.2	59.7	4.40	10.22	316.5	42.2	4.46	
18''—42.7	10''—15.3	14.37	49.2	519.0	51.8	68.6	6.01	10.03	75.1	15.0	2.29	
	12''—20.7	15.93	54.6	568.7	53.6	77.5	5.97	10.60	136.3	22.7	2.93	
	15''—33.9	19.80	67.3	661.4	56.8	97.8	5.78	11.64	320.8	42.8	4.02	
	18''—42.7	22.38	76.6	717.6	58.9	106.0	5.66	12.18	557.2	61.9	4.99	
18''—42.7	12''—20.7	18.51	63.4	935.4	76.9	106.5	7.11	12.16	143.1	23.8	2.78	
	15''—33.9	22.38	76.6	1086.4	81.5	134.6	6.97	13.33	327.6	43.7	3.83	
	18''—42.7	24.96	85.4	1175.6	84.3	147.0	6.86	13.95	564.0	62.7	4.75	

Los centros de gravedad de ambas canales estan en la misma linea vertical.

Vigas I



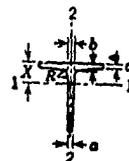
Sección Índice y Medida Nominal	Peso por pie (lbs)	Area de Sección (in. ²)	Prof. de Viga (in.)	Ancho de Ala (in.)	Esp. de Ala Prom. (in.)	Espesor del Alma (in.)	I (in. ⁴)	Eje 1-1		Eje 2-2		
								S (in. ³)	r (in.)	I (in. ⁴)	S (in. ³)	r (in.)
21" I B 18 21 x 77 $\frac{3}{8}$ R = 0.60	120.0 105.9	35.13 30.98	24	8.048 7.875	1.102 1.102	0.798 0.625	3010.8 2811.5	250.9 234.3	9.26 9.53	84.9 78.9	21.1 20.0	1.56 1.60
21" I B 1 21 x 7 R = 0.60	100.0 90.0 79.9	29.25 26.30 23.33	24	7.247 7.124 7.000	0.871 0.871 0.871	0.747 0.624 0.500	2371.8 2239.1 2087.2	197.6 185.8 173.9	9.05 9.21 9.46	58.4 45.5 42.9	13.4 12.8 12.2	1.29 1.32 1.36
20" I B 2 20 x 7 R = 0.70	95.0 85.0	27.74 24.80	20	7.200 7.053	0.916 0.916	0.800 0.653	1599.7 1501.7	160.0 150.2	7.59 7.78	50.5 47.0	14.0 13.3	1.35 1.38
20" I B 3 20 x 6 $\frac{1}{4}$ R = 0.60	75.0 65.4	21.90 19.08	20	6.391 6.250	0.789 0.779	0.641 0.500	1263.5 1169.5	126.3 116.9	7.60 7.83	30.1 27.9	9.4 8.9	1.17 1.21
18" I B 4 18 x 6 R = 0.56	70.0 54.7	20.46 15.94	18	6.251 6.000	0.691 0.691	0.711 0.460	917.5 795.5	101.9 88.4	6.70 7.07	24.5 21.2	7.8 7.1	1.09 1.15
15" I B 7 15 x 5 $\frac{1}{2}$ R = 0.51	50.0 42.9	14.59 12.49	15	5.640 5.500	0.622 0.622	0.550 0.410	481.1 441.8	64.2 58.9	5.74 5.95	16.0 14.6	5.7 5.3	1.05 1.08
12" I B 8 12 x 5 $\frac{1}{4}$ R = 0.56	50.0 40.8	14.57 11.84	12	5.477 5.250	0.659 0.659	0.687 0.460	301.6 268.9	50.3 44.8	4.55 4.77	16.0 13.8	5.8 5.3	1.05 1.08
12" I B 9 12 x 5 R = 0.45	35.0 31.8	10.20 9.26	12	5.078 5.000	0.544 0.544	0.428 0.350	227.0 215.8	37.8 36.0	4.72 4.83	10.0 9.5	3.9 3.8	0.99 1.01
10" I B 10 10 x 4 $\frac{3}{8}$ R = 0.41	35.0 25.4	10.22 7.38	10	4.944 4.660	0.491 0.491	0.594 0.310	145.8 122.1	29.2 24.4	3.78 4.07	8.5 6.9	3.4 3.0	0.91 0.97
8" I B 12 8 x 4 R = 0.37	23.0 18.4	6.71 5.34	8	4.171 4.000	0.425 0.425	0.441 0.270	64.2 56.9	16.0 14.2	3.09 3.26	4.4 3.8	2.1 1.9	0.81 0.84
7" I B 13 7 x 3 $\frac{5}{8}$ R = 0.35	20.0 15.3	5.83 4.43	7	3.860 3.660	0.392 0.392	0.450 0.250	41.9 36.2	12.0 10.4	2.68 2.86	3.1 2.7	1.6 1.5	0.71 0.78
6" I B 14 6 x 3 $\frac{3}{8}$ R = 0.33	17.25 12.5	5.02 3.61	6	3.565 3.330	0.359 0.359	0.465 0.230	26.0 21.8	8.7 7.3	2.28 2.46	2.3 1.8	1.3 1.1	0.68 0.72
5" I B 15 5 x 3 R = 0.31	14.75 10.0	4.29 2.87	5	3.284 3.000	0.326 0.326	0.494 0.210	15.0 12.1	6.0 4.8	1.87 2.05	1.7 1.2	1.0 0.82	0.63 0.65
4" I B 16 4 x 2 $\frac{3}{8}$ R = 0.29	9.5 7.7	2.76 2.21	4	2.796 2.660	0.293 0.293	0.326 0.190	6.7 6.0	3.3 3.0	1.56 1.64	0.91 0.77	0.65 0.58	0.58 0.59
3" I B 17 3 x 2 $\frac{3}{8}$ R = 0.27	7.5 5.7	2.17 1.64	3	2.509 2.330	0.260 0.260	0.349 0.170	2.9 2.5	1.9 1.7	1.15 1.23	0.59 0.46	0.47 0.40	0.52 0.53

Vigas ligeras de Ala ancha,



Sección Índice y Medida Nominal	Peso por pie	Área de Sección	Prof. de Secc.	Ancho de Ala	Espesor de Ala	Espesor del Alma	Eje 1-1			Eje 2-2		
							<i>I</i> (in. ⁴)	<i>S</i> (in. ³)	<i>r</i> (in.)	<i>I</i> (in. ⁴)	<i>S</i> (in. ³)	<i>r</i> (in.)
Vigas ligeras												
CBL 12	22.0	6.47	12.31	4.030	0.424	0.260	155.7	25.3	4.91	4.55	2.26	0.84
12 x 4	19.0	5.62	12.16	4.010	0.349	0.240	130.1	21.4	4.81	3.67	1.83	0.81
<i>R</i> = 0.30	16.5	4.86	12.00	4.000	0.269	0.230	105.3	17.5	4.65	2.79	1.39	0.76
CBL 10	19.0	5.61	10.25	4.020	0.394	0.250	96.2	18.8	4.14	4.19	2.08	0.86
10 x 4	17.0	4.98	10.12	4.010	0.329	0.240	81.8	16.2	4.05	3.45	1.72	0.83
<i>R</i> = 0.30	15.0	4.40	10.00	4.000	0.269	0.230	68.8	13.8	3.95	2.79	1.39	0.80
CBL 8												
8 x 4	15.0	4.43	8.12	4.015	0.314	0.245	48.0	11.8	3.29	3.30	1.65	0.86
<i>R</i> = 0.30	13.0	3.83	8.00	4.000	0.254	0.230	39.5	9.88	3.21	2.62	1.31	0.83
CBL 6												
6 x 4	16.0	4.72	6.25	4.030	0.404	0.260	31.7	10.1	2.59	4.32	2.14	0.96
<i>R</i> = 0.30	12.0	3.53	6.00	4.000	0.279	0.230	21.7	7.24	2.48	2.89	1.44	0.90

Tees: Iguales y Desiguales.



Sección Índice	Peso por pie	Área de Sección	Ala	Vástago	Espesor		Radio de Filete	Eje 1-1			Eje 2-2			
					base	rafz		<i>I</i> (in. ⁴)	<i>S</i> (in. ³)	<i>r</i> (in.)	<i>x</i> (in.)	<i>I</i> (in. ⁴)	<i>S</i> (in. ³)	<i>r</i> (in.)
Tees Iguales.														
T 1	13.5	3.97	4	4	1/2	3/16	1/2	5.7	2.0	1.20	1.18	2.8	1.4	0.84
T 8	7.8	2.27	3	3	3/8	1/16	1/16	1.8	0.86	0.90	0.88	0.90	0.60	0.63
T 9	6.7	1.95	3	3	5/16	3/8	1/16	1.6	0.74	0.90	0.86	0.75	0.50	0.62
†T 10	6.4	1.87	2 1/2	2 1/2	3/8	1/16	1/4	1.0	0.59	0.74	0.76	0.52	0.42	0.53
†T 11	5.5	1.60	2 1/2	2 1/2	5/16	3/8	1/4	0.88	0.50	0.74	0.74	0.44	0.35	0.52
†T 13	4.1	1.19	2 1/4	2 1/4	1/4	3/16	1/4	0.52	0.32	0.66	0.65	0.25	0.22	0.46
†T 14	4.3	1.26	2	2	5/16	3/8	1/4	0.44	0.31	0.59	0.61	0.23	0.23	0.43
†T 15	3.62	1.05	2	2	1/4	5/16	1/4	0.37	0.26	0.59	0.59	0.18	0.18	0.42

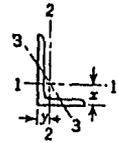
Tees Desiguales.

T 50	13.6	4.00	5	3 1/8	1/2, 13/32	1/16, 5/8	3/8	2.7	1.1	0.82	0.76	5.2	2.1	1.14
	11.5	3.37	5	3	3/8, 13/32	1/16, 5/8	3/8	2.4	1.1	0.84	0.76	3.9	1.6	1.10
T 60	11.2	3.29	4	4 1/2	3/8	1/16	1/2	6.3	2.0	1.39	1.31	2.1	1.1	0.80
T 61	9.2	2.68	4	3	3/8	1/16	3/8	2.0	0.90	0.86	0.78	2.1	1.1	0.89
T 62	8.5	2.48	4	2 1/2	3/8	1/16	3/8	1.2	0.62	0.69	0.62	1.2	1.0	0.92
T 79	6.1	1.77	3	2 1/2	5/16	3/8	5/16	0.94	0.52	0.73	0.68	0.75	0.50	0.65

* Donde se muestran dos dimensiones, la primera es para el ala, y la segunda para el vástago.

† Tamaño de Barra.

Angulo de lados desiguales.

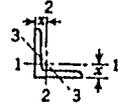


Sección Índice	Medida (in.)	Esp. (in.)	Peso por pie (in.)	Area de Sección (in. ²)	Eje 1-1				Eje 2-2				Eje 3-3 (in.)
					I (in. ⁴)	S (in. ³)	r (in.)	x (in.)	I (in. ⁴)	S (in. ³)	r (in.)	y (in.)	
A 26 R = 3/8	4 x 3 1/2	3/8	14.7	4.30	6.4	2.4	1.22	1.29	4.5	1.8	1.03	1.04	0.72
		1/2	11.9	3.50	5.3	1.9	1.23	1.25	3.8	1.5	1.04	1.00	0.72
		5/16	10.6	3.09	4.8	1.7	1.24	1.23	3.4	1.4	1.05	0.98	0.72
		3/8	9.1	2.67	4.2	1.5	1.25	1.21	3.0	1.2	1.06	0.96	0.73
		1/4	6.2	1.81	2.9	1.0	1.27	1.16	2.1	0.81	1.07	0.91	0.73
A 27 R = 3/8	4 x 3	3/8	13.6	3.98	6.0	2.3	1.23	1.37	2.9	1.4	0.85	0.87	0.64
		1/2	11.1	3.25	5.1	1.9	1.25	1.33	2.4	1.1	0.86	0.83	0.64
		5/16	9.8	2.87	4.5	1.7	1.25	1.30	2.2	1.0	0.87	0.80	0.64
		3/8	8.5	2.48	4.0	1.5	1.26	1.28	1.9	0.87	0.88	0.78	0.64
		1/4	5.8	1.69	2.8	1.0	1.28	1.24	1.4	0.60	0.90	0.74	0.65
A 28 R = 3/8	3 1/2 x 3	1/2	10.2	3.00	3.5	1.5	1.07	1.13	2.3	1.1	0.88	0.88	0.62
		5/16	9.1	2.65	3.1	1.3	1.08	1.10	2.1	0.98	0.89	0.85	0.62
		3/8	7.9	2.30	2.7	1.1	1.09	1.08	1.9	0.85	0.90	0.83	0.62
		5/16	6.6	1.93	2.3	0.95	1.10	1.06	1.6	0.72	0.90	0.81	0.63
		1/4	5.4	1.56	1.9	0.78	1.11	1.04	1.3	0.59	0.91	0.79	0.63
A 29 R = 5/16	3 1/2 x 2 1/2	1/2	9.4	2.75	3.2	1.4	1.09	1.20	1.4	0.76	0.70	0.70	0.53
		5/16	8.3	2.43	2.9	1.3	1.09	1.18	1.2	0.68	0.71	0.68	0.54
		3/8	7.2	2.11	2.6	1.1	1.10	1.16	1.1	0.59	0.72	0.66	0.54
		5/16	6.1	1.78	2.2	0.93	1.11	1.14	0.94	0.50	0.73	0.64	0.54
		1/4	4.9	1.44	1.8	0.75	1.12	1.11	0.78	0.41	0.74	0.61	0.54
A 32 R = 5/16	3 x 2 1/2	1/2	8.5	2.50	2.1	1.0	0.91	1.00	1.3	0.74	0.72	0.75	0.52
		5/16	7.6	2.21	1.9	0.93	0.92	0.98	1.2	0.66	0.73	0.73	0.52
		3/8	6.6	1.92	1.7	0.81	0.93	0.96	1.0	0.58	0.74	0.71	0.52
		5/16	5.6	1.62	1.4	0.69	0.94	0.93	0.90	0.49	0.74	0.68	0.53
		1/4	4.5	1.31	1.2	0.56	0.95	0.91	0.74	0.40	0.75	0.66	0.53
A 33 R = 5/16	3 x 2	1/2	7.7	2.25	1.9	1.0	0.92	1.08	0.67	0.47	0.55	0.58	0.43
		5/16	6.8	2.00	1.7	0.89	0.93	1.06	0.61	0.42	0.55	0.56	0.43
		3/8	5.9	1.73	1.5	0.78	0.94	1.04	0.54	0.37	0.56	0.54	0.43
		5/16	5.0	1.47	1.3	0.66	0.95	1.02	0.47	0.32	0.57	0.52	0.43
		1/4	4.1	1.19	1.1	0.54	0.95	0.99	0.39	0.26	0.57	0.49	0.43
†A 35 R = 1/4	2 1/2 x 2	3/8	3.07	0.90	0.84	0.41	0.97	0.97	0.31	0.20	0.58	0.47	0.44
		5/16	5.3	1.55	0.91	0.55	0.77	0.83	0.51	0.36	0.58	0.58	0.42
		3/8	4.5	1.31	0.79	0.47	0.78	0.81	0.45	0.31	0.58	0.56	0.42
		1/4	3.62	1.06	0.65	0.38	0.78	0.79	0.37	0.25	0.59	0.54	0.42
		5/16	2.75	0.81	0.51	0.29	0.79	0.76	0.29	0.20	0.60	0.51	0.43
†A 48 R = 1/4	2 1/2 x 1 1/2	5/16	3.92	1.15	0.71	0.44	0.79	0.90	0.19	0.17	0.41	0.40	0.32
		1/4	3.19	0.94	0.59	0.36	0.79	0.88	0.16	0.14	0.41	0.38	0.32
		5/16	2.44	0.72	0.46	0.28	0.80	0.85	0.13	0.11	0.42	0.35	0.33
†A 37 R = 1/4	2 x 1 1/2	1/4	2.77	0.81	0.32	0.24	0.62	0.66	0.15	0.11	0.43	0.41	0.32
		5/16	2.12	0.62	0.25	0.18	0.63	0.64	0.12	0.11	0.41	0.39	0.32
		3/8	1.44	0.42	0.17	0.13	0.64	0.62	0.09	0.08	0.45	0.37	0.33
†A 645 R = 1/4	2 x 1 1/4	1/4	2.55	0.75	0.30	0.23	0.63	0.71	0.09	0.10	0.34	0.33	0.27
		5/16	1.96	0.57	0.23	0.18	0.64	0.69	0.07	0.08	0.35	0.31	0.27
†A 39 R = 1/4	1 3/4 x 1 1/4	1/4	2.34	0.69	0.20	0.18	0.54	0.60	0.09	0.10	0.35	0.35	0.27
		5/16	1.80	0.53	0.16	0.14	0.55	0.58	0.07	0.08	0.36	0.33	0.27
		3/8	1.23	0.36	0.11	0.09	0.56	0.56	0.05	0.05	0.37	0.31	0.27

* Medida especial.

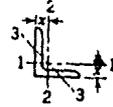
† Tamaño de barra.

Angulo de lados iguales.



Sección Índice	Medida (in.)	Espesor (in.)	Peso por pie (lb)	Área de Sección (in. ²)	Eje 1-1 y Eje 2-2			Eje 3-3	
					<i>I</i> (in. ⁴)	<i>S</i> (in. ³)	<i>r</i> (in.)	<i>x</i> (in.)	<i>r</i> min (in.)
A 1 <i>R</i> = 5/8	8 x 8	1 1/8	56.9	16.73	98.0	17.5	2.42	2.41	1.55
		1	51.0	15.00	89.0	15.8	2.44	2.37	1.56
		7/8	45.0	13.23	79.6	11.0	2.45	2.32	1.56
		3/4	38.9	11.44	69.7	12.2	2.47	2.28	1.57
		5/8	32.7	9.61	59.4	10.3	2.49	2.23	1.58
		3/8	29.6	8.68	54.1	9.3	2.50	2.21	1.58
A 2 <i>R</i> = 1/2	6 x 6	1/2	26.4	7.75	48.6	8.4	2.51	2.19	1.58
		1	37.4	11.00	35.5	8.6	1.80	1.86	1.16
		7/8	33.1	9.73	31.9	7.6	1.81	1.82	1.17
		3/4	28.7	8.44	28.2	6.7	1.83	1.78	1.17
		5/8	24.2	7.11	24.2	5.7	1.84	1.73	1.17
		3/8	21.9	6.43	22.1	5.1	1.85	1.71	1.18
		1/2	19.6	5.75	19.9	4.6	1.86	1.68	1.18
		3/16	17.2	5.06	17.7	4.1	1.87	1.66	1.19
A 3 <i>R</i> = 1/2	5 x 5	3/8	14.9	4.36	15.4	3.5	1.88	1.64	1.19
		*3/16	12.6	3.66	13.0	3.0	1.89	1.61	1.19
		3/8	27.2	7.98	17.8	5.2	1.49	1.57	0.96
		3/4	23.6	6.94	15.7	4.5	1.50	1.52	0.97
		5/8	20.0	5.86	13.6	3.9	1.52	1.48	0.97
		1/2	16.2	4.75	11.3	3.2	1.54	1.43	0.98
		3/16	14.3	4.18	10.0	2.8	1.55	1.41	0.98
A 4 <i>R</i> = 3/8	4 x 4	3/8	12.3	3.61	8.7	2.4	1.56	1.39	0.99
		*3/16	10.3	3.03	7.4	2.0	1.56	1.36	0.99
		3/4	18.5	5.44	7.7	2.8	1.19	1.27	0.77
		5/8	15.7	4.61	6.7	2.4	1.20	1.23	0.77
		1/2	12.8	3.75	5.6	2.0	1.22	1.18	0.78
		3/16	11.3	3.31	5.0	1.8	1.23	1.16	0.78
A 5 <i>R</i> = 3/8	3 1/2 x 3 1/2	3/8	9.8	2.86	4.4	1.5	1.23	1.11	0.79
		5/16	8.2	2.40	3.7	1.3	1.24	1.12	0.79
		*1/4	6.6	1.94	3.0	1.0	1.25	1.09	0.79
		1/2	11.1	3.25	3.6	1.5	1.06	1.06	0.68
		3/16	9.8	2.87	3.3	1.3	1.07	1.04	0.68
		3/8	8.5	2.48	2.9	1.2	1.07	1.01	0.69
		5/16	7.2	2.09	2.5	0.98	1.08	0.99	0.69
		1/4	5.8	1.69	2.0	0.79	1.09	0.97	0.69

Angulo de lados iguales. (cont.)



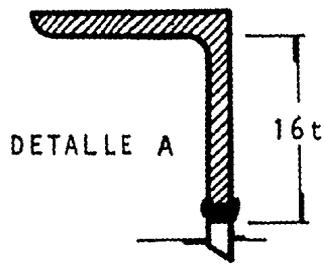
	(in.)	(in.)	(lb)	(in. ²)	I (in. ⁴)	S (in. ³)	r (in.)	x (in.)	r min (in.)
A 7 R = 5/16	3 x 3	1/2	9.4	2.75	2.2	1.1	0.90	0.93	0.58
		3/16	8.3	2.43	2.0	0.95	0.91	0.91	0.58
		3/8	7.2	2.11	1.8	0.83	0.91	0.89	0.58
		5/16	6.1	1.78	1.5	0.71	0.92	0.87	0.59
		1/4	4.9	1.44	1.2	0.58	0.93	0.84	0.59
		*3/16	3.71	1.09	0.96	0.44	0.94	0.82	0.59
†A 9 R = 1/4	2 1/2 x 2 1/2	1/2	7.7	2.25	1.2	0.73	0.74	0.81	0.47
		3/8	5.9	1.73	0.98	0.57	0.75	0.76	0.48
		5/16	5.0	1.47	0.85	0.48	0.76	0.74	0.49
		1/4	4.1	1.19	0.70	0.39	0.77	0.72	0.49
		3/16	3.07	0.90	0.55	0.30	0.78	0.69	0.49
†A 11 R = 1/4	2 x 2	3/8	4.7	1.36	0.48	0.35	0.59	0.64	0.39
		5/16	3.92	1.15	0.42	0.30	0.60	0.61	0.39
		1/4	3.19	0.94	0.35	0.25	0.61	0.59	0.39
		3/16	2.44	0.71	0.28	0.19	0.62	0.57	0.40
		1/8	1.65	0.48	0.19	0.13	0.63	0.55	0.40
†A 12 R = 1/4	1 3/4 x 1 3/4	3/8	3.99	1.17	0.31	0.26	0.51	0.57	0.34
		5/16	3.39	1.00	0.27	0.23	0.52	0.55	0.34
		1/4	2.77	0.81	0.23	0.19	0.53	0.53	0.34
		3/16	2.12	0.62	0.18	0.14	0.54	0.51	0.35
		1/8	1.44	0.42	0.13	0.10	0.55	0.48	0.35
†A 13 R = 3/16	1 1/2 x 1 1/2	1/4	2.34	0.69	0.14	0.13	0.45	0.47	0.29
		3/16	1.80	0.53	0.11	0.10	0.46	0.44	0.29
		1/8	1.23	0.36	0.08	0.07	0.46	0.42	0.30
†A 15 R = 3/16	1 1/4 x 1 1/4	1/4	1.92	0.56	0.08	0.09	0.37	0.40	0.24
		3/16	1.48	0.43	0.06	0.07	0.38	0.38	0.24
		1/8	1.01	0.30	0.04	0.05	0.38	0.35	0.25
†A 16 R = 1/8	1 x 1	1/4	1.49	0.44	0.04	0.06	0.29	0.34	0.19
		3/16	1.16	0.31	0.03	0.04	0.30	0.32	0.19
		1/8	0.80	0.23	0.02	0.03	0.31	0.30	0.19

* Medida especial.

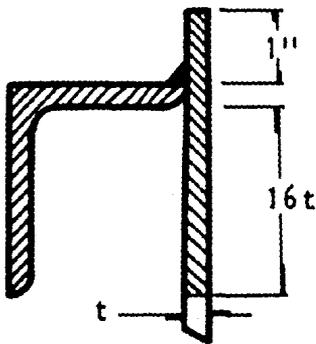
† Tamaño de barra.

Tabla A2. Módulo de Sección de atiesadores para recipientes abiertos según la Fig. A1.

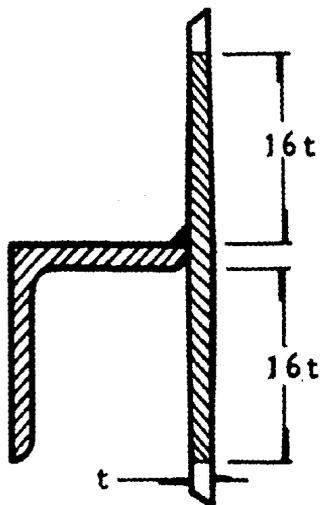
Medida del perfil (in).	Espesor del cascarón (in).				
	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16
Módulo de Sección (in ³).					
Angulo Superior: Detalle A.					
2.5 x 2.5 x 1/4	0.41	0.42			
2.5 x 2.5 x 5/16	0.51	0.52			
3.0 x 3.0 x 3/8	0.89	0.91			
Angulo Curvo: Detalle B.					
2.5 x 2.5 x 1/4	1.61	1.72			
2.5 x 2.5 x 5/16	1.89	2.04			
3.0 x 3.0 x 1/4	2.32	2.48			
3.0 x 3.0 x 3/8	2.78	3.35			
4.0 x 4.0 x 1/4	3.64	4.41			
4.0 x 4.0 x 3/8	4.17	5.82			
Un Angulo: Detalle C.					
2.5 x 2.5 x 1/4	1.68	1.79	1.87	1.93	2.00
2.5 x 2.5 x 5/16	1.98	2.13	2.23	2.32	2.40
4.0 x 3.0 x 1/4	3.50	3.73	3.89	4.00	4.10
4.0 x 3.0 x 5/16	4.14	4.45	4.66	4.82	4.95
5.0 x 3.0 x 5/16	5.53	5.96	6.25	6.47	6.64
5.0 x 3.5 x 5/16	6.13	6.60	6.92	7.16	7.35
5.0 x 3.5 x 3/8	7.02	7.61	8.03	8.33	8.58
6.0 x 4.0 x 3/8	9.02	10.56	11.15	11.59	11.93
Dos Angulos: Detalle D.					
4.0 x 3.0 x 5/16	11.27	11.78	12.20	12.53	12.81
4.0 x 3.0 x 3/8	13.06	13.67	14.18	14.60	14.95
5.0 x 3.0 x 5/16	15.48	16.23	16.84	17.34	17.74
5.0 x 3.0 x 3/8	18.00	18.89	19.64	20.26	20.77
5.0 x 3.5 x 5/16	16.95	17.70	18.31	18.82	19.23
5.0 x 3.5 x 3/8	19.75	20.63	21.39	22.01	22.54
6.0 x 4.0 x 3/8	27.74	28.92	29.95	30.82	31.55
Placa Formada: Detalle E.					
b = 10		23.29	24.63	25.61	26.34
b = 12		29.27	31.07	32.36	33.33
b = 14		35.49	37.88	39.53	40.78
b = 16		42.06	45.07	47.10	48.67
b = 18		48.97	52.62	55.07	56.99
b = 20		56.21	60.52	63.43	65.73
b = 22		63.80	68.78	72.18	74.89
b = 24		71.72	77.39	81.30	84.45
b = 26		79.99	86.35	90.79	94.41
b = 28		88.58	95.66	100.65	104.77
b = 30		97.52	105.31	110.88	115.52
b = 32		106.78	115.30	121.47	126.66
b = 34		116.39	125.64	132.42	138.17
b = 36		126.33	136.32	143.73	150.07
b = 38		136.60	147.35	155.40	162.34
b = 40		147.21	158.71	167.42	174.99



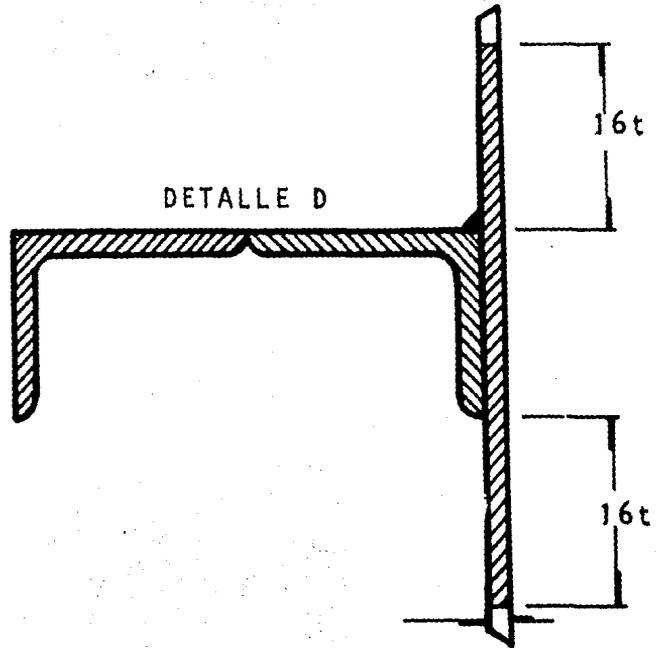
DETALLE A



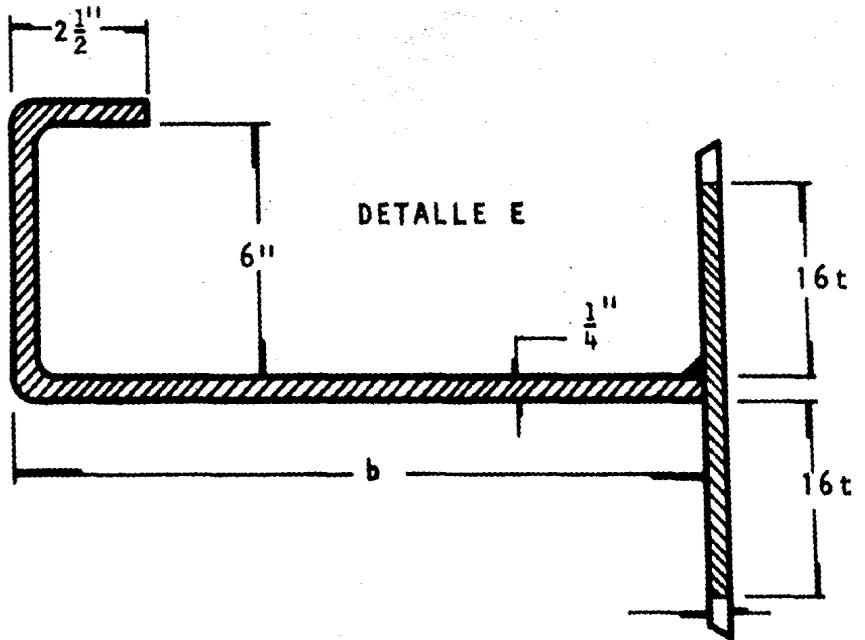
DETALLE B



DETALLE C



DETALLE D



DETALLE E

FIG. A1. REFUERZOS TÍPICOS PARA LA PARTE SUPERIOR DEL CASCARÓN EN RECIPIENTES ATMOSFÉRICOS.

Tabla B1. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE [lb/in²] x 10³.
Acero al carbón y bajas aleaciones.

Material Especif.	Grado.	Esf. min. pto. fluencia	Esf. min. tens.	Maximo esfuerzo permisible en tensión.							Notas	Ref. carta presión externa	Observaciones	
				Temperatura °F.										
				-20 a 650	700	750	800	850	900	950	1000			
SA-36		36.0	58.0	12.7								1,2,3,7	D3	Placa
SA-283	A	24.0	45.0	10.4								1,2	D2	Placa
	B	27.0	50.0	11.5								1,2	D2	"
	C	30.0	55.0	12.7								1,2	D3	"
	D	33.0	60.0	12.7								1,2	D3	"
SA-285	A	24.0	45.0	11.3	11.0	10.3	9.00	7.80	6.50			3,7,9	D2	Placa
	B	27.0	50.0	12.5	12.1	11.2	9.60	8.10	6.50			3,7,9	D2	"
	C	30.0	55.0	13.8	13.3	12.1	10.2	8.40	6.50			3,7,9	D3	"
SA-515 y 516	55	30.0	55.0	13.8	13.3	12.1	10.2	8.40	6.50	4.50	2.50	7	D3	Placa
	60	32.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50	4.50	2.50	7	D3	"
	65	35.0	65.0	16.3	15.5	13.9	11.4	9.00	6.50	4.50	2.50	7	D3	"
	70	38.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0	9.30	6.50	4.50	2.50	7	D3	"
SA-202	A	45.0	75.0	18.8	17.7	15.7	12.0	7.80	5.00	3.00	1.50		D3	Placa
	B	47.0	85.0	21.3	19.8	17.7	12.0	7.80	5.00	3.00	1.50		D3	"
SA-204	A	37.0	65.0	16.3	16.3	16.3	15.8	15.3	13.7	8.20	4.80	8	D3	Placa
	B	40.0	70.0	17.5	17.5	17.5	17.1	13.7	8.20	4.80	4.80	8	D3	"
	C	43.0	75.0	18.8	18.8	18.8	18.3	13.7	8.20	4.80	4.80	8	D3	"
SA-53	A	30.0	48.0	12.0	11.7	10.7	9.30	7.90	6.50			3,4,7	D3	Tuberfa sin cost.
	B	35.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50			3,4,7	D3	"
SA-106	A	30.0	48.0	12.0	11.7	10.7	9.30	7.90	6.50	4.50	2.50	7	D3	Tuberfa sin cost.
	B	35.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50	4.50	2.50	7	D3	"
	C	40.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0					7	D3	"
SA-53	A	30.0	48.0	10.2	9.90	9.10	7.90	6.70	5.50			3,10,11,12	D3	Tuberfa sold. elect.
	B	35.0	60.0	12.8	12.2	11.0	9.20	7.40	5.50			3,10,11,12	D3	"
SA-178	A	26.0	47.0	10.0	9.70	9.00	7.80	6.70	5.50	3.80	2.10	3,4,11,12	D3	Tubo sold. elect.
	C	37.0	60.0	12.8	12.2	11.0	9.20	7.40	5.50	3.80	2.10	3,4,11,12	D3	"
SA-214		26.0	47.0	10.0	9.70	9.00	7.80	6.70	5.50	3.80	2.10	3,4,11,12	D3	Tubo sold. elect.

Tabla B1. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE [lb/in²] x 10³.
Acero al carbón y bajas aleaciones.

Material Especif.	Grado.	Esf. min. pto. fluencia	Esf. min. tens.	Maximo esfuerzo permisible en tensión.							Notas	Ref. carta presión externa	Observaciones		
				Temperatura °F.											
				-20 a	650	700	750	800	850	900	950	1000			
SA-36		36.0	58.0	12.7									1,2,3,7	D3	Placa
SA-283	A	24.0	45.0	10.4									1,2	D2	Placa
	B	27.0	50.0	11.5									1,2	D2	"
	C	30.0	55.0	12.7									1,2	D3	"
	D	33.0	60.0	12.7									1,2	D3	"
SA-285	A	24.0	45.0	11.3	11.0	10.3	9.00	7.80	6.50				3,7,9	D2	Placa
	B	27.0	50.0	12.5	12.1	11.2	9.60	8.10	6.50				3,7,9	D2	"
	C	30.0	55.0	13.8	13.3	12.1	10.2	8.40	6.50				3,7,9	D3	"
SA-515 y 516	55	30.0	55.0	13.8	13.3	12.1	10.2	8.40	6.50	4.50	2.50		7	D3	Placa
	60	32.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50	4.50	2.50		7	D3	"
	65	35.0	65.0	16.3	15.5	13.9	11.4	9.00	6.50	4.50	2.50		7	D3	"
	70	38.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0	9.30	6.50	4.50	2.50		7	D3	"
SA-202	A	45.0	75.0	18.8	17.7	15.7	12.0	7.80	5.00	3.00	1.50			D3	Placa
	B	47.0	85.0	21.3	19.8	17.7	12.0	7.80	5.00	3.00	1.50			D3	"
SA-204	A	37.0	65.0	16.3	16.3	16.3	15.8	15.3	13.7	8.20	4.80		8	D3	Placa
	B	40.0	70.0	17.5	17.5	17.5	17.1	13.7	8.20	4.80	4.80		8	D3	"
	C	43.0	75.0	18.8	18.8	18.8	18.3	13.7	8.20	4.80	4.80		8	D3	"
SA-53	A	30.0	48.0	12.0	11.7	10.7	9.30	7.90	6.50				3,4,7	D3	Tubería sin cost.
	B	35.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50				3,4,7	D3	"
SA-106	A	30.0	48.0	12.0	11.7	10.7	9.30	7.90	6.50	4.50	2.50		7	D3	Tubería sin cost.
	B	35.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50	4.50	2.50		7	D3	"
	C	40.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0						7	D3	"
SA-53	A	30.0	48.0	10.2	9.90	9.10	7.90	6.70	5.50				3,10,11,12	D3	Tubería sold. elect.
	B	35.0	60.0	12.8	12.2	11.0	9.20	7.40	5.50				3,10,11,12	D3	"
SA-178	A	26.0	47.0	10.0	9.70	9.00	7.80	6.70	5.50	3.80	2.10		3,4,11,12	D3	Tubo sold. elect.
	C	37.0	60.0	12.8	12.2	11.0	9.20	7.40	5.50	3.80	2.10		3,4,11,12	D3	"
SA-214		26.0	47.0	10.0	9.70	9.00	7.80	6.70	5.50	3.80	2.10		3,4,11,12	D3	Tubo sold. elect.

Tabla B1. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE [lb/in²] x 10³.
Acero al carbón y bajas aleaciones (cont.)

Material Especif.	Grado.	Esf. min. pto. fluencia	Esf. min. tens.	Máximo esfuerzo permisible en tensión.							Notas	Ref. carta presión externa	Observaciones	
				Temperatura °F										
				-20 a 650	700	750	800	850	900	950	1000			
SA-179		26.0	47.0	11.8	11.5	10.6	9.20	7.90	6.50			3,4,7	D2	Tubo sin cost.
SA-192		26.0	47.0	11.8	11.5	10.6	9.20	7.90	6.50	4.50	2.50	7	D2	Tubo sin cost.
SA-135	A	30.0	48.0	10.2	9.90	9.10	7.90	6.70	5.50			3,4,11,12	D3	Tuberfa sold. elect.
	B	35.0	60.0	12.8	12.2	11.0	9.20	7.40	5.50			3,4,11,12	D3	"
SA-105		36.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0	9.30	6.50	4.50	2.50	3,7	D3	Forja
SA-181	clase 60	30.0	60.0	15.0	14.4	13.0	10.8	8.70	6.50	4.50	2.50	3,7	D3	Forja
	clase 70	36.0	70.0	17.5	16.6	14.8	12.0	9.30	6.50	4.50	2.50	3,7	D3	"
SA-350	LF1	30.0	60.0	15.0									D3	Forja
	LF2	36.0	70.0	17.5									D3	"
SA-193	B7diam ≤ 2½ in.	105.0	125.0	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.50	4.50	5	---	Mat. pernos
SA-307	B		55.5									6	---	Mat. pernos
SA-325	1 in. y abajo	92.0	120.0	23.0								5	---	Mat. pernos
	1 in. y 1½	81.0	105.0	20.2								5	---	"
	1 in.	77.0	105.0	19.3								5	---	"
SA-194	2H		55.0										---	Mat. pernos
SA-31	A	23.0	45.0	11.3	11.0	10.3	9.00	7.80	6.50			3	---	Barra
	B	29.0	58.0	14.5	13.9	12.6	10.6	8.60	6.50			3,13	D2	"
SA-36		36.0	58.0	14.5	13.9	12.6	10.5	8.50	6.50			3,7	D3	Barra, perfil

Notas para la Tabla B1.

Los valores de los esfuerzos pueden ser interpolados para determinaciones a temperaturas intermedias.

Los valores del esfuerzo en cortante restringido, como en tornillos dovela (espiga) remaches ó construcciones similares están tan restringidos, que la sección considerada fallaría sin reducción del área y serán 0.8 veces el valor de la tabla.

Los valores del esfuerzo en apoyo serán de 1.6 veces el valor de la tabla.

- (1) Las placas de acero con especificación SA-36 (acero estructural) y SA-285 Grado A,B, C,D, pueden ser usadas como partes de recipientes a presión siempre y cuando cumplan con lo siguiente:
 - (a) Los recipientes no contendrán sustancias letales ya sean líquidas ó gaseosas.
 - (b) El material no se usará en la construcción de generadores de vapor no sujetos a fuego directo.
 - (c) La temperatura de diseño a la que el material se va a emplear oscile entre -20 y 650 °F.
 - (d) El espesor de las placas en las que se aplique soldadura de resistencia sea de 5/8 in. como mínimo.
 - (e) El acero se fabrique por medio de los procesos de Horno eléctrico (Siemens-Martin), hogar abierto u oxígeno básico.
- (2) Los valores del esfuerzo son 1/4 del esfuerzo mínimo a tensión especificado, multiplicado por un factor de calidad de 0.92 excepto para SA-283 Gr. D y SA-36.
- (3) Para temperaturas de servicio arriba de 850 °F, se recomienda usar los aceros calmados (killed) conteniendo no menos de 0.1% de sílice residual.

Los aceros calmados que hayan sido desoxidados con grandes cantidades de aluminio y los aceros efervescentes (rimmed), pueden tener propiedades de termofluencia y esfuerzo de ruptura arriba de 850 °F, las cuales son algo menores que aquellas en que se basan los valores de la tabla.
- (4) Solamente aceros calmados deberán usarse arriba de 850 °F.
- (5) Estos valores del esfuerzo son establecidos desde una consideración de resistencia solamente y son satisfactorios para servicio general.

Para juntas atornilladas donde sea necesario que no existan fugas durante periodos largos sin necesidad de reapretar, pueden ser necesarios valores menores del esfuerzo como los determinados de la flexibilidad relativa de la brida y tornillos y sus correspondientes propiedades de relajamiento.

- (6) No permitido arriba de 450 °F, el valor del esfuerzo permisible es de 7000 lb/in².
- (7) Bajo prolongada exposición a temperaturas sobre 800 °F, la fase carburo del acero al carbón puede convertirse en grafito.
- (8) Bajo prolongada exposición a temperaturas sobre 875°F, la fase carbón de los aceros carbón-molibdeno puede convertirse en grafito.
- (9) El material no deberá usarse en espesores arriba de 2 in.
- (10) Estos valores del esfuerzo son permitidos solamente para aceros Siemens-Martin, base oxígeno y acero de horno eléctrico.
- (11) Este material puede ser soldado por la técnica de resistencia.
- (12) La eficiencia de la junta usada en la determinación de los valores del esfuerzo para tubo y tubería soldados por resistencia eléctrica es de 0.85
- (13) El uso de las gráficas a presión externa para material en forma de barra conformada de acero es permitido solamente para anillos atiesadores.

Tabla B2. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE.
Acero alta aleación

Material		Grupo 1.	
Especif.	Grado.	Notas	Observaciones.
SA-240	304	2,3	Placa
SA-213	TP304 TP304H	2 ---	Tubería sin cost. "
SA-312	TP304 TP304H	2 ---	Tubería sin cost. "
SA-376	TP304 TP304H	2 ---	Tubería sin cost. "
SA-452	TP304H	---	Fundición
SA-182	F304 F304H	2 ---	Forja "
SA-479	304	2,3,10	Barra
		Grupo 2.	
SA-240	304L	---	Placa
SA-213	TP304L	---	Tubo sin cost.
SA-312	TP304L	---	Tubería sin cost.
SA-182	F304L	11	Forja
SA-479	304L	10	Barra
		Grupo 3.	
SA-240	316 317	2,3 2,3	Placa "
SA-213	TP316 TP316H	2 ---	Tubo sin cost. "
SA-312	TP316 TP316H 317	2 --- 2	Tubería sin cost. " "

Tabla B2. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE.

Acero alta aleación.(cont.).

Grupo 3.			
Material Especif.	Grado.	Notas	Observaciones.
SA-376	TP316 TP316H	2 ---	Tubería sin cost. "
SA-452	TP316H	---	Tubería fundida.
SA-182	F316 F316H	2 ---	Forja "
SA-479	316	2,3,10	Barra
Grupo 4.			
SA-240	316L	---	Placa
SA-213	TP316L	---	Tubo sin cost.
SA-312	TP316L	---	Tubería sin cost.
SA-182	F316L	11	Forja
SA-479	316L	10	Barra
Grupo 5.			
SA-240	405		Placa
SA-479	405		Barra
SA-193	B6 (410)		Pernos
SA-240	302 302	1 ---	Placa "
SA-268	TP405 TP410 TP429 TP430 TP329 TP329 TP446 TP405		Tubo soldado " " " " Tubería sin cost. "

Tabla B2. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE (lb/in²) x 10³.
Acero alta aleación(cont.).

Material Especif.	Grado.	Esf. mfn. pto. fluencia	Esf. mfn. tens.	Máximo esfuerzo permisible en tensión.								
				Temperatura °F.								
				-20 a 100	200	300	400	500	600	650	700	750
Grupo 1.		30.0	75.0	18.8	17.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.8
				18.8	15.7	14.1	12.9	12.1	11.4	11.2	11.1	10.8
Grupo 2.		25.0	70.0	15.7	15.7	15.3	14.7	14.4	14.0	13.7	13.5	13.3
				15.7	13.4	12.0	11.0	10.3	9.70	9.50	9.40	9.20
Grupo 3.		30.0	75.0	18.8	18.8	18.4	18.1	18.0	17.0	16.7	16.3	16.1
				18.8	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6	11.3	11.2
Grupo 4.		25.0	70.0	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2	12.9	12.6
				15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.40	9.20	9.00	8.80
SA-240	405	25.0	60.0	15.0	14.3	13.8	13.3	12.9	12.4	12.3	12.1	11.7
SA-479	405	25.0	60.0	15.0	14.3	13.8	13.3	12.9	12.4	12.3	12.1	11.7
SA-193	B6(410)	85.0	110.0	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2	21.2
SA-240	302	30.0	75.0	18.8	17.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.6
				18.8	15.7	14.1	13.0	12.2	11.4	11.3	11.1	10.8
SA-268	TP405	30.0	60.0	12.8	12.2	11.8	11.3	10.9	10.6	10.4	10.3	9.90
	TP410	30.0	60.0	12.8	12.2	11.8	11.3	10.9	10.6	10.4	10.3	9.90
	TP429	35.0	60.0	12.7	12.1	11.7	11.3	10.9	10.5	10.4	10.2	
	TP430	35.0	60.0	12.8	12.2	11.8	11.3	10.9	10.6	10.4	10.3	9.90
	TP329	70.0	90.0	19.1	19.1	18.4	18.0	18.0				
	TP329	70.0	90.0	22.5	22.5	21.6	21.2	21.2				
	TP446	40.0	70.0	17.5	16.6	16.1	15.6	15.0	14.5	14.3		
	TP405	30.0	60.0	15.0	14.3	13.8	13.3	12.9	12.4	12.3	12.1	11.7

Notas para la tabla B2.

Los valores de los esfuerzos pueden ser interpolados para determinaciones a temperaturas intermedias.

Los valores del esfuerzo en cortante restringido, como en tornillos dovela (espiga), remaches o construcciones similares están tan restringidos que la sección considerada fallaría sin reducción del área y serán 0.8 veces el valor reportado en la tabla.

Los valores del esfuerzo en apoyo serán de 1.6 veces el valor de la tabla.

- (1) Debido a la relativa baja resistencia a la fluencia (límite elástico) de estos materiales, estos valores altos del esfuerzo se establecieron a temperaturas donde las propiedades a tensión en tiempo corto son gobernantes para permitir el uso de estas aleaciones, donde son aceptables deformaciones ligeramente mayores.

Estos valores altos del esfuerzo son mayores que el 62.5% pero son menores del 90% del límite elástico a la temperatura. El uso de estos esfuerzos puede ocasionar cambios dimensionales debidos a deformaciones permanentes. Estos valores no se recomiendan para bridas de juntas empacadas de otras aplicaciones donde pequeñas distorsiones pueden causar fugas o mal funcionamiento.

- (2) A temperaturas mayores de 1000 °F, estos valores del esfuerzo se aplican únicamente cuando el contenido de carbón es 0.04% ó mayor.
- (3) Para temperaturas mayores de 1000 °F, estos valores del esfuerzo pueden usarse sólo si el material se ha tratado térmicamente a una temperatura mínima de 1900 °F. y templado en agua ó enfriado rápidamente por otros medios.
- (4) Se puede esperar que este acero desarrolle fragilidad a temperatura ambiente después operar arriba de 700 °F. por lo que su uso a temperaturas elevadas está restringido a menos que se tomen las medidas precautorias necesarias.
- (5) Estos valores del esfuerzo son establecidos desde una consideración de resistencia sólomente y son satisfactorios para servicio general.

Para juntas atornilladas donde sea necesario que no existan fugas durante períodos largos sin necesidad de reapretar pueden ser necesarios valores menores del esfuerzo como los determinados de la flexibilidad relativa de la brida y tornillos y sus correspondientes propiedades de relajamiento.

- (6) Estos valores del esfuerzo son los valores básicos multiplicados por una eficiencia de junta de 0.85

- (7) No deberá usarse material de aporte en la fabricación de tubería o tubo soldado.
- (8) Este material muestra una reducción severa en su resistencia al impacto a la temperatura ambiente después de exponerse brevemente a temperaturas bajo 700 °F. y una reducción moderada después de pocas semanas a 600 °F. La fragilidad puede ocurrir entonces después de una exposición larga sobre 500 °F.
- (9) Los tubos deberán ser suministrados en la condición de tratamiento por calor con preformado entre 1725-1750 °F. y templado en agua ó enfriado rápidamente por otros medios.
- (10) El uso de las gráficas a presión externa para material en forma de barra conformada de acero es permitido solamente para anillos atiesadores.
- (11) Esfuerzo mínimo específico a tensión 65000 lb/in².

Tabla B3. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE (lb/in²) x 10³.
Aluminio y aleaciones.

Material Especif.	Aleac.	Templado	Tamaño d espesor(in)	Esf. mfn. tens.	Esf. mfn. pto. fluencia.	Notas	Observaciones	Máximo esfuerzo permisible en tensión						Ref. presión ext.	
								100	150	Temperatura °F		350	400		
SB-209	3003	0	0.051-3.0	14.0	5.0	---	Placa	3.30	3.30	3.30	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
		H12	0.051-2.0	17.0	12.0	1	"	4.30	4.30	4.30	4.00	3.60	3.00	2.40	D5
		H122	0.250-0.499	17.0	10.0	1	"	4.30	4.30	4.30	4.00	3.60	3.00	2.40	D5
			0.500-2.0	15.0	6.0	1	"	3.80	3.80	3.70	3.20	2.40	1.80	1.40	D5
			2.001-3.0	14.5	6.0	1	"	3.60	3.60	3.50	3.20	2.40	1.80	1.40	D5
SB-209	3004	0	0.051-3.0	22.0	8.5	---	Placa	5.50	5.50	5.50	5.50	5.00	3.80	2.40	D6
		H32	0.051-2.0	28.0	21.0	1	"	7.00	7.00	7.00	7.00	5.80	3.80	2.40	D6
		H112	0.250-3.0	23.0	9.0	1	"	5.80	5.80	5.80	5.80	5.10	3.80	2.40	D6
SB-209	5052 y 5652	H32	0.051-2.0	31.0	23.0	1	Placa	7.00	7.80	7.80	7.50	6.20	4.10	2.40	D6
SB-221	1100	0	Todos	11.0	3.3	---	Varilla,Placa,Perfil	2.00	2.00	2.00	2.00	1.80	1.40	1.00	---
		H112	Todos	11.0	3.3	1	"	2.00	2.00	2.00	2.00	1.80	1.40	1.00	---
SB-221	3003	0	Todos	14.0	5.0	7	Varilla,Placa,Perfil	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
		H112	Todos	14.0	5.0	1,7	"	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
SB-211	2014	T6,T651	0.125-8.0	65.0	55.0	2,3,4	Nat. Pernos	13.0	13.0	13.0	13.0	11.4	6.80	3.90	---
SB-211	2024	T4	0.125-0.499	62.0	45.0	2,3	Nat. Pernos	11.3	11.3	11.3	11.3	10.4	6.50	4.50	---
			0.500-4.500	62.0	42.0	2,3	"	10.5	10.5	10.5	10.5	10.4	6.50	4.50	---
			4.501-6.500	62.0	40.0	2,3	"	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	6.50	4.50	---
			6.501-8.000	58.0	38.0	2,3	"	9.50	9.50	9.50	9.50	9.50	6.10	4.20	---
SB-210	Alclad 3003	H14	0.010-0.500	19.0	16.0	1,5	Tubo sin cost. estir.	4.50	4.50	4.50	4.40	3.90	2.70	2.10	D5
		H18	0.010-0.500	26.0	23.0	1,5	"	6.10	6.10	6.00	5.70	4.80	3.20	2.30	D5
SB-210	3003	0	0.010-0.500	14.0	5.0	---	Tubo sin cost. estir.	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
		H12	0.010-0.500	17.0	12.0	1	"	4.30	4.30	4.30	4.00	3.60	3.00	2.40	D5
		H112	0.010-0.500	14.0	5.0	1	"	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
SB-210	6063	T6	0.025-0.500	33.0	28.0	2	Tubo sin cost. estir.	8.30	8.30	7.90	7.40	5.50	3.40	2.00	D5
		T6 sold.	0.025-0.500	17.0*	---	---	Tubo estirado.	4.30	4.30	4.30	4.20	3.90	3.00	2.00	D5
SB-241	3003	H18	abajo de 1	27.0	24.0	2	Tuberfa sin cost.	6.80	6.80	6.70	6.30	5.40	3.50	2.50	D5
		H112	1 y arriba	14.0	5.0	2	"	3.30	3.30	3.30	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
SB-241	6063	T6	Todos	30.0	25.0	2	Tuberfa sin cost.	7.50	7.50	7.40	6.80	5.00	3.40	2.00	D5
		T6 sold.	Todos	17.0*	---	---	Tuberfa	4.30	4.30	4.30	4.20	3.90	3.00	2.00	D5
SB-241	3003	0	Todos	14.0	5.0	---	Tubo extrufo s/c.	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
		H112	Todos	14.0	5.0	1	"	3.40	3.40	3.40	3.00	2.40	1.80	1.40	D5
SB-241	6063	T1	sobre 0.5	17.0	9.0	2	Tubo extrufo s/c.	4.30	4.30	4.30	4.30	4.30	3.40	2.00	D5
			0.501-1.0	16.0	8.0	2	"	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	3.40	2.00	D5
			sobre 0.5	22.0	16.0	2	"	5.50	5.50	5.40	5.10	4.60	3.40	2.00	D5
			0.501-1.0	21.0	15.0	2	"	5.30	5.30	5.10	4.90	4.40	3.40	2.00	D5
			sobre 1.0	30.0	25.0	2	"	7.50	7.50	7.40	6.80	5.00	3.40	2.00	D5
			sobre 1.0	17.0*	---	---	"	4.30	4.30	4.30	4.20	3.90	3.00	2.00	D5
SB-241	Alclad 3003	H14	0.010-0.200	19.0	16.0	2,5	Tubo I.C**	4.50	4.50	4.50	4.40	3.90	2.70	2.10	D5
		H25	0.010-0.200	21.0	18.0	2,5		5.00	5.00	5.00	4.70	3.90	2.70	2.10	D5
SB-26	S5A(43)	F	---	17.0	6.0	2,6	Forja	4.00	4.00	4.00	3.80	3.50	3.10	2.80	D5

Notas para la Tabla B3.

* Se necesita la resistencia a la tensión en probeta de acción reducida para calificar los procedimientos de soldadura (sección QW-150 Código ASME.).

** Tubo para Intercambiadores de calor.

Los valores del esfuerzo en esta tabla pueden ser interpolados para determinaciones a temperaturas intermedias.

Los valores del esfuerzo en cortante restringido, como en tornillos doveta (espiga), remaches o construcciones similares están tan restringidos, que la sección considerada fallaría sin reducción del área y serán 0.8 veces el valor de la tabla.

Los valores del esfuerzo en apoyo serán de 1.6 veces el valor de la tabla.

- (1) Para construcción soldada se deberán usar los valores del esfuerzo para material "0".
- (2) Los valores del esfuerzo dados para este material no son aplicados cuando se emplea soldadura ó corte térmico.
- (3) Ver párrafo UNF-12 y UNF-13 Secc.VIII Código ASME División I.
- (4) Para temple relevados de esfuerzos (T351, T3510, T3511, T451, T4510, T45111, T651, - T6510, T6511) se deberán usar los valores del esfuerzo para el material en el temple básico.
- (5) Los valores del esfuerzo máximo permisible mostrados son el 90% del correspondiente al corazón del material.
- (6) Se les deberá aplicar un factor de calidad especificado en el párrafo UG-24 del Código ASME, a estos valores del esfuerzo permisible.
- (7) El uso de las gráficas a presión externa para material en forma de barra es permitido solamente para anillos atiesadores.

Tabla B4. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE (lb/in²) x 10³
Cobre y Aleaciones

Material Especif.	Cu ó aleac.	Med. (in)	Esf. min. tens.	Esf. min. pto. fluencia	Máximo esfuerzo permisible en tensión											Notas	Ref. pres. externa	Observaciones		
					100	150	200	250	300	Temperatura °F			500	550	600				650	700
SB-11	Cu: 110, 122, 125 142	2 y abajo	30.0	10.0	6.7	5.8	5.5	5.2	5.1	4.0	3.0							D 9	Recoc. Placa	
SB-152	Cu: 102, 104, 105 107, 122, 123	2 y abajo	30.0	10.0	6.7	5.8	5.5	5.2	5.1	4.0	3.0							D 9	Recoc. Placa	
SB-171 y 402	Cu-Ni 90/10 706	2.5 y abajo	40.0	15.0	10.0	9.7	9.5	9.3	9.0	8.7	8.5	8.2	8.0	7.0	6.0			D 10	Recoc. Placa, Tubo	
SB-171 y 402	Cu-Ni 70/30 715	2.5 y abajo 2.5 a 5	50.0 45.0	20.0 18.0	12.5 11.3	11.3 10.1	10.5 9.4	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3	10.4 9.3			D 11 D 11	Recoc. Placa, Tubo	
SB-42	Cu: 102, 120, 122	1/8 a 2 1/2 1/8 a 2 1/2 2 1/2 a 12	30.0 45 36.0	9.0 40.0 30.0	6.0 11.3 9.0	5.1 11.3 9.0	4.3 11.3 9.0	4.8 11.3 9.0	4.7 11.0 8.7	4.0 10.3 8.5	3.0 4.3 8.2							1 D 9 D 11 D 10	Recoc. Tuberia* Estir. Tuberia* Estir. Tuberia*	
SB-75	Cu: 102, 120, 122 142	---	30.0 36.0 45.0	9.0 30.0 40.0	6.0 9.0 11.3	5.1 9.0 11.3	4.8 9.0 11.3	4.8 9.0 11.3	4.7 8.7 11.0	4.0 8.5 10.3	3.0 8.2 4.3						1	D 9 D 10 D 11	Recoc. Tubo Estir. Lig. Tubo Estir. duro Tubo	
SB-111	Cu: 102, 120, 122 142	---	36.0 45.0	30.0 40.0	9.0 11.3	9.0 11.3	9.0 11.3	9.0 11.3	8.7 11.0	8.5 10.3	8.2 4.3						1	D 10 D 11	Estir. Lig. Tubo cond.* Estir. duro Tubo cond.*	
SB-111	Cu-Fe 192	---	38.0	12.0	7.5	7.0	6.7	6.5	6.1									D 9	Recoc. Tubo cond.*	
SB-111	Metal Huntz 280	---	50.0	20.0	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	10.8	5.3						1	D 10	Recoc. Tubo cond.	
SB-111	Admiralty 443, 444, 445	---	45.0	15.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	9.8	3.5						1	D 10	Recoc. Tubo cond.*	
SB-111	Al-Bronce 608	---	50.0	19.0	12.5	12.4	12.2	11.9	11.6	10.0	6.0	4.0					1	D 10	Recoc. Tubo cond.*	
SB-111	Cu-Ni 90/10 706	---	40.0	15.0	10.0	9.7	9.5	9.3	9.0	8.7	8.5	8.2	8.0	7.0	6.0			D 10	Recoc. Lig. y duro Tubo cond.*	
SB-111	Cu-Ni 80/20 710	---	45.0	16.0	10.7	10.6	10.5	10.4	10.3	10.1	9.9	9.6	9.3	8.9	8.4	7.7	7.0	D 10	Recoc. Tubo cond.*	
SB-111	Cu-Ni 70/30 715	---	52.0	18.0	12.0	11.6	11.3	11.0	10.8	10.6	10.3	10.1	9.9	9.8	9.6	9.5	9.4	D 11 D 11	Recoc. Tubo cond.* Lig. Reliev. esf. Tubo cond.*	
SB-111	Cu-Ni 70/30 715	2 y abajo	72.0	50.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	17.6	17.3	16.9	16.6	16.2	16.1	16.0	15.8		D 9	Recoc. Tubo U *
SB-395	Cu-Fe 192	---	38.0	12.0	7.5	7.0	6.7	6.5	6.1									D 9	Recoc. Tubo U *	
SB-395	Cu-Ni 90/10 706	---	40.0	15.0	10.0	9.7	9.5	9.3	9.0	8.7	8.5	8.2	8.0	7.0	6.0			D 10	Recoc. Tubo U *	
SB-395	Cu-Ni 80/20 710	---	45.0	16.0	10.7	10.6	10.5	10.4	10.3	10.1	9.9	9.6	9.3	8.9	8.4	7.7	7.0	D 10	Recoc. Tubo U *	
SB-395	Cu-Ni 70/30 715	---	52.0	18.0	12.0	11.6	11.3	11.0	10.8	10.6	10.3	10.1	9.9	9.8	9.6	9.5	9.4	D 11	Recoc. Tubo U *	
SB-466	Cu-Ni 90/10 706	---	38.0	13.0	8.7	8.3	8.1	8.0	7.8	7.7	7.5	7.3	7.2	7.0	6.0			D 10	Recoc. Tuberia, Tubo*	
SB-466	Cu-Ni 80/20 710	---	45.0	16.0	10.7	10.6	10.5	10.4	10.3	10.1	9.9	9.6	9.3	8.9	8.4	7.7	7.0	D 10	Recoc. Tuberia, Tubo*	
SB-466	Cu-Ni 70/30 715	---	50.0	18.0	12.0	11.6	11.3	11.0	10.8	10.6	10.3	10.1	9.9	9.8	9.6	9.6	9.5	D 11	Recoc. Tuberia, Tubo*	

Notas para la Tabla B.4

(1) A presión externa la temp. máxima no debe exceder de 350° F

* Sin costura.

Tabla B5. VALORES DEL ESFUERZO PERMISIBLE (lb/in²) x 10³
Níquel y Aleaciones

Especif.	Material	Aleac.	Comp.	Esf. min. tons.	Esf. min. pto. fluencia	Máximo esfuerzo permisible en tensión										Notas	Ref. presión externa	Observ.	
						100	300	500	700	800	850	900	950	1000	1100				
SB-127	400		Ni-Cu	70.0	28.0	18.6	15.4	14.7	14.7	14.2	11.0	8.0					- - -	D7	Recoc. Placa
SB-127	400		Ni-Cu	75.0	40.0	18.7	18.7	18.0	14.2	14.2	8.2	4.0					2,3	D7	Rolado en cal. Placa
SB-168	600		Ni-Cr-Fe	80.0	35.0	20.0	20.0	20.0	19.6	19.1	18.7	16.0	10.6	7.0	3.0		- - -	D8	Recoc. Placa
SB-168	600		Ni-Cr-Fe	80.0	35.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	16.0	10.6	7.0	3.0		1	D8	Recoc. Placa
SB-168	600		Ni-Cr-Fe	85.0	35.0	21.2	21.2	21.2	21.2	20.4	20.2	19.6	19.3	14.5	7.2		2	D8	Rolado en cal. Placa
SB-409	800		Ni-Fe-Cr	75.0	30.0	18.7	17.9	16.7	15.9	15.5	15.3	15.1	14.9	14.7	13.0			D12	Recoc. Placa
SB-409	800		Ni Fe-Cr	75.0	30.0	18.7	18.7	18.7	18.6	18.5	18.3	18.2	17.9	17.6	13.0		1	D12	" "
SB-409	800 H		Ni-Fe-Cr	65.0	25.0	16.2	14.5	12.9	11.7	11.1	10.9	10.7	10.5	10.3	10.0			D13	" "
SB-409	800 H		Ni-Fe-Cr	65.0	25.0	16.2	16.2	16.0	15.7	15.3	15.1	14.8	14.6	14.4	13.5		1	D13	" "
SB-625	904 L		Ni-Fe-Cr-Mo-Cu-bajo C	71.0	31.0	17.8	15.1	12.7	11.4								- - -	D9	" "
SB-161	201		Ni bajo C (4)	50.0	12.0	8.0	7.5	7.5	7.4	7.2	5.8	4.5					- - -	D4	Recoc. Tuberia, Tubo.
SB-161	201		Ni bajo C (5)	50.0	10.0	6.7	6.3	6.2	6.2	5.9	5.8	4.5					- - -	D4	" " "
SB-163 y 407	800		Ni-Fe-Cr	75.0	30.0	18.7	17.9	16.7	15.9	15.5	15.3	15.1	14.9	14.7	13.0		- - -	D12	" " "
SB-163 y 407	800		Ni-Fe-Cr	75.0	30.0	18.7	18.7	18.7	18.6	18.5	18.3	18.2	17.9	17.6	13.0		1	D12	" " "
SB-163 y 407	800 H		Ni-Fe-Cr	65.0	25.0	16.2	14.5	12.9	11.7	11.1	10.9	10.7	10.5	10.3	10.0		- - -	D13	" " "
SB-163 y 407	800 H		Ni-Fe-Cr	65.0	25.0	16.2	16.2	16.0	15.7	15.3	15.1	14.8	14.6	14.4	13.5		1	D13	" " "
SB-165	400		Ni-Cu (4)	70.0	28.0	17.5	15.4	14.7	14.7	14.5	11.0	8.0					- - -	D7	" " "
SB-165	400		Ni-Cu (5)	70.0	25.0	16.6	13.6	13.1	13.1	12.7	11.0	8.0					- - -	D7	" " "
SB-444	625		Ni-Cr-Mo- Cb	120.0	60.0	30.0	30.0	27.0	26.0	26.0		26.0		26.0	26.0		- - -	D8	" " "

Notas para la tabla B5.

Los valores del esfuerzo pueden ser interpolados para determinaciones a temperaturas intermedias.

Los valores del esfuerzo en cortante restringido, como en tornillos dovela (espiga) remaches o construcciones similares están tan restringidos, que la sección considera da fallaría sin reducción del área y serán 0.8 veces el valor de la tabla.

Los valores del esfuerzo en apoyo serán 1.6 veces el valor de la tabla.

(1) Debido al bajo límite elástico de estos materiales, estos valores altos del esfuerzo se establecieron a temperaturas donde las propiedades a tensión en tiempo corto son controlantes, para permitir el uso de estas aleaciones donde son aceptables deformaciones ligeramente mayores. Estos valores del esfuerzo son mayores que el 62.5% pero son menores que el 90% del punto de fluencia a la temperatura. El uso de estos esfuerzos puede resultar en cambios dimensionales debidos a deformaciones permanentes. Estos valores no se recomiendan para bridas de juntas empacadas u otras aplicaciones donde pequeñas deformaciones puedan causar fugas o mal funcionamiento.

(2) Para placa solamente.

(3) La gráfica para presión externa se aplica solo hasta 800 °F.

(4) Diámetro externo de 5 in. y menores.

(5) 5 in. y mayores.

Tabla B6. Modulos de Elasticidad x 10⁶ (lb/in²).

Material	70	200	300	Temp. °F.				
				400	500	600	700	800
Aceros al carbón (0.3% de "C" ó menos)	27.90	27.70	27.40	27.00	26.40	25.70	24.80	23.40
Aceros al carbón (0.3% de "C" ó más)	29.90	29.50	29.00	28.30	27.40	26.70	25.40	23.80
Aceros carb-molib, Aceros bajo crom- molib, hasta 3%.	29.90	29.50	29.00	28.60	28.00	27.40	26.60	25.70
Aceros crom-molib. (5-9% de "Cr"), Ace- ros inox. austeníticos	27.40	27.10	26.80	26.40	26.00	25.40	24.90	24.20
Aceros inox. alto crom. (12 Cr, 17 Cr, 27 Cr)	29.20	28.70	28.30	27.70	27.00	26.00	24.80	23.10
Niquel	30.00	29.60	29.10	28.60	28.00	27.40	26.90	25.70
Niquel bajo carbón	30.00	29.60	29.10	28.60	28.00	27.40	26.90	26.20
Niquel-Cobre	26.80	25.60	...	24.80
Niquel-Cromo-Hierro	31.00	29.50	...	28.00
Niquel-Hierro-Cromo	28.50	27.82	27.30	26.81	26.26	25.71	25.17	24.64
Niquel-Hierro-Cromo- Molibdeno-Cobre.	28.30	26.40
Cobre	17.00							
Latón Admiral	16.00							
Latón Aluminio	16.00							
Latón Naval	15.00							
30% Cobre Niquel	22.00							
10% Cobre Niquel	18.00							
Cobre Silicón	15.00							
Aluminio Bronce	17.00							
Aleac. de Aluminio				Temp. °F.				
	T.A*	150	200	250	300	350	400	
3003	10.00	9.80	9.60	9.40	9.10	8.70	8.30	
3004								
5052	10.20	10.00	9.80	9.40	9.00	8.50	8.00	
5454								
5083	10.30	10.10	10.00	9.80	9.50	9.10	8.70	
5086								
6061	10.0	9.80	9.60	9.40	9.20	9.00	8.70	
6063	10.00	9.80	9.60	9.40	9.10	8.70	8.30	

T.A* Temp. Ambiente.

TOLERANCIAS Y DIAMETROS PLANOS EN TAPAS

En la fabricación de los diferentes tipos de tapas, no es posible - mantener la uniformidad del espesor durante el proceso, debido a -- que existen pequeños deslizamientos del metal. Para compensar este inconveniente, es necesario proporcionar alguna tolerancia en el ro lado, la cual deberá sumarse al espesor que los fabricantes estable cen como:

Esp. mín. o nominal	Todos los tipos excepto hemisf.		Hemisf.
	d _o 150"	d _o 150"	
Hasta 1"	1/16"	1/8" *	3/16"
De 1" a 2"	1/8"	1/8" *	3/8"

* Cuando la tapa se forme de dos piezas, el espesor adicional será como mínimo de 3/16" en cualquier tipo.

La ceja recta mínima estándar "sf", es la que se recomienda usual-- mente en la fabricación de la tapa. No obstante, en algunos casos, se solicitan tapas con una ceja menor, las cuales pueden obtenerse recortándolas después de formadas. Para esta condición se agrega -- una tolerancia de 1" al diámetro plano, aclarando que el costo de - la tapa puede modificarse porque el peso del círculo plano y conse-- cuentemente el costo del metal, está basado en la mínima ceja.

El fabricante también establece un valor máximo para la ceja, según las dimensiones de la tapa y cualquier valor que sea solicitado a-- rriba de éste, aplicará un costo adicional en el formado.

Económicamente en todos los tipos de tapas, con excepción de las e-- lípticas y hemisféricas, la ceja recta mínima estándar es de 1 1/2", en tapas elípticas es de 2" o el espesor de rolado del material, - adoptándose el que sea mayor; en las hemisféricas la ceja mínima es de 0". En este último tipo, puede usarse una ceja recta hasta de 2" en espesores de 1/4 y 3/8" y diámetros internos de 18" a 42". En es pesos de 7/8" en adelante y diámetros hasta de 96", puede usarse una ceja hasta de 4".

Los fabricantes de tapas establecen algunas relaciones para calcular el diámetro plano. En cualquier caso los diámetros calculados se aproximarán para propósitos estimativos solamente.

Las expresiones para calcular el diámetro plano son las siguientes:

$$T = \text{Esp. de rolado} = t_{hd} + \text{tolerancia}$$

De acuerdo a la figura 4.8:

a) TAPA BORDEADA SOLAMENTE.

	$T < 1''$	$T \geq 1''$
$icr \leq 3T$	$d_o + 2sf + 3T$	$d_o + 2sf + 4T$
$icr > 3T$	$d_o + 2sf + icr$	$d_o = 2sf + icr + T$

b) TAPA BORDEADA Y DE ABOMBADO POCO PROFUNDO.

$$r_c = d_o + 0.5d_o - 6''$$

Hasta 197" de r_c

Sobre 197" de r_c

$icr \leq 3T$	$d_o + d_o/32 + 2(sf+T)$	$d_o + d_o/48 + 2(sf+T)$
$icr > 3T$	$d_o + d_o/32 + 2sf + 2icr/3$	$d_o + d_o/48 + 2sf + 2icr/3$

Sumar al diámetro plano 1" si el espesor "T" es de 1" ó más.

c) TAPA BORDEADA Y DE ABOMBADO ESTANDAR.

	$T < 1''$	$T \geq 1''$
$icr \leq 3T$	$d_o + d_o/24 + 2(sf+T)$	$d_o + d_o/24 + 2sf + 3T$
$icr > 3T$	$d_o + d_o/24 + 2sf + 2icr/3$	$d_o + d_o/24 + 2sf + T + 2icr/3$

d) TAPA BORDEADA Y ABOMBADA ASME-API (TORISFERICA).

Ecuaciones 4.22 y 4.23 del Cap. 4

e) TAPA ELIPTICA.

Perímetro del " d_i " + 2sf.mín. + T

f) TAPA HEMISFERICA

$$1.5708(d_i + T) + 2sf$$

$$1.5708(d_o - T) + 2sf$$

g) TAPA DE ABOMBADO CONICO

$$d_o + 2sf(\text{tapa}) + 2(\text{pendiente cono}) + 2icr(\text{tapa}) + 2T$$

En relación con la Figura 4.18 Cap. , se observan 3 tipos de tapas, para las cuales se han establecido las siguientes ecuaciones para el cálculo del diámetro plano:

i) TAPA CONCAVA CON PESTAÑA(fig. 4.18a)

Se aplicarán las mismas ecuaciones que en el caso de Tapas bordeadas y de abombado estandar, (inciso "c" anterior).

ii) TAPA CONCAVA SENCILLA(fig. 4.18b)

$$d_o + d_o/24$$

iii) TAPA ABOMBADA CON CEJA PLANA(fig. 4.18c)

$$d_o + (d_i/24)$$

Con excepción de las ecuaciones para las tapas: elípticas, hemisférica y concava sencilla, se recomienda adicionar 1" al -- diámetro plano calculado con la fórmula correspondiente, cuando sea necesario recortar o maquinarse la ceja.

CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DE TAPAS.

Cálculo del peso total de la tapa:

$$w_t = \frac{\pi (d_p)^2 t_h (\rho / 1728)}{4}$$

Volumen en tapas sin considerar la ceja recta:

Elíptica 2:1:

$$V = 0.000076 d_i^3$$

Toriférica estándar:

$$V = 0.000049 d_i^3$$

Profundidad de abombado en tapas sin considerar ceja recta:

Elíptica 2:1:

$$d_i / 4$$

Toriférica estándar:

$$\left[r_c - \left\{ (r_c - i_{cr})^2 - (d_i / 2 - t_h - i_{cr})^2 \right\}^{1/2} \right] (d_o / d_i)$$

Hemisférica:

$$d_i / 2$$

Descripción de variables:

d_p . Diámetro plano. in.

d_o . Diámetro externo. in.

d_i . Diámetro interior. in.

t_h . Espesor de la tapa. in.

V . Volumen. ft³.

w_t . Peso de la tapa. lb.

ρ . Densidad del material. lb/ft³

r_c . Radio de abombado. in.

i_{cr} . Radio de transición. in.

Tabla Cl. Diámetros y Perímetros en Tapas Elípticas. (in).

d_i	P	d_i	P	d_i	P	d_i	P	d_i	P
12	15 5/8	56	68 1/4	100	123 1/4	144	177 1/4	188	233 1/2
13	16 3/4	57	69 1/2	101	124 1/2	145	178 1/2	189	234 1/4
14	17 7/8	58	70 3/4	102	125 3/4	146	179 3/4	190	236
15	19	59	72	103	127	147	181	191	237 1/4
16	20 1/8	60	73 1/4	104	128 1/4	148	182 1/4	192	238 1/2
17	21 1/4	61	74 1/2	105	129 1/2	149	183 1/2	193	239 1/4
18	22 3/8	62	75 3/4	106	130 3/4	150	184 3/4	194	241
19	23 1/2	63	77	107	132	151	186	195	242 1/8
20	24 5/8	64	78 1/4	108	133 1/4	152	187 1/4	196	243 1/4
21	25 3/4	65	79 1/2	109	134 1/2	153	188 1/2	197	244 1/2
22	26 7/8	66	80 3/4	110	135 3/4	154	189 3/4	198	245 1/4
23	27 15/16	67	82	111	137	155	191	199	247
24	29	68	83 1/4	112	138 1/4	156	192 1/4	200	248 1/4
25	30	69	84 1/2	113	139 1/2	157	193 1/2	201	249 1/2
26	31	70	85 3/4	114	140 3/4	158	196	202	250 1/4
27	32 1/8	71	87	115	141 3/4	159	197 1/4	203	252
28	33 1/4	72	88 1/4	116	142 3/4	160	198 1/2	204	253 1/4
29	34 1/2	73	89 1/2	117	143 7/8	161	199 3/4	205	254 1/2
30	35 3/4	74	90 3/4	118	145	162	201	206	255 1/4
31	37	75	92	119	146 1/8	163	202 1/4	207	257
32	38 1/4	76	93 1/4	120	147 1/4	164	203 1/2	208	258 1/4
33	39 1/2	77	94 1/2	121	148 1/2	165	204 3/4	209	259 1/2
34	40 3/4	78	95 3/4	122	149 3/4	166	206	210	260 1/4
35	42 1/8	79	97	123	151	167	207 1/4	211	262
36	43 1/2	80	98 1/4	124	152 1/4	168	208 1/2	212	263 1/4
37	44 5/8	81	99 1/2	125	153 1/2	169	209 3/4	213	264 1/2
38	45 3/4	82	100 3/4	126	154 3/4	170	211	214	265 1/4
39	47	83	102	127	156	171	212 1/4	215	267
40	48 1/4	84	103 1/4	128	157 1/4	172	213 1/2	216	268 1/4
41	49 1/2	85	104 1/2	129	158 1/2	173	214 3/4		
42	50 3/4	86	105 3/4	130	159 3/4	174	216		
43	52 1/8	87	107	131	161	175	217 1/4		
44	53 1/2	88	108 1/4	132	162 1/4	176	218 1/2		
45	54 5/8	89	109 1/2	133	163 1/2	177	219 3/4		
46	55 1/4	90	110 3/4	134	164 3/4	178	221		
47	57	91	112	135	166	179	222 1/4		
48	58 1/4	92	113 1/4	136	167 1/4	180	223 1/2		
49	59 1/2	93	114 1/2	137	168 1/2	181	224 3/4		
50	60 3/4	94	115 3/4	138	169 3/4	182	226		
51	62	95	117	139	171	183	227 1/4		
52	63 1/4	96	118 1/4	140	172 1/4	184	228 1/2		
53	64 1/2	97	119 1/2	141	173 1/2	185	229 3/4		
54	65 3/4	98	120 3/4	142	174 3/4	186	231		
55	67	99	122	143	176	187	232 1/4		

Para diámetros intermedios, puede interpolarse.

Tabla C2. Dimensiones en Tapas Torisféricas. (in).

d _o	t _h	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4	7/8	1
12	r _c	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	icr	1/4	3/4	15/16	1 1/8	1 5/16	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4	4	4	4
14	r _c	14	14	14	12	12	12	12	12	12	12
	icr	7/8	7/8	15/16	1 1/2	1 5/16	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4	4	4	4
16	r _c	15	15	15	15	15	15	14	14	14	14
	icr	1	1	1	1 1/8	1 5/16	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4	4	4	4
18	r _c	18	18	18	18	16	16	15	15	18	18
	icr	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 5/16	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4	4	4	4
20	r _c	20	20	18	18	18	18	18	18	18	18
	icr	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 5/16	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4	4	4	4
22	r _c	21	21	21	21	20	20	20	20	20	20
	icr	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	3 1/2	5	6	6	6	6	6
24	r _c	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
	icr	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5	6	6	6	6	6
26	r _c	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
	icr	1 5/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5	6	6	6	6	6
28	r _c	26	26	26	26	26	26	26	26	24	24
	icr	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5	6	6	6	6	6
30	r _c	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
	icr	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5	6	6	6	6	6
32	r _c	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
	icr	2	2	2	2	2	2	2	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5 1/2	6	6	6	6	6
34	r _c	34	34	34	34	34	34	30	30	30	30
	icr	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	5 1/2	6	6	6	6	6
36	r _c	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36
	icr	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	6	6	6
38	r _c	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36
	icr	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
40	r _c	40	40	40	40	40	40	36	36	36	36
	icr	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
42	r _c	42	40	40	40	40	40	40	40	40	40
	icr	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
48	r _c	48	48	48	48	42	42	42	42	42	42
	icr	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
54	r _c	54	54	54	54	54	48	48	48	48	48
	icr	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4
	sf	2	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
60	r _c	60	60	60	60	60	60	54	54	54	54
	icr	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8	3 5/8
	sf	3	3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
66	r _c		66	66	66	66	66	60	60	60	60
	icr		4	4	4	4	4	4	4	4	4
	sf		3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
72	r _c		72	72	72	72	72	72	72	66	66
	icr		4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8	4 3/8
	sf		3	3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
78	r _c			78	78	78	72	72	72	72	72
	icr			4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4
	sf			3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
84	r _c			84	84	84	84	84	84	84	84
	icr			5 1/8	5 1/8	5 1/8	5 1/8	5 1/8	5 1/8	5 1/8	5 1/8
	sf			3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8
90	r _c			90	90	84	84	84	84	84	84
	icr			5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2
	sf			3 1/2	4 1/2	6	6	6	8	8	8

Tabla C2. Dimensiones en Tapas Torisféricas. (in). (cont.)

d _o	t _h	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4	7/8	1
96	r _c			96	96	90	90	90	90	90	90
	icr			5 7/8	5 7/8	5 7/8	5 7/8	5 7/8	5 7/8	5 7/8	5 7/8
	sf			3	4 1/2	6	6	6	8	8	8
102	r _c			96	96	96	96	96	96	96	96
	icr			6 1/8	6 1/8	6 1/8	6 1/8	6 1/8	6 1/8	6 1/8	6 1/8
	sf			3	4 1/2	6	6	6	8	8	8
108	r _c				102	102	102	102	102	102	102
	icr				6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2
	sf				4 1/2	6	6	6	8	8	8
114	r _c				108	108	108	108	108	108	108
	icr				6 7/8	6 7/8	6 7/8	6 7/8	6 7/8	6 7/8	6 7/8
	sf				4 1/2	6	6	6	8	8	8
120	r _c				114	114	114	114	114	114	114
	icr				7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4
	sf				4 1/2	6	6	6	8	8	8
126	r _c				120	120	120	120	120	120	120
	icr				7 5/8	7 5/8	7 5/8	7 5/8	7 5/8	7 5/8	7 5/8
	sf				3	4	6	6	8	8	8
132	r _c					130*	130*	130*	130*	120	120
	icr					8	8	8	8	8	8
	sf					4	6	6	8	8	8
138	r _c					132	132	132	132	132	132
	icr					8 3/8	8 3/8	8 3/8	8 3/8	8 3/8	8 3/8
	sf					4	6	6	8	8	8
144	r _c					132	132	132	132	132	132
	icr					8 3/4	8 3/4	8 3/4	8 3/4	8 3/4	8 3/4
	sf					4	6	6	8	8	8
156	r _c					144	144	144	144	144	144
	icr					9 3/8	9 3/8	9 3/8	9 3/8	9 3/8	9 3/8
	sf					3 1/2	6	6	8	8	8
168	r _c						144	144	144	144	144
	icr						10 1/8	10 1/8	10 1/8	10 1/8	10 1/8
	sf						5	6	8	8	7
180	r _c							170	170	170	170
	icr							11	11	11	11
	sf							1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
192	r _c							170	170	170	170
	icr							11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2
	sf							4	5	5	5
204	r _c									170	170
	icr									12 1/4	12 1/4
	sf									4	4
210	r _c									170	170
	icr									12 5/8	12 5/8
	sf									4	4
216	r _c									170	170
	icr									13	13
	sf									3	3
228	r _c										180
	icr										13 1/4
	sf										3
240	r _c										
	icr										
	sf										
246	r _c										
	icr										
	sf										

Notas:

El valor de "sf", es la máxima ceja recta recomendada para cada caso.

* También es posible seleccionar un radio de abombado de 126".

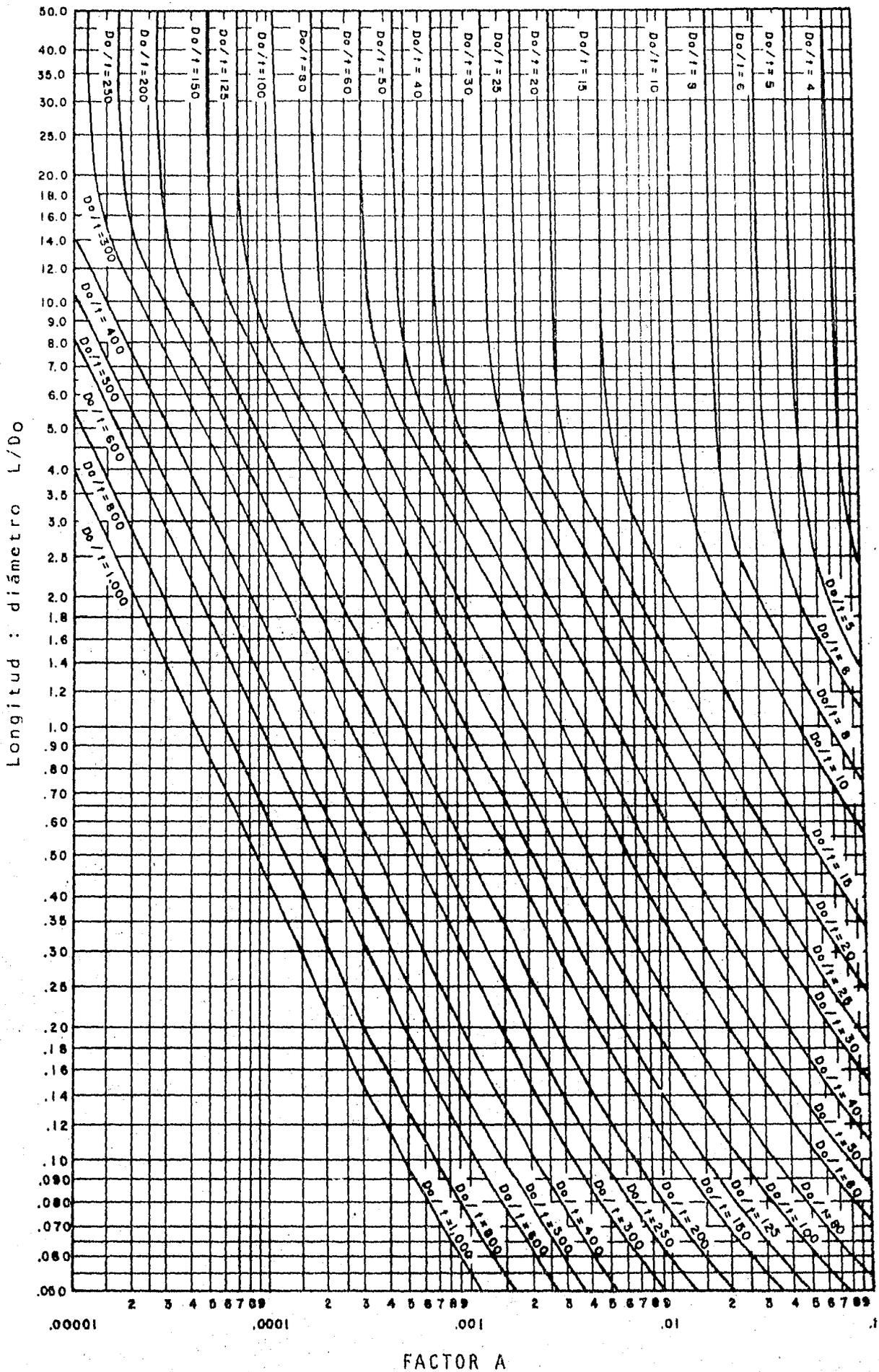


FIG. D1. CARTA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES BAJO PRESION EXTERNA.

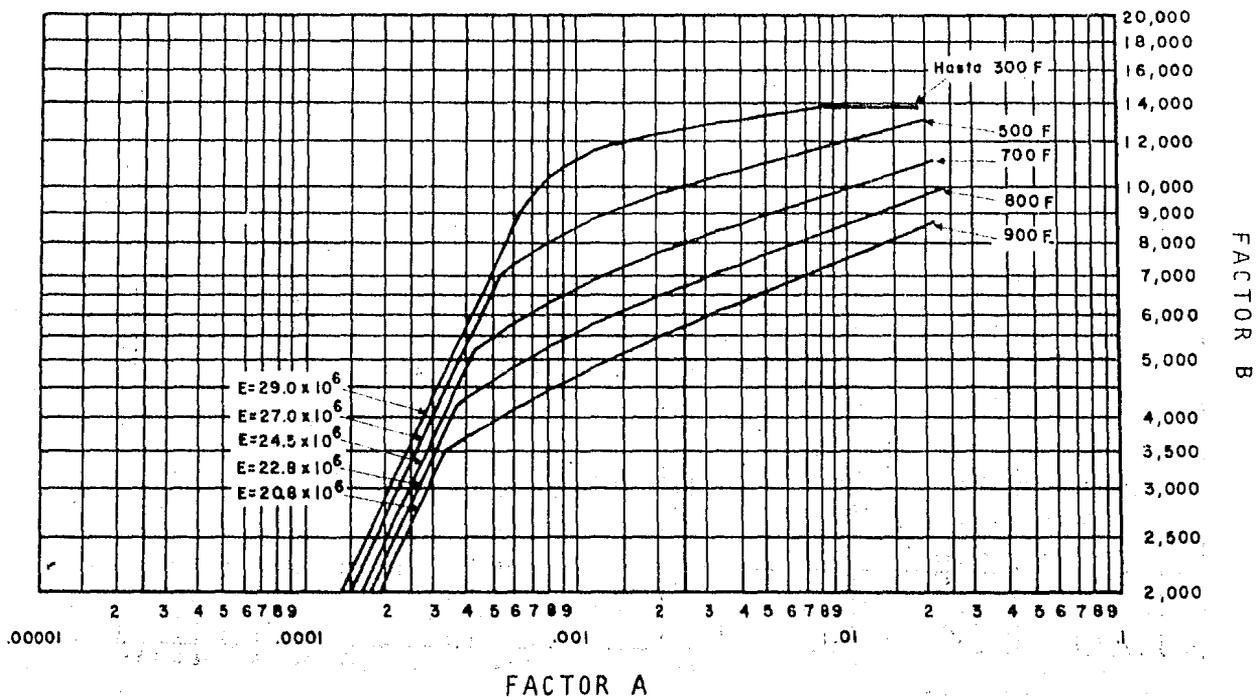


FIG. D2. ACERO AL CARBON O ACEROS DE BAJA ALEACION.
 (Para un esfuerzo de fluencia desde 24,000 hasta, pero sin incluir 30,000 psi.)

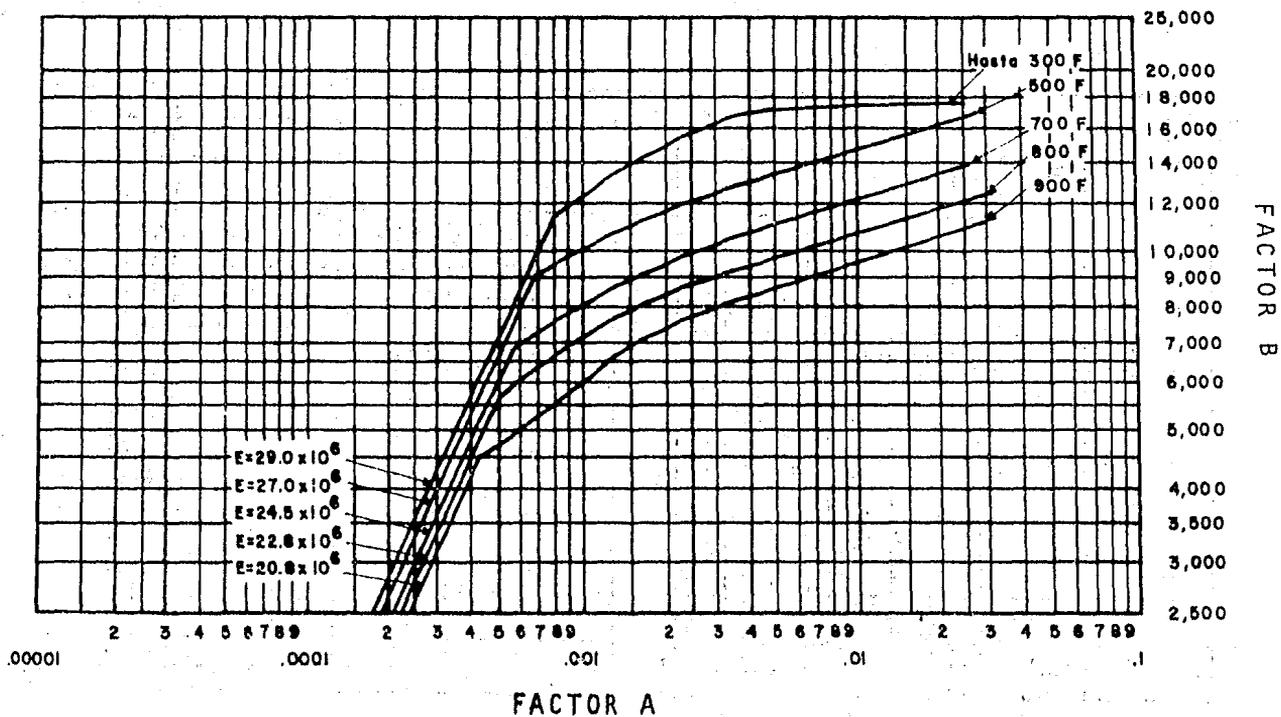


FIG. D3. ACERO AL CARBON O ACEROS BAJA ALEACION.
 (Para esfuerzos de fluencia de 30,000 psi. y mayores)

ACEROS INOXIDABLES TIPO 405 Y 410.

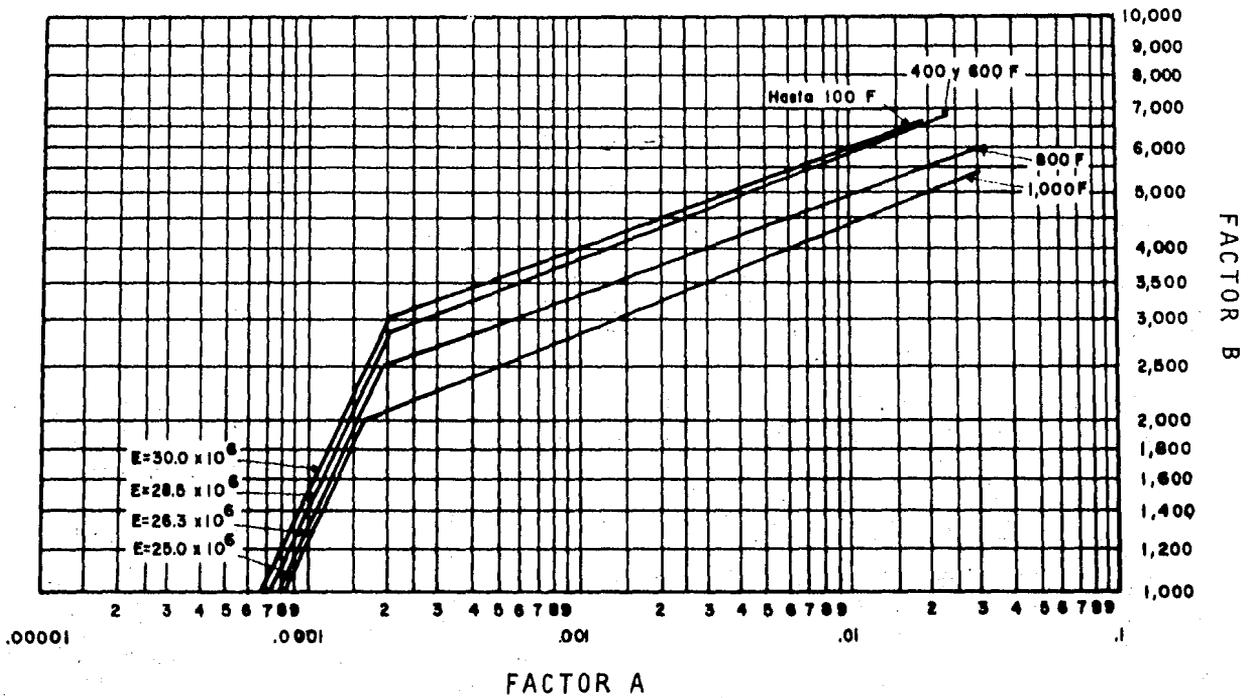


FIG. D4, NIQUEL BAJO CARBON,

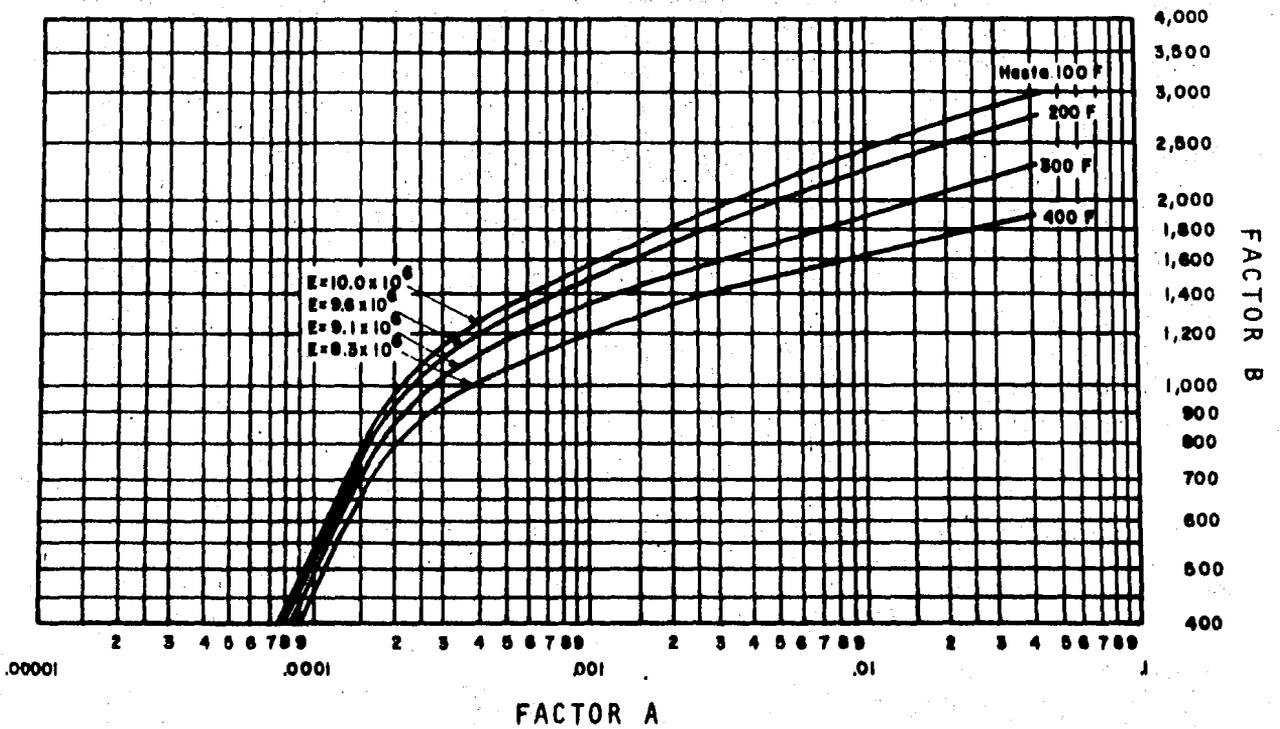


FIG. D5, ALEACIONES DE ALUMINIO 3003 EN TEMPLE BASICO (O) Y TEMPLE H 112.

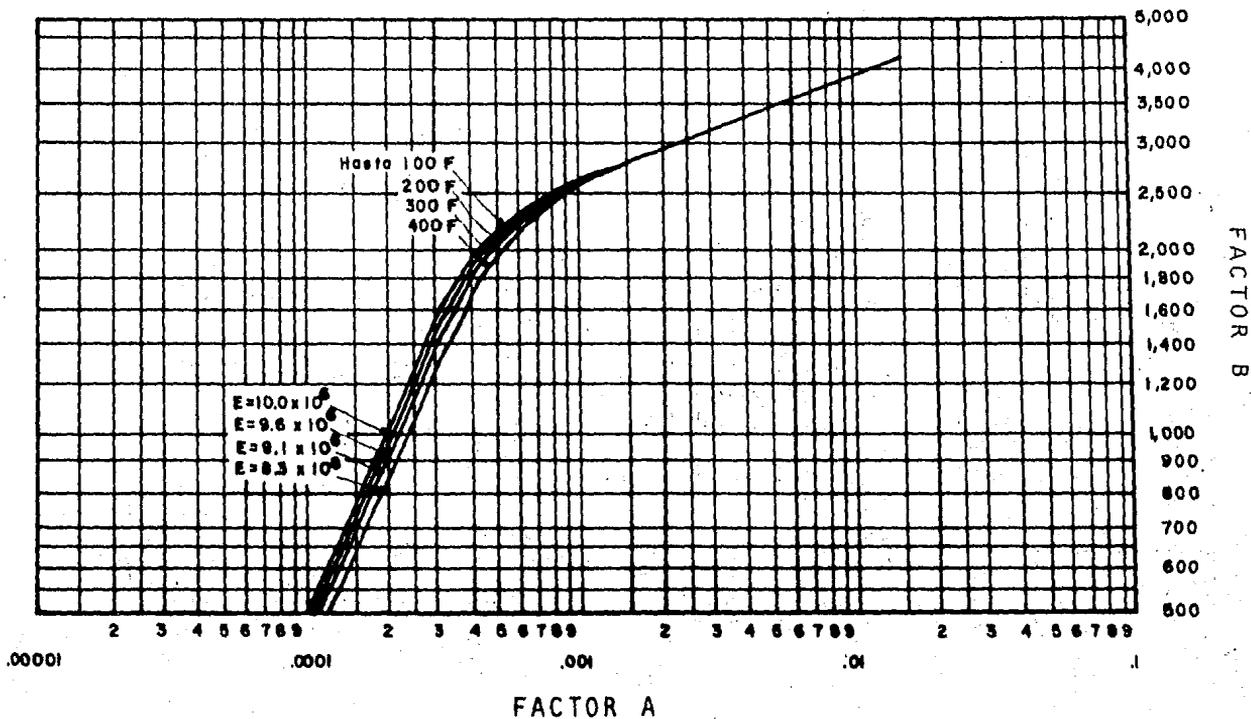


FIG. D6. ALEACIONES DE ALUMINIO 3003 EN TEMPLE BASICO (O) Y TEMPLE H 112.

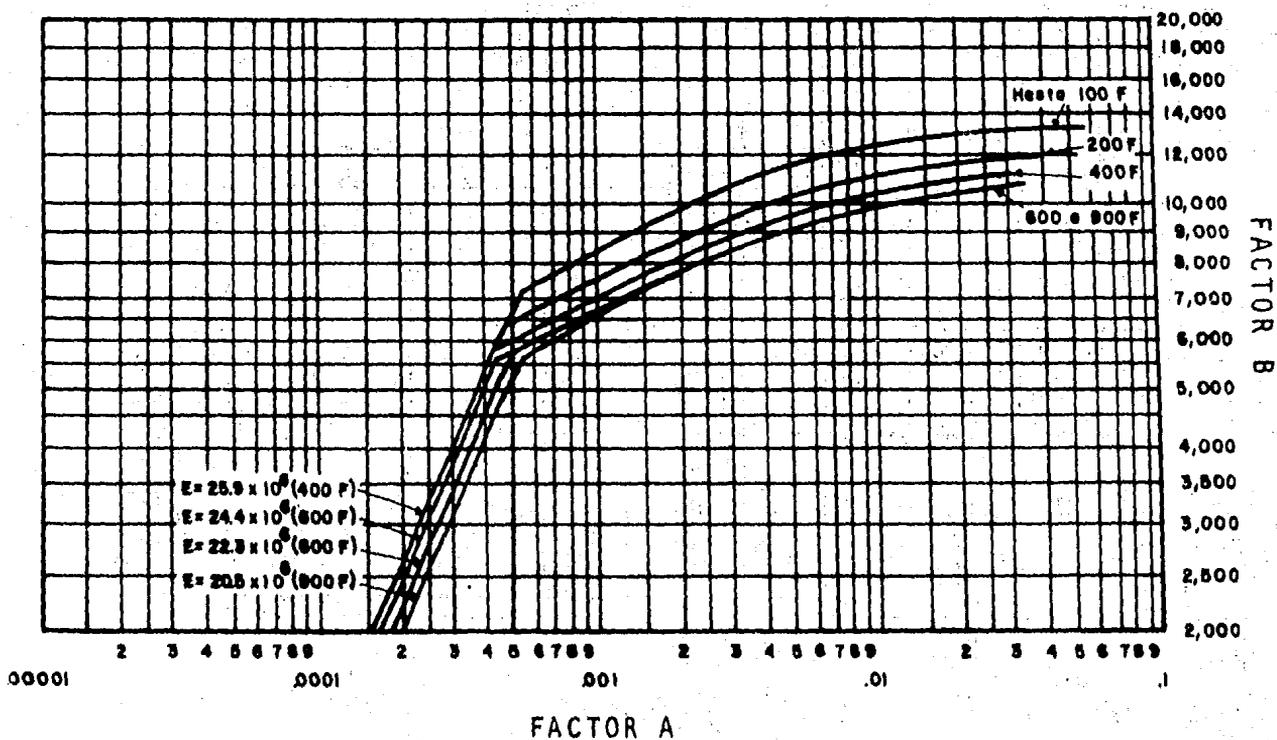


FIG. D7. ALEACION NIQUEL COBRE RECOCIDA.

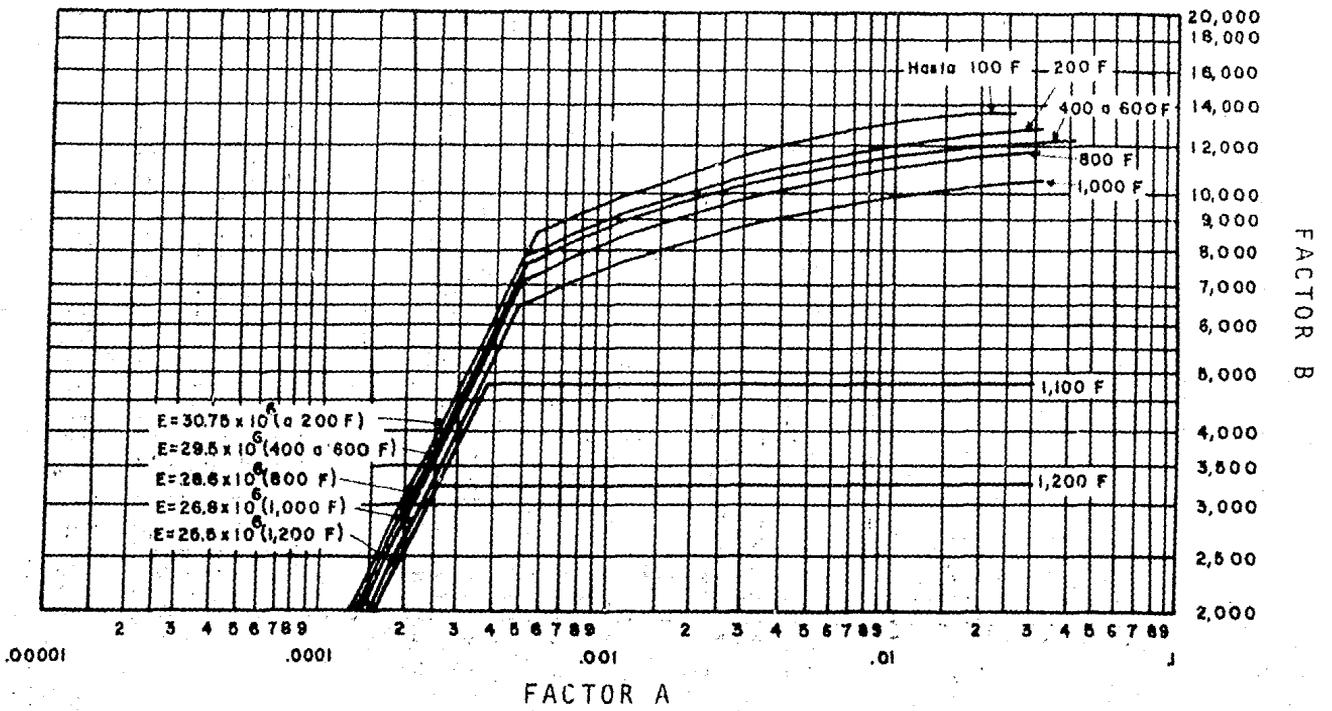


FIG. D8. ALEACION NIQUEL CROMO HIERRO RECOCIDA.

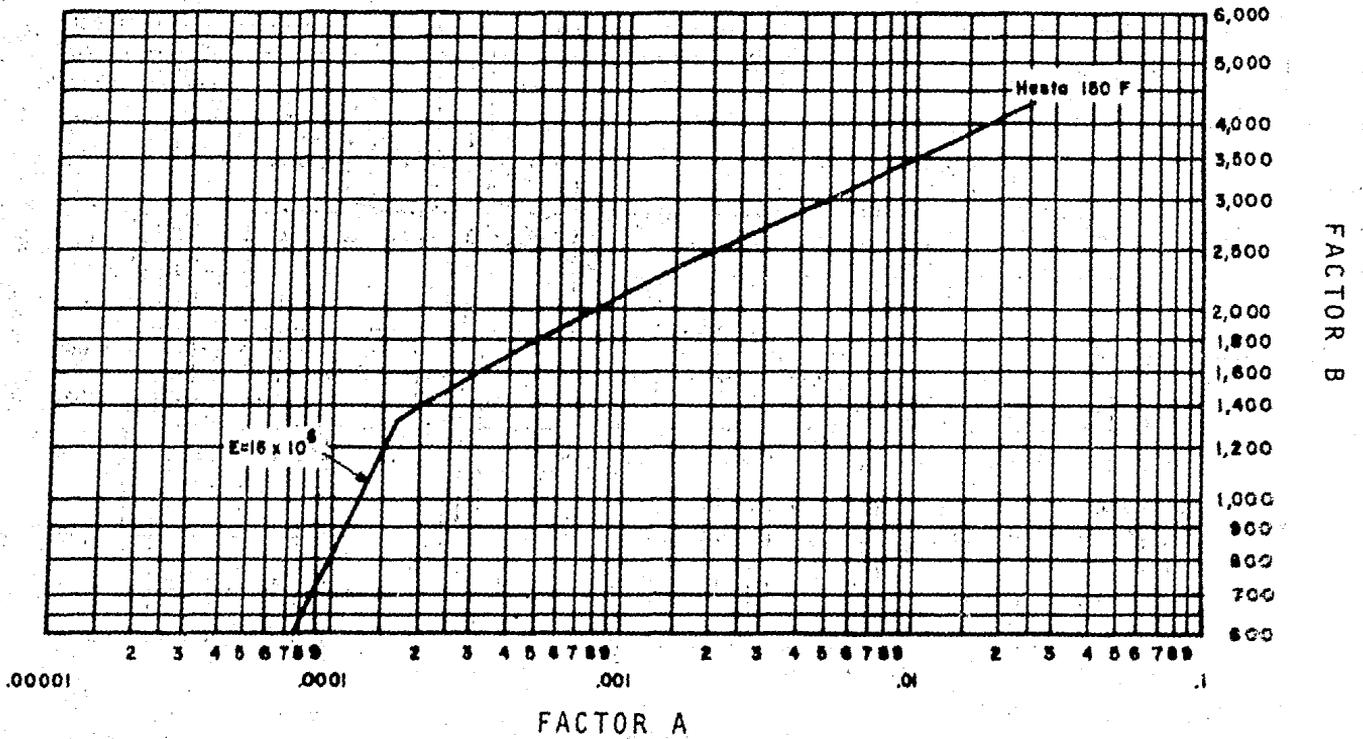


FIG. D9. COBRE TIPO DHP RECOCIDO.

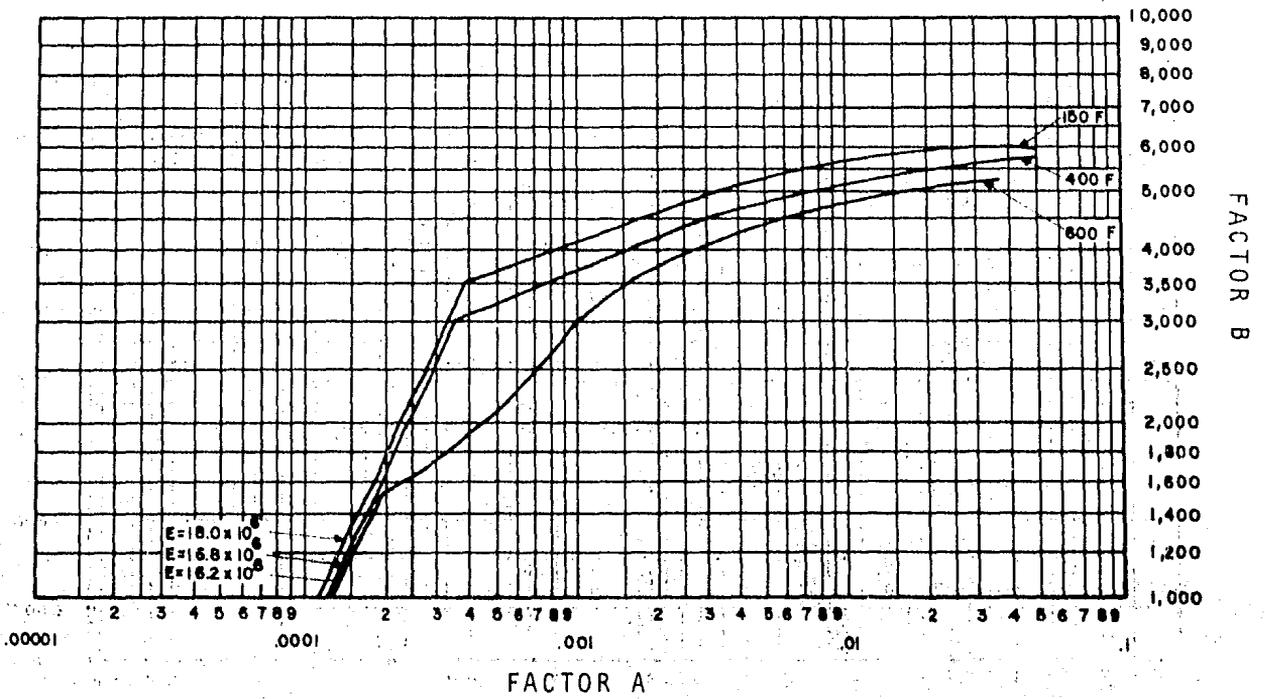


FIG. D10, ALEACION COBRE NIQUEL 90-10.

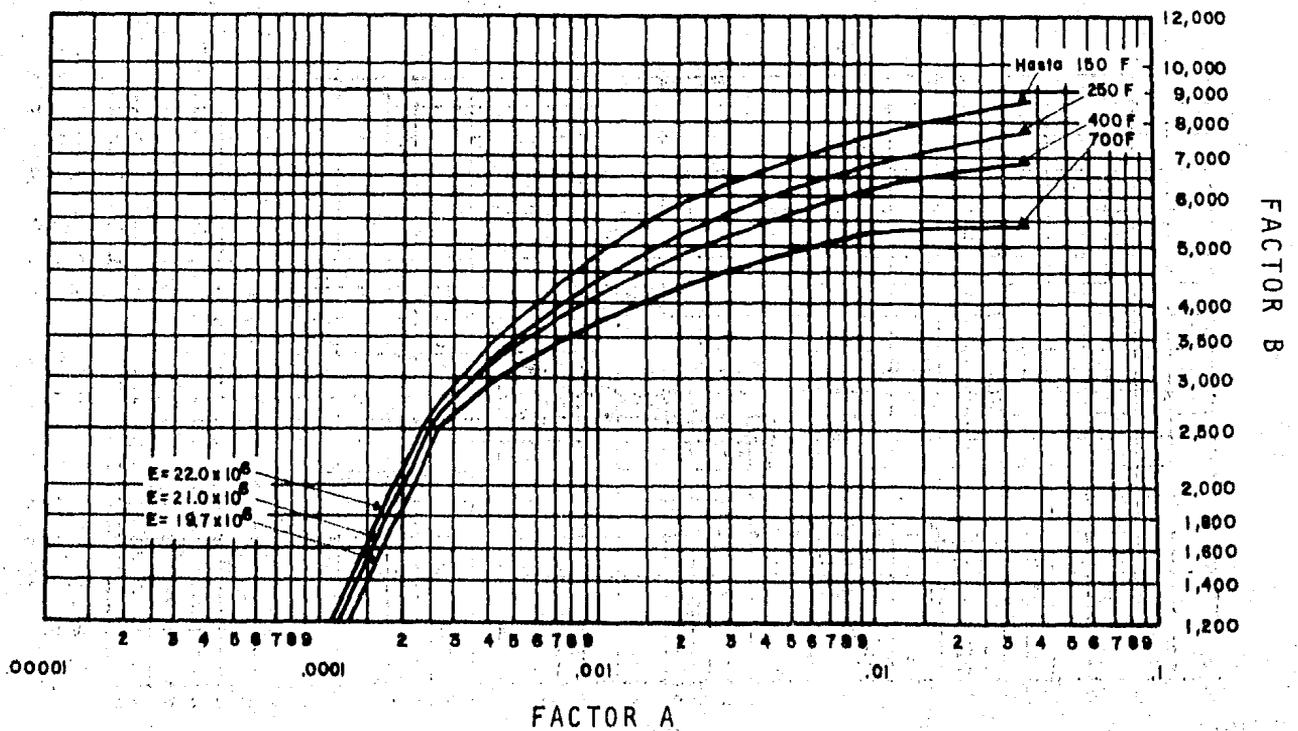


FIG. D11, ALEACION COBRE NIQUEL 70-30.

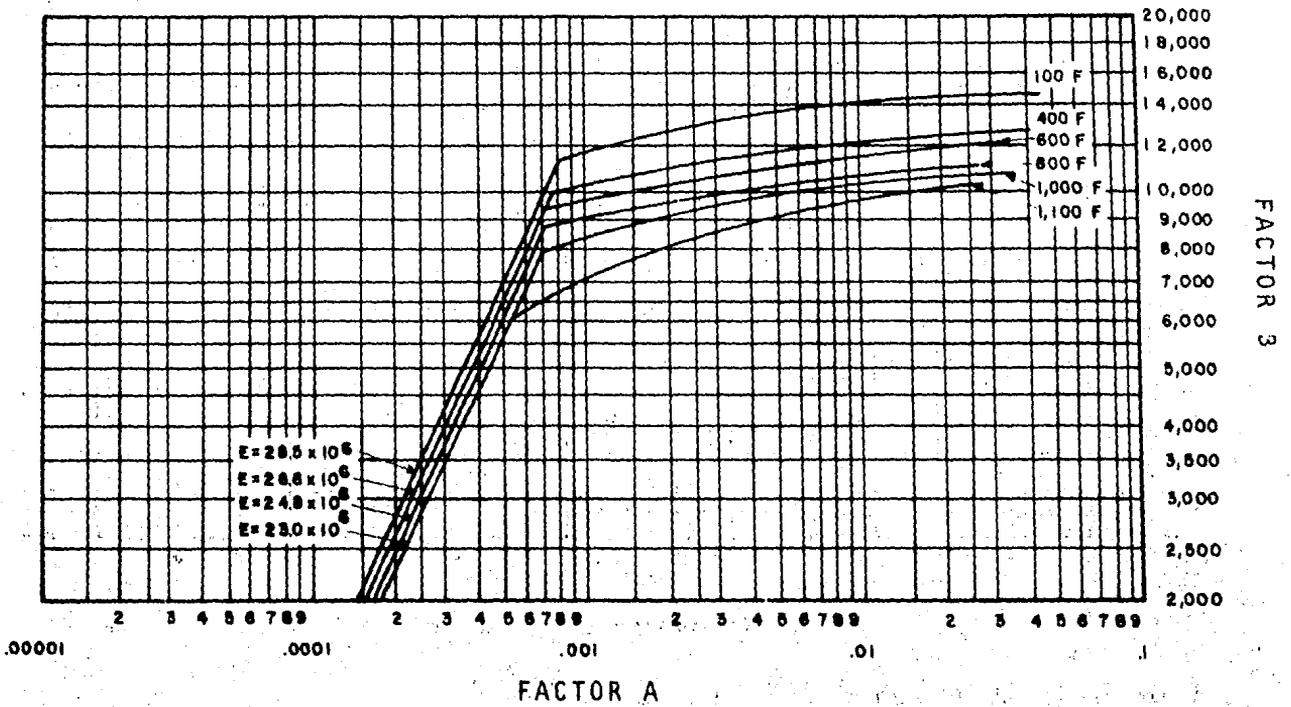


FIG. D12. ALEACION 800 NIQUEL HIERRO CROMO RECOCIDA.

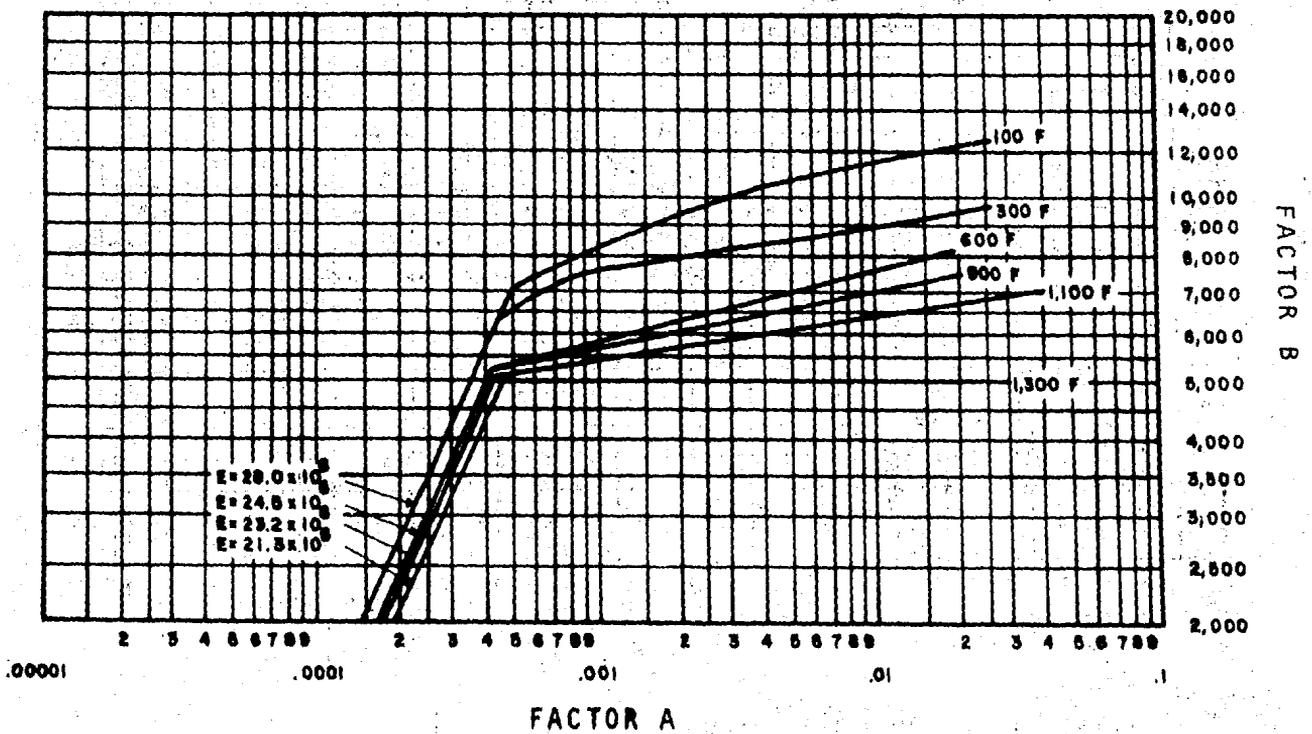


FIG. D13. ALEACION 800H NIQUEL HIERRO CROMO RECOCIDA.

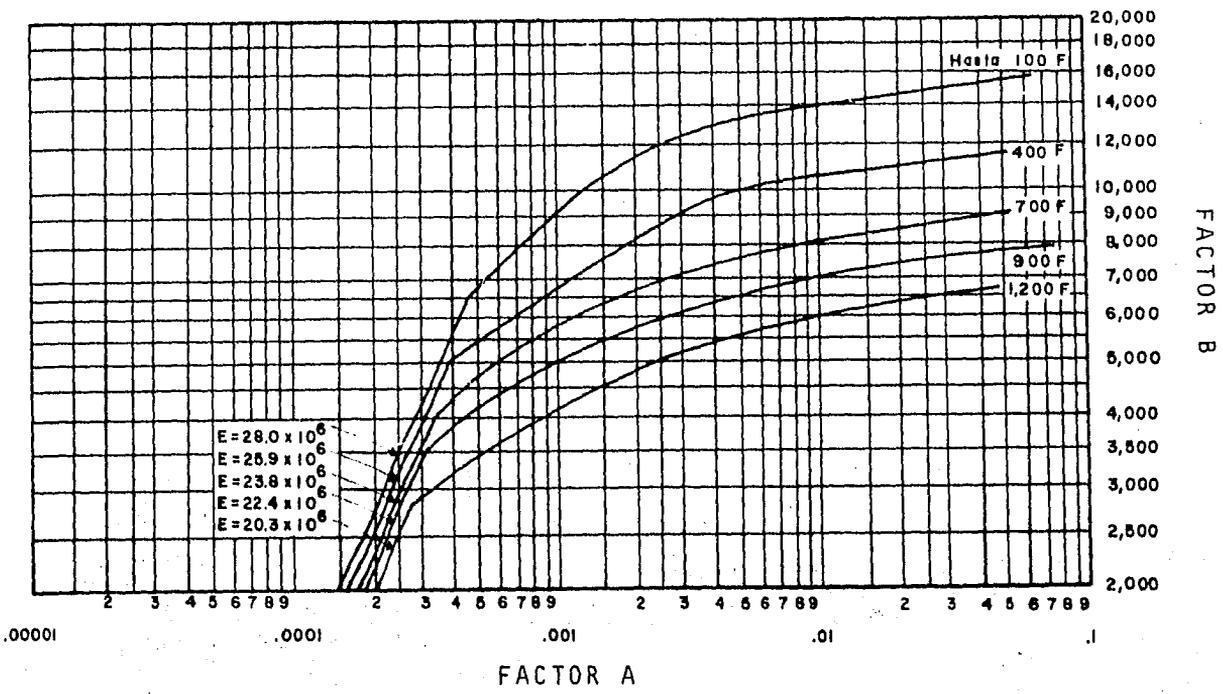


FIG. D14. ACERO AUSTENITICO TIPO 304.

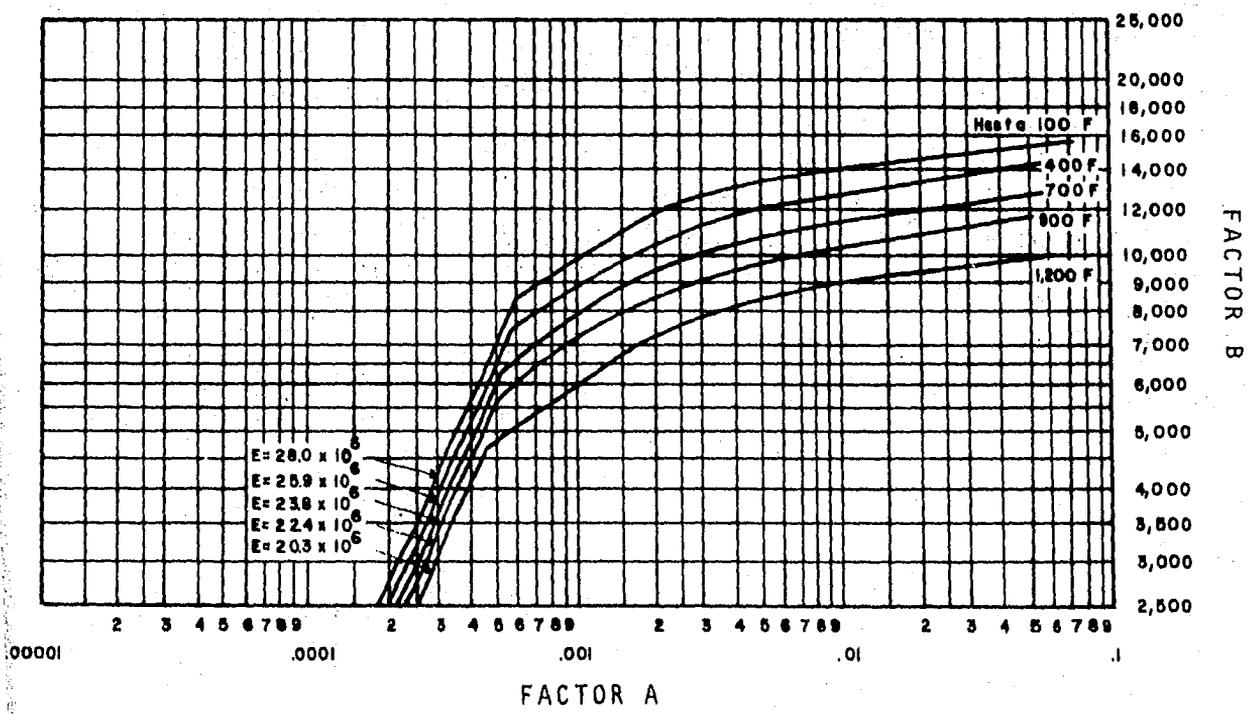


FIG. D15. ACERO AUSTENITICO TIPOS 316, 321, 347, 309 (solo hasta 1100°F), 310.
ACERO INOXIDABLE TIPO 430B.

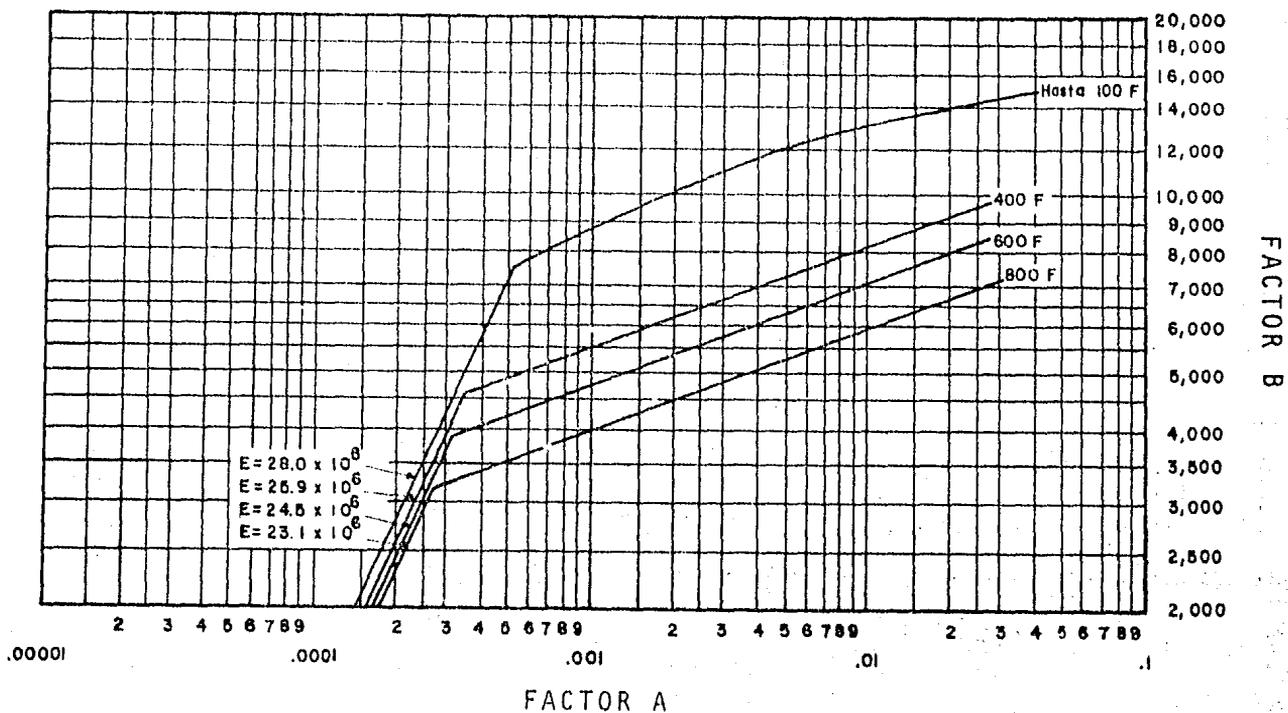


FIG. D16. ACERO AUSTENITICO TIPO 304L.

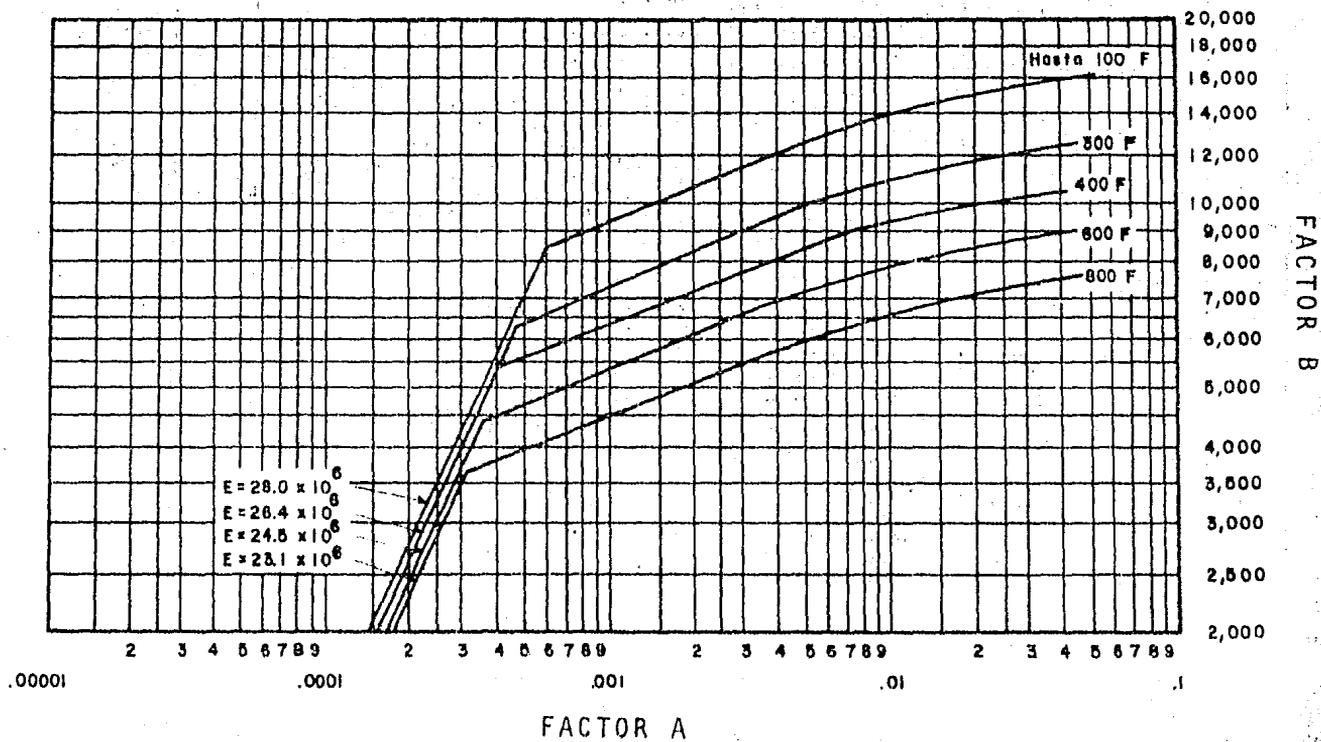


FIG. D17. ACERO AUSTENITICO TIPOS 316L Y 317L.

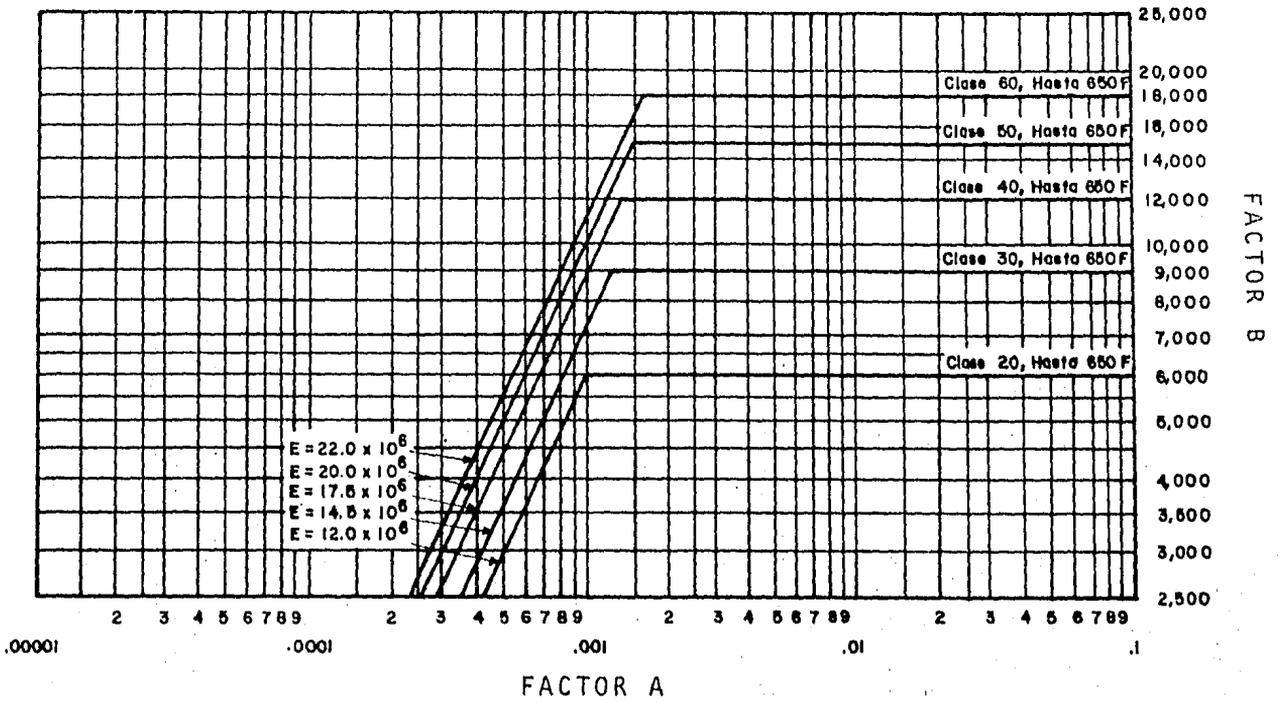


FIG. D18. HIERRO FUNDIDO.

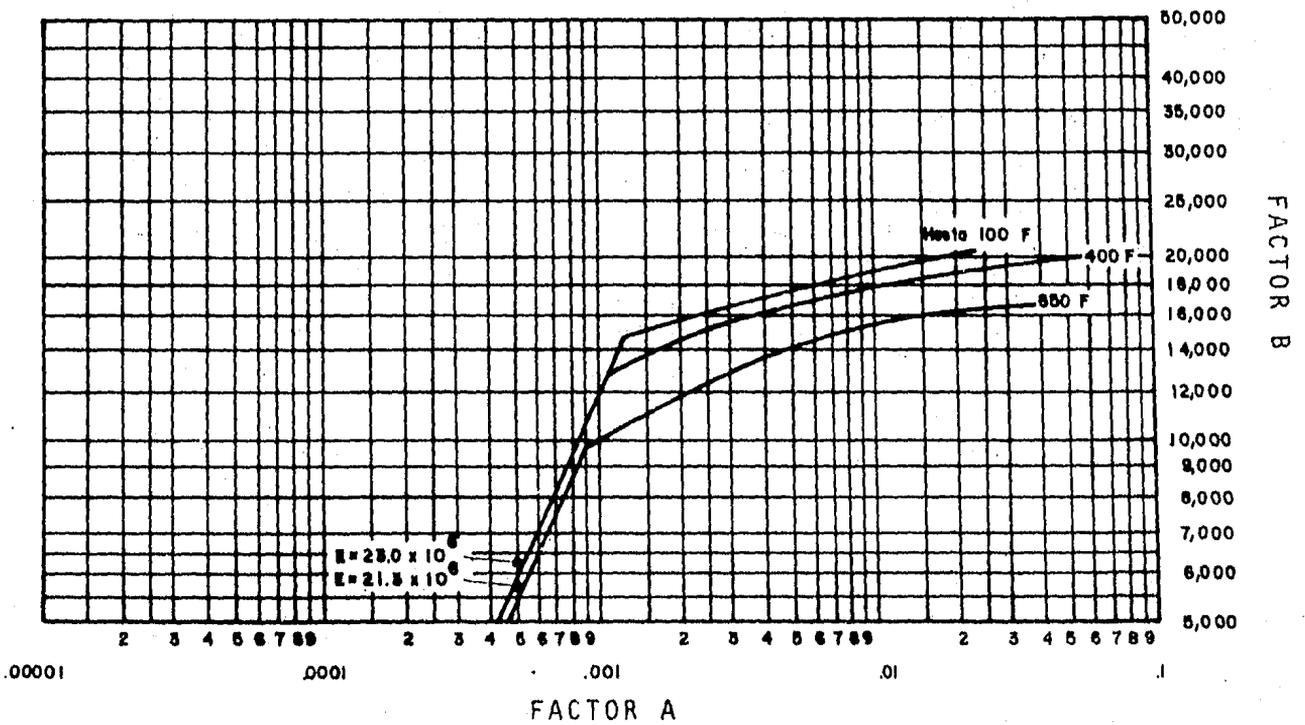


FIG. D19. HIERRO DUCTIL FUNDIDO (para un esfuerzo de fluencia mínimo de 40,000 psi.).

Tabla El. Dimensiones en Tubos de Intercambiador.

Tubo d _o (in)	BWG	Espesor de pared (in)	d _i (in)	Area de Flujo por Tubo (in ²)	Area de Transf. por ft. lin. (ft ²)		Peso por ft. lin. (lb)	Resistencia Termica* ft ² -hr-°F/Btu		
					Ext.	Int.				
1/4	16	0.065	0.120	0.0113	0.0654	0.0314	0.140	0.000281		
	18	0.049	0.152	0.0181		0.0397	0.115	0.000195		
	20	0.035	0.180	0.0255		0.0471	0.088	0.000136		
	22	0.028	0.194	0.0295		0.0507	0.073	0.000101		
3/8	16	0.065	0.245	0.0472	0.0981	0.0641	0.235	0.000252		
	18	0.049	0.277	0.0602		0.0725	0.186	0.000180		
	20	0.035	0.305	0.0730		0.0798	0.139	0.000124		
	22	0.028	0.319	0.0799		0.0835	0.113	0.000097		
1/2	14	0.083	0.334	0.0876	0.1309	0.0874	0.403	0.000319		
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329	0.000239		
	18	0.049	0.402	0.1270		0.1052	0.258	0.000175		
	20	0.035	0.430	0.1450		0.1125	0.190	0.000121		
5/8	14	0.083	0.459	0.1656	0.1636	0.1202	0.526	0.000306		
	15	0.072	0.481	0.1814		0.1259	0.465	0.000260		
	16	0.065	0.495	0.1925		0.1296	0.425	0.000232		
	17	0.058	0.509	0.2035		0.1333	0.384	0.000204		
	18	0.049	0.527	0.2181		0.1380	0.330	0.000170		
3/4	12	0.109	0.532	0.223	0.1963	0.1393	0.817	0.000409		
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727	0.000349		
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647	0.000298		
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571	0.000255		
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520	0.000228		
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469	0.000201		
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401	0.000168		
	7/8	12	0.109	0.657		0.3384	0.2291	0.1720	0.976	0.0003990
13		0.095	0.685	0.3686	0.1793	0.866		0.0003415		
14		0.083	0.709	0.3946	0.1856	0.768		0.0002939		
15		0.072	0.731	0.4190	0.1914	0.676		0.0002514		
16		0.065	0.745	0.4363	0.1950	0.615		0.0002250		
17		0.058	0.759	0.4522	0.1987	0.554		0.0001991		
18		0.049	0.777	0.4738	0.2034	0.473		0.0001663		
1		12	0.109	0.762	0.479	0.2618		0.2048	1.14	0.0003920
		13	0.095	0.810	0.515			0.2121	1.00	0.0003365
	14	0.083	0.834	0.546	0.2183		0.890	0.0002901		
	15	0.072	0.856	0.576	0.2241		0.781	0.0002487		
	16	0.065	0.870	0.594	0.2277		0.710	0.0002228		
	17	0.058	0.884	0.613	0.2314		0.639	0.0001973		
	18	0.049	0.902	0.639	0.2361		0.545	0.0001651		

* La conductividad térmica para el acero es 26. Para obtener la resistencia de otros metales, será necesario multiplicar el valor de la resistencia correspondiente a las dimensiones del tubo por la relación de conductividad promedio del metal usado y conductividad del acero.

Tabla E2. Dimensiones de Tubería de acero.

Med. Nom. (in)	Dia. Ext. (in)	Ced.	Esp. pared. (in)	Dia. Int. (in)	Area Transv. Int. (in ²)	Peso tub. (lb/ft)	Peso agua. (lb/ft)
1/8	0.405	40s	0.068	0.269	0.0568	0.244	0.025
		80x	0.095	0.215	0.0364	0.314	0.016
1/4	0.540	40s	0.088	0.364	0.1041	0.424	0.045
		80x	0.119	0.302	0.0716	0.535	0.031
3/8	0.675	40s	0.091	0.493	0.1910	0.567	0.083
		80x	0.126	0.423	0.1405	0.738	0.061
1/2	0.840	40s	0.109	0.622	0.3040	0.850	0.132
		80x	0.147	0.546	0.2340	1.087	0.102
		160	0.187	0.466	0.1706	1.300	0.074
		xx	0.294	0.252	0.0500	1.714	0.022
3/4	1.050	40s	0.113	0.824	0.5330	1.130	0.231
		80x	0.154	0.742	0.4330	1.473	0.188
		160	0.218	0.614	0.2961	1.940	0.128
		xx	0.308	0.434	0.1480	2.440	0.064
1	1.315	40s	0.133	1.049	0.8640	1.678	0.375
		80x	0.179	0.957	0.7190	2.171	0.312
		160	0.250	0.815	0.5217	2.840	0.230
		xx	0.358	0.599	0.2820	3.659	0.122
1 1/4	1.660	40s	0.140	1.380	1.4950	2.272	0.649
		80x	0.191	1.278	1.2830	2.996	0.555
		160	0.250	1.160	1.0570	3.764	0.458
		xx	0.382	0.896	0.6300	5.214	0.273
1 1/2	1.900	40s	0.145	1.610	2.0360	2.717	0.882
		80x	0.200	1.500	1.7670	3.631	0.765
		160	0.281	1.338	1.4060	4.862	0.608
		xx	0.400	1.100	0.9500	6.408	0.420
2	2.375	40s	0.154	2.067	3.3550	3.652	1.450
		80x	0.218	1.939	2.9530	5.022	1.280
		160	0.343	1.689	2.2410	7.440	0.970
		xx	0.436	1.503	1.7740	9.029	0.770
2 1/2	2.875	40s	0.203	2.469	4.7880	5.790	2.070
		80x	0.276	2.323	4.2380	7.660	1.870
		160	0.375	2.125	3.5460	10.010	1.540
		xx	0.552	1.771	2.4640	13.700	1.070
3	3.500	40s	0.216	3.068	7.3930	7.580	3.200
		80x	0.300	2.900	6.6050	10.250	2.860
		160	0.438	2.624	5.4080	14.320	2.350
		xx	0.600	2.300	4.1550	18.580	1.800
3 1/2	4.000	40s	0.226	3.548	9.8860	9.110	4.290
		80x	0.318	3.364	8.8880	12.510	3.840

Tabla E2. Dimensiones de Tubería de Acero. (cont.)

Med. Nom. (in)	Dia. Ext. (in)	Ced.	Esp. pared. (in)	Dia. Int. (in)	Area Transv. Int. (in ²)	Peso tub. (lb/ft)	Peso agua. (lb/ft)
4	4.500	40s	0.237	4.026	12.730	10.790	5.500
		80x	0.337	3.826	11.500	14.980	4.980
		120	0.438	3.624	10.310	19.000	4.470
		160	0.531	3.438	9.280	22.510	4.020
		xx	0.674	3.152	7.800	27.540	3.380
5	5.563	40s	0.258	5.047	20.010	14.620	8.670
		80x	0.375	4.813	18.190	20.780	7.880
		120	0.500	4.563	16.350	27.100	7.090
		160	0.625	4.313	14.610	32.960	6.330
		xx	0.750	4.063	12.970	38.550	5.610
6	6.625	40s	0.280	6.065	28.890	18.97	12.510
		80x	0.432	5.761	26.070	28.57	11.290
		120	0.562	5.501	23.770	36.40	10.300
		160	0.718	5.189	21.150	45.30	9.160
		xx	0.864	4.897	18.840	53.16	8.160
8	8.625	20	0.250	8.125	51.850	22.36	22.470
		30	0.277	8.071	51.160	24.70	22.170
		40s	0.322	7.981	50.030	28.55	21.700
		60	0.406	7.813	47.940	35.64	20.770
		80x	0.500	7.625	45.660	43.39	19.780
		100	0.593	7.439	43.460	50.87	18.830
		120	0.718	7.189	40.590	60.63	17.590
		140	0.812	7.001	38.500	67.76	16.680
		xx	0.875	6.875	37.120	72.42	16.100
		160	0.906	6.813	36.460	74.69	15.800
		10	10.750	20	0.250	10.250	82.520
30	0.307			10.136	80.690	34.24	34.960
40s	0.365			10.020	78.860	40.48	34.200
60x	0.500			9.750	74.660	54.74	32.350
80	0.593			9.564	71.840	64.33	31.130
100	0.718			9.314	68.130	76.93	29.530
120	0.843			9.064	64.530	89.20	27.960
140	1.000			8.750	60.130	104.13	26.060
160	1.125			8.500	56.750	115.65	24.590
12.750	20		0.250	12.250	117.860	33.38	51.070
	30		0.330	12.090	114.800	43.77	49.740
	s		0.375	12.000	113.100	49.56	49.000
	40		0.406	11.938	111.930	53.53	48.500
	x		0.500	11.750	108.430	65.42	46.920
	60		0.562	11.626	106.160	73.16	46.000
	80		0.687	11.376	101.640	88.51	44.040
	100		0.843	11.064	96.140	107.20	41.660
120	1.000	10.750	90.760	125.49	39.330		
140	1.125	10.500	86.590	133.68	37.520		
160	1.312	10.126	80.530	160.27	34.890		

Tabla E2. Dimensiones de Tubería de Acero. (cont)

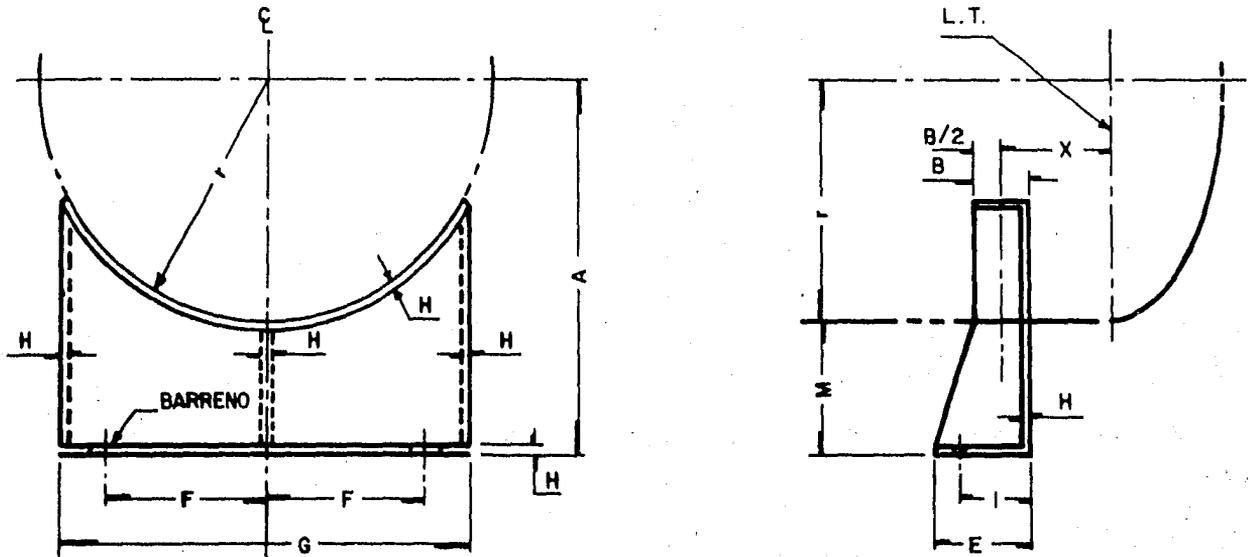
Med. Nom. (in)	Dia. Ext. (in)	Ced.	Esp. pared. (in)	Dia. Int. (in)	Area Transv. Int. (in ²)	Peso tub. (lb/ft)	Peso agua. (lb/ft)
14	14.00	10	0.250	13.500	143.140	36.71	62.03
		20	0.312	13.376	140.520	46.68	60.89
		30s	0.375	13.250	137.880	54.57	59.75
		40	0.438	13.124	135.280	63.37	58.64
		x	0.500	13.000	132.730	72.09	57.46
		60	0.593	12.814	128.960	84.91	55.86
		80	0.750	12.500	122.720	106.13	53.18
		100	0.937	12.126	115.490	130.73	50.04
		120	1.093	11.814	109.620	150.67	47.45
		140	1.250	11.500	103.870	170.22	45.01
160	1.406	11.188	98.310	189.12	42.60		
16	16.00	10	0.250	15.500	188.690	42.05	81.74
		20	0.312	15.376	185.690	52.36	80.50
		30s	0.375	15.250	182.65	62.58	79.12
		40x	0.500	15.000	176.720	82.77	76.58
		60	0.656	14.688	169.440	107.50	73.42
		80	0.843	14.314	160.920	136.46	69.73
		100	1.031	13.938	152.580	164.83	66.12
		120	1.218	13.564	144.500	192.29	62.62
		140	1.438	13.124	135.280	223.64	58.64
		160	1.593	12.814	128.960	245.11	55.83
18	18.00	10	0.250	17.500	240.530	47.39	104.21
		20	0.312	17.376	237.130	59.03	102.77
		s	0.375	17.250	233.710	70.59	101.18
		30	0.438	17.124	230.300	82.06	99.84
		x	0.500	17.000	226.980	92.45	98.27
		40	0.562	16.876	223.680	104.75	96.93
		60	0.750	16.500	213.830	138.17	92.57
		80	0.937	16.126	204.240	170.75	88.50
		100	1.156	15.688	193.300	207.96	83.76
		120	1.375	15.250	182.660	244.14	79.07
140	1.562	14.876	173.800	274.23	75.32		
160	1.781	14.438	163.720	308.51	70.88		
20	20.00	10	0.250	19.500	298.650	52.73	129.42
		20s	0.375	19.250	290.040	78.60	125.67
		30x	0.500	19.000	283.530	104.13	122.87
		40	0.593	18.814	278.000	122.91	120.46
		60	0.812	18.376	265.210	166.40	114.92
		80	1.031	17.938	252.720	208.87	109.51
		100	1.281	17.438	238.830	256.10	103.39
		120	1.500	17.000	226.980	296.37	98.35
		140	1.750	16.500	213.820	341.10	92.66
		160	1.968	16.064	202.670	379.01	87.74
24	24.00	10	0.250	23.500	433.740	63.41	187.95
		20s	0.375	23.250	424.560	94.62	183.95
		x	0.500	23.000	415.480	125.49	179.87

Tabla E2. Dimensiones de Tubería de Acero. (cont)

Med. Nom. (in)	Dia. Ext. (in)	Ced.	Esp. pared. (in)	Dia. Int. (in)	Area Transv.Int. (in ²)	Peso tub. (lb/ft)	Peso agua. (lb/ft)
24	24.00	30	0.562	22.876	411.000	140.80	178.09
		40	0.687	22.626	402.070	171.17	174.23
		60	0.968	22.064	382.350	238.11	165.52
		80	1.218	21.564	365.220	296.36	158.26
		100	1.531	20.938	344.320	367.40	149.06
		120	1.812	20.376	326.080	429.39	141.17
		140	2.062	19.876	310.280	483.13	134.45
		160	2.343	19.314	292.980	541.94	126.84

Nota: Las letras "s", "x", "xx" en la columna correspondiente al número de Cédula, indican Estándar, Extra Fuerte, Doble Extra Fuerte, respectivamente.

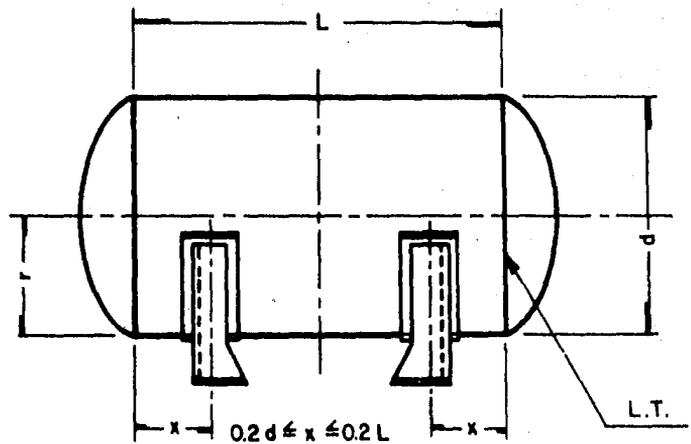
Fig.F1 DIMENSIONES ESTIMADAS EN SILLETAS PARA RECIPIENTES HORIZONTALES CON DIAMETRO DE 6 A 20".



$$0.4r \leq x \leq 0.2L \therefore r = d/2$$

MAT. DE CONSTRUCCION: ACERO AL CARBON.

CORROSION: 1/16"



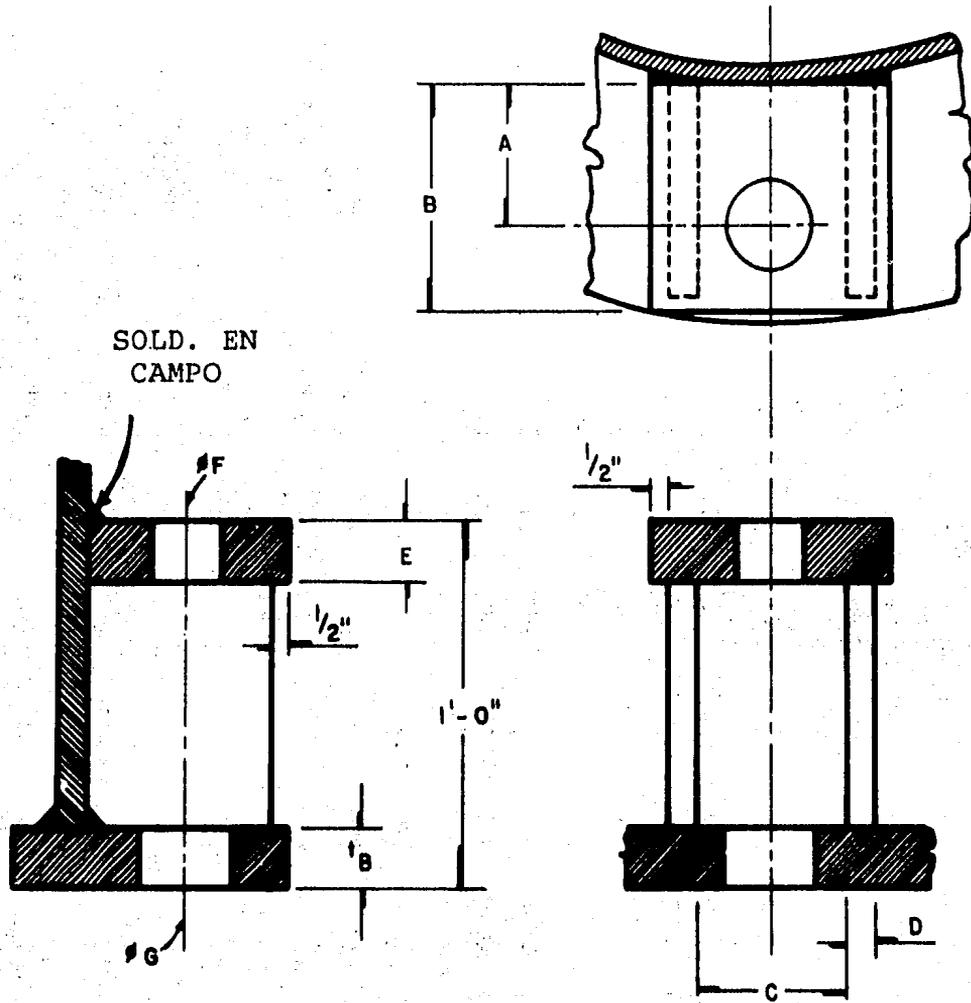
Dia. Recip.	Todas las dimensiones (in).										Dia. Barr.	Peso (Kg) Silleta
	A	B	E	F	G	H	I	M	r			
6	9.5	1.5	3	2	6	1/4	1.75	6.1875	3.3125	0.75	4.0	
8	9.5	1.5	3	2	6	1/4	1.75	5.1875	4.3125	0.75	3.5	
10	11.5	1.5	3	4	10	1/4	1.75	6.1250	5.3750	0.75	5.5	
12	11.5	1.5	3	4	10	1/4	1.75	6.1250	6.3750	0.75	5.0	
14	13.5	1.5	3	5.25	13.5	3/8	1.75	6.5000	7.0000	0.75	11.0	
16	13.5	1.5	3	5.25	13.5	3/8	1.75	5.5000	8.0000	0.75	9.5	
18	15.5	1.5	3	6.50	16.0	3/8	1.75	6.5000	9.0000	0.75	13.5	
20	15.5	1.5	3	6.50	16.0	3/8	1.75	5.5000	10.0000	0.75	12.5	

Tabla F.1 Valores para las Dimensiones de la Fig F.2

Diam. Recip.	Crga.max(Kg) en dos sop.	Todas las Dimensiones (in)										Diam. Perno	Diam. Barreno	Peso(kg) Soporte.
		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K			
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	23
30	4545	22	6	27	7/16	7	10.5	29	5/16	13.5	3/16	3/4	1	30
36	6818	25	6	32	1/2	7	12.5	34	3/8	16	1/4	3/4	1	41
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	50
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21.5	3/8	7/8	1 1/8	91
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1 1/8	110
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1 1/8	123
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1 1/8	136
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1 1/8	148
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1 1/8	160
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	78	5/8	19	1/2	7/8	1 1/8	225
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1 1/8	250
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1 1/4	270
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1 1/4	295
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1 1/4	320
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1 1/4	345
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1 1/4	365
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1 1/4	385
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1 1/4	410
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1 1/4	430
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1 1/4	455

Notas: Para diámetros de 24 a 48 in. se usará un cartabón intermedio, de 54 a 144 in. dos.
 Para diámetros de perno de 3/4, 7/8, 1 in. se usarán barrenos ovalados de (1 x 1 1/2), (1 1/8 x 1 3/4), (1 1/4 x 2) respectivamente.

Fig.F3 DIMENSIONES ESTIMADAS EN SILLETAS PARA RECIPIENTES VERTICALES.



Diam. Perno.	Todas las Dimensiones (in).						
	A	B	C	D	E	F	G
1	1 3/4	3	2 1/2	1/2	3/4	1 1/4	1 1/2
1 1/8	1 7/8	3	2 1/2	1/2	3/4	1 3/8	1 5/8
1 1/4	2	3	2 1/2	1/2	1	1 1/2	1 3/4
1 3/8	2 1/8	4	3	5/8	1	1 5/8	1 7/8
1 1/2	2 1/4	4	3	5/8	1 1/4	1 3/4	2
1 5/8	2 3/8	4	3	5/8	1 1/4	1 7/8	2 1/8
1 3/4	2 1/2	5	3 1/2	3/4	1 1/2	2	2 1/4
1 7/8	2 5/8	5	3 1/2	3/4	1 1/2	2 1/8	2 3/8
2	2 3/4	5	3 1/2	3/4	1 3/4	2 1/4	2 1/2
2 1/4	3	6	4	1	1 3/4	2 1/2	2 3/4
2 1/2	3 1/4	6	4	1	2	2 3/4	3
2 3/4	3 1/2	7	5	1 1/4	2 1/2	3	3 1/4
3	3 3/4	7	5	1 1/4	2 1/2	3 1/4	3 1/2

ESTIMACION RAPIDA DE AREAS DE REFUERZO PARA UNIONES CONO-CILINDRO
EN RECIPIENTES A PRESION.

El nomograma de la página siguiente, puede ser usado para calcular el área de refuerzo necesaria en juntas cono-cilindro, secciones reductoras y tapas cónicas.

El método está basado en la expresión 4.46 del capítulo IV y las variables son igualmente explicadas en dicho capítulo.

Ejemplo.- Una sección cónica sin transición se usará para conectar dos partes cilíndricas de diferentes diámetros en una torre de destilación. Se desea establecer el área de refuerzo según las condi-ciones siguientes:

$$P_d = 132 \text{ lb/in}^2.$$

$$D = 3 \text{ ft. (diámetro menor).}$$

$$S_w = 13750 \text{ lb/in}^2.$$

$$E = 0.85$$

$$\alpha = 22^\circ$$

SOLUCION.

<u>Conectar</u>	<u>con:</u>	<u>Lectura</u>
$S = 13750$	$P = 132$	$\Delta = 9.3^\circ$
$\Delta = 9.3^\circ$	$D = 3$	$\Delta < \alpha$ condición de refuerzo.
$\alpha = 22^\circ$	Línea de $\Delta = 9.3$ (interpolando).	Línea guía $(1 - \Delta/\alpha) \tan \alpha$ $= 0.235$
0.235	Línea guía	<u>$A = 0.42 \text{ in}^2.$</u> (área mínima requere da para el anillo de refuerzo.)

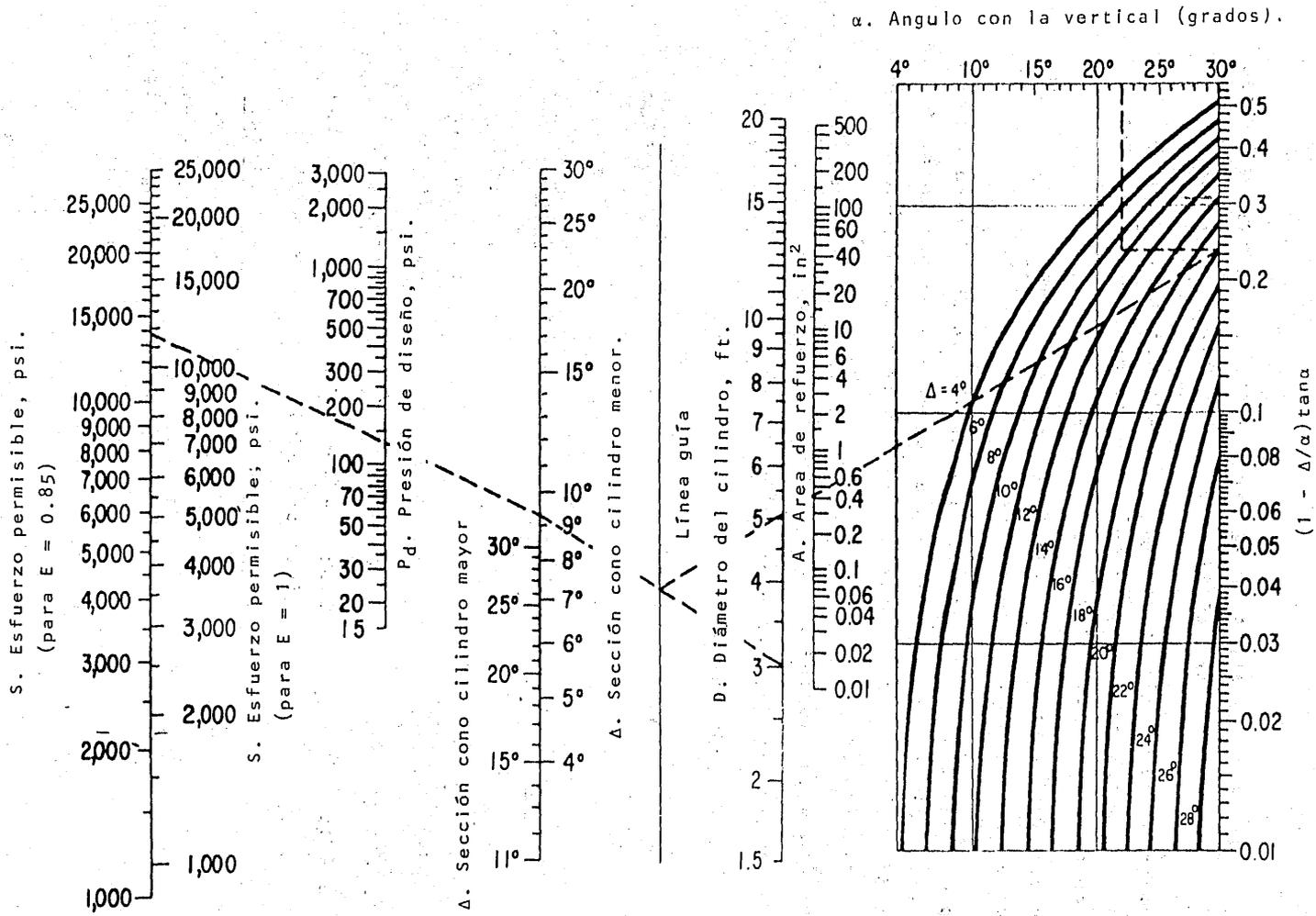


Fig.F4 Carta para calcular áreas de refuerzo en secciones cónicas de recipientes a presión interna.

Tabla F4. Velocidades máximas de viento.

Observatorio.	Coord. (grad-min.)		Altitud. (mt)	Direcc.	Vel. (mt/seg)
	Lat.	Long.			
1 Ensenada B.C.	31-51	116-38	13	W	14.4
2 La Paz B.C	24-10	110-25	10	NE	37.0
3 Puerto Cortés B.C.	24-26	111-52	5	N	21.8
4 Campeche, Camp.	19-51	90-33	5	E	36.0
5 Torreón, Coah.	25-32	103-27	1013	SE	38.0
6 Saltillo, Coah.	25-25	102-00	1609	SSE	29.0
7 Piedras Negras, Coah	28-42	100-31	220	NE	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	92-08	1530	E	29.0
12 Tapachula, Chis.	14-55	92-16	182	NE	25.0
13 Tuxtla Gtez, 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	2308	SSE	28.4
16 Cd. Lerdo, Dgo.	25-32	103-31	1135	SW	38.0
17 Durango, Dgo.	24-02	104-40	1889	NE	23.8
18 Acapulco, Gro.	16-50	99-56	28	ENE	49.9
19 Chilpancingo, Gro.	17-33	99-30	360	E-ESE-SE	23.0
20 Guanajuato, Gto.	21-01	101-15	2050	W-NE	21.0
21 Pachuca, Hgo.	20-08	98-44	2426	NE	33.3
22 Guadalajara, Jal.	20-43	103-23	1589	NE	27.6
23 Huejucar, Jal.	22-21	103-12	1982	SW	20.5
24 Toluca, Mex.	19-18	99-40	2680	N	20.0
25 Morelia, Mich.	19-42	101-11	1941	S	22.1
26 Tepic, Nay.	21-31	104-54	915	NW	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	54.0
30 Puebla, Pue.	19-02	98-12	2162	SE	23.8
31 Querétaro, Qro.	26-36	100-23	1842	W/SE	25.0
32 Cozumel, Q. Roo	20-31	86-57	3	N	53.5
33 Chetumal, Q. Roo	18-30	88-18	3	SE-E-ESE	14.0
34 San Luis Potosí, SLP.	22-09	100-59	1877	W	25.2
35 Río Verde, SLP.	21-56	100-59	987	ESE	15.0
36 Culiacán, Sin.	24-49	107-24	81	SE	27.7
37 Mazatlán, Sin.	23-12	106-25	3	NW	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.	22-13	97-51	12	N	36.7
41 Tlaxcala, Tlax.	19-19	98-14	2252	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.	18-51	97-06	1284	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

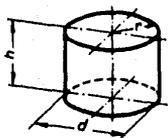
Cuerpos

$$V = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} h$$

$$A_m = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot h$$

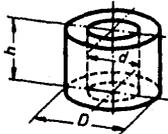
$$A_o = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot (r + h)$$

Cilindro



Cilindro hueco

$$V = \frac{h \cdot \pi}{4} (D^2 - d^2)$$



$$V = \frac{r^2 \cdot \pi \cdot h}{3}$$

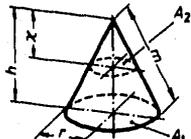
$$A_m = r \cdot \pi \cdot m$$

$$A_o = r \cdot \pi \cdot (r + m)$$

$$m = \sqrt{h^2 + r^2}$$

$$A_2 : A_1 = x^2 : h^2$$

Cono

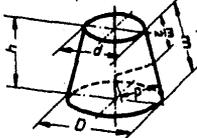


$$V = \frac{\pi \cdot h}{12} (D^2 + Dd + d^2)$$

$$A_m = \frac{\pi \cdot m}{2} (D + d) = 2\pi r m$$

$$m = \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + h^2}$$

Cono trunco

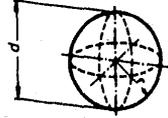


$$V = \frac{4}{3} r^3 \pi = \frac{1}{6} d^3 \pi$$

$$= \sim 4,189 \cdot r^3$$

$$A_o = 4 \cdot \pi \cdot r^2 = \pi \cdot d^2$$

Esfera



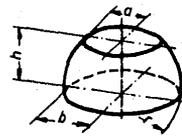
Cuerpos

$$V = \frac{\pi \cdot h}{6} (3a^2 + 3b^2 + h^2)$$

$$A_m = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot h$$

$$A = \pi(2rh + a^2 + b^2)$$

Segmento de esfera



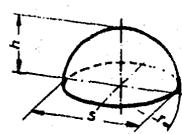
$$V = \frac{\pi \cdot h}{6} \left(\frac{3}{4} s^2 + h^2\right)$$

$$= \pi \cdot h^2 \left(r - \frac{h}{3}\right)$$

$$A_m = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h$$

$$= \frac{\pi}{4} (s^2 + 4h^2)$$

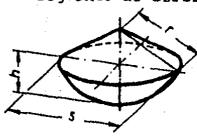
Segmento de esfera



$$V = \frac{2}{3} h \cdot r^2 \cdot \pi$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot r}{2} (4h + s)$$

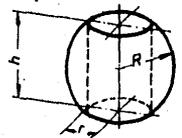
Segmento de esfera



$$V = \frac{\pi \cdot h^3}{6}$$

$$A_o = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot (R + r)$$

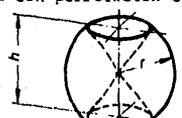
Esfera con perforación cilíndrica



$$V = \frac{2 \cdot r^2 \cdot \pi \cdot h}{3}$$

$$A_o = 2 \cdot r \cdot \pi \left(h + \sqrt{r^2 - \frac{h^2}{4}}\right)$$

Esfera con perforación cónica



BIBLIOGRAFIA

- 1 BROWNELL & YOUNG. "Process Equipment Design".
John Wiley & Sons. 1959.
- 2 ASME. "Boiler and Pressure Vessel Code" Section VIII
Div. 1.
- 3 API. "Specification for Welded Oil Storage Tanks"
Std. 650 - 12C.
- 4 ZICK, L.P. "Stresses in Large Horizontal Cylindrical
Pressure Vessels on two Saddle Supports". Welding
Journal Research Supplement. 1971.
- 5 HARVEY. "Pressure Vessel Design". D. Van Nostrand.
1963.
- 6 CHEM. ENG. MAGAZINES. "Separation Techniques: Liquid-
Liquid Systems. Mc Graw Hill. 1980.
- 7 AHMSA. "Manual de Productos". Altos Hornos de México.
- 8 FUND. DE HIERRO Y ACERO DE MONTERREY. "Manual para
Constructores".
- 9 ASME. "Boiler and Pressure Vessel Code" Section IX.
- 10 LUKENS STEEL CO. "Lukens Spun Heads".
- 11 AWS. "Welding Handbook". American Welding Society.
- 12 PEMEX. "Diseño de Recipientes a Presión" Norma.
- 13 RASE & BARROW. "Ingeniería de Proyecto para Plantas
de Proceso. Cía. Edit. Continental S.A. 1981.
- 14 AMERICAN SOCIETY FOR METALS. "Metal Progress Databook".
1974.

- 15 SINGER. "Resistencia de Materiales". Harper & Row Latinoamericana. 1971.
- 16 HESSE & RUSHTON. "Process Equipment Design".
- 17 WEAVER, R. "Piping Drafting Design". Gulf Pub. Co.
- 18 TIMOSHENKO, S. "Theory of Plates and Shells". Mc Graw Hill. 1940.
- 19 WATTS, G. & LANG, H. "The Stresses in a Pressure Vessel with a Flat Head". Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 1952.
- 20 KRISHNA, P.S. "Design of Skirt Mounted Supports". Hydrocarbon Processing, Apr. 1976.
- 21 TRUONG, K.T "Bearing Plate Design aid". Hydrocarbon Processing. Sep. 1981.
- 22 BUFETE INDUSTRIAL. "Normas para Recipientes".
- 23 PERRY, J. "Chemical Engineer's Handbook". 5th. Ed. Mc. Graw Hill. 1974.