

1280

FACULTAD DE INGENIERIA

U. N. A. M.

SEMINARIO DE INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO Y CALCULO DE UN TANQUE
HORIZONTAL A PRESION**

UNICO

Trabajo que para obtener el título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
Presenta el Pasante Sr.
JUAN MANUEL BENEGASI SANCHEZ





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DISEÑO Y CALCULO DE
UN TANQUE HORIZONTAL
A PRESION



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

JUAN MANUEL BENEGASI SANCHEZ

MEXICO, D. F.

1969



DEDICATORIA

MEDIANTE LA PRESENTE, DESEO HACER PATENTE MI AGRADECIMIENTO A AQUELLAS PERSONAS QUE SIN PERSEGUIR NINGUN INTERES PERSONAL, ME ORIENTARON Y DIRIGIERON EN EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO.

EN ESPECIAL A LA MEMORIA DE MI MADRE Y MI PADRE CON TODO EL CARINO Y RESPETO QUE SE MERECEAN, POR LA SABIA ORIENTACION QUE ME DIERON DURANTE LA VIDA, MI HERMANO, AL SR. ING. FEDERICO RAMIREZ MORALES, A TODOS MIS MAESTROS Y AMIGOS.

DISEÑO Y CALCULO DE UN TANQUE HORIZONTAL A PRESION

I N D I C E

CAPITULO	HOJA
I.- INTRODUCCION.	1
II.- CONSIDERACIONES GENERALES.	
a) FUNDAMENTOS Y CRITERIO EN EL DISEÑO DE TANQUES.	2
b) MATERIALES EMPLEADOS.	15
c) SOLDADURAS : METODOS Y NORMAS	17
III.- DISEÑO Y CALCULO DEL TANQUE.	
1.- TEORIA Y METODOS DE CALCULO.	
a) DISEÑO DE ENVOLTURAS CILINDRICAS BAJO PRESION INTERNA.	23
b) TAPAS ELIPTICAS CONCAVAS SOMETIDAS A PRESION INTERNA.	27
c) DISEÑO DE TANQUES HORIZONTALES A PRESION CON SOPORTES DE SILLETA.	28
d) BOQUILLAS, ABERTURAS Y REFUERZOS.	62
2.- CONDICIONES DE OPERACION.	66
3.- CALCULO DE :	
a) ESPESOR DE LA ENVOLTURA TOMANDO COMO BASE LA ACCION DE LA PRESION INTERNA.	69
b) ESPESOR DE LAS TAPAS TOMANDO COMO BASE LA ACCION DE LA PRESION INTERNA.	69
c) ESFUERZOS.	69
d) DEFLEXION MAXIMA DEL RECIPIENTE ENTRE APOYOS.	76
e) ABERTURA REFORZADA	79
IV.- ESTUDIO DE GRAFICAS PARA DETERMINAR EL COSTO ESTIMADO DE TANQUES.	
a) ANALISIS MATEMATICO	86
b) CALCULO DE UNA GRAFICA	90
V.- CONCLUSIONES	95
VI.- BIBLIOGRAFIA	99

I.- I N T R O D U C C I O N

La gran importancia que tienen los tanques, como una de las partes básicas tanto del equipo de proceso como de cualquier industria en general, son motivo del siguiente tema de tesis, presentando en su contenido uno de los métodos más sencillos y prácticos para diseñar y calcular un tanque horizontal a presión. Muchas de las consideraciones e información que se presentan, son ampliamente tratadas en diversos libros técnicos, boletines industriales, códigos y manuales.

El desarrollo de la misma se presenta tratando de seguir un orden en cada uno de sus capítulos, con el fin de visualizar cada uno de los conceptos que se envuelven en un diseño de éste tipo y haciendo una breve exposición de los mismos.

Así, en el capítulo II se mencionan los factores que es necesario considerar para que un tanque no falle en el servicio, los materiales ampliamente empleados en la construcción de cada una de las partes de que se compone, de los tipos de soldadura y de las normas más usuales.

En el capítulo III, se expone la teoría aplicada al diseño de tanques horizontales sometidos a presión interna, para después pasar al cálculo y diseño del tanque, tema principal de ésta tesis.

Finalmente en el capítulo IV, se presenta el análisis matemático para la obtención de gráficas aplicables en la materia del costo estimativo de tanques. Tal análisis puede generalizarse, pudiendo emplearse para determinar gráficas de cualquier tipo de equipo de proceso, siendo de gran utilidad y aplicación en el cálculo de costos estimativos de plantas.

II.- CONSIDERACIONES GENERALES

a) FUNDAMENTOS Y CRITERIO EN EL DISEÑO DE TANQUES.

La selección del tipo de tanque esta basada principalmente en el servicio funcional requerido por el tanque.

Los requerimientos funcionales imponen ciertas condiciones de operación tales como son la temperatura, la presión, restricciones dimensionales y diversas cargas. Si el tanque no está diseñado para adaptarse a estos requisitos puede fallar en el servicio. Uno de los criterios que se deben emplear en el diseño de equipo, es considerar el tipo de fallas que puedan ocurrirle.

Estas fallas pueden resultar de deformaciones plásticas o elásticas excesivas, o por deslizamiento del material ocasionado por un aumento en la deformación con el tiempo debido a la carga. Como resultado de tal deformación el equipo puede fallar en realizar su función específica sin ruptura o puede fallar catastróficamente con ruptura.

Las fallas pueden ser generalmente clasificadas dentro de las siguientes categorías: Deformación elástica excesiva, inestabilidad elástica, inestabilidad plástica, ruptura por fragilidad, deslizamiento del material o corrosión.

En el diseño de tanques, para protegerlos de tales fallas se consideran estos factores y las propiedades físicas de los materiales. A continuación se hace una breve descripción de los factores antes mencionados.

DEFORMACION ELASTICA EXCESIVA.

Esfuerzos Inducidos. -La deformación elástica se induce debido a una carga tal, que cuando ésta es removida, la parte del equipo sometida a dicha carga, toma su forma original. Bajo condiciones de servicio, las varias partes del equipo estarán sometidas a una variedad de esfuerzos inducidos.

Un esfuerzo, está definido como la fuerza por unidad de área en el miembro en consideración.

Hay varios tipos de esfuerzos inducidos dependiendo de las condiciones de carga, que se clasifican como sigue: tensión, compresión, corte, flexión y torsión. Estos esfuerzos pueden ser el resultado del peso del material de construcción o pueden ser causados por cargas debidas a la presión del fluido, fuerzas, --cargas de viento, etc.

Partes sometidas a compresión axial o a esfuerzos de tensión, tienen esfuerzos inducidos que pueden ser calculados por ecuaciones sencillas, tales como:

Para tensión axial: $f=P/A$ (II.1)

Para compresión axial: $f=-P/A$ (II.2)

donde:

f = Esfuerzo axial inducido en lb/pulg².

P = Carga en lb.

A = Area en pulg².

Esfuerzos como resultado de flexión y torsión son mas complejos, y un gran número de textos han sido escritos sobre el tema de la evaluación de tales esfuerzos. (1,2,3,4)

Esfuerzos inducidos, dan como resultado deformaciones elásticas inducidas correspondientes. Las deformaciones pueden interferir con la operación funcional del equipo. Un ejemplo común de esto, se encuentra en el uso de bridas excesivamente -- delgadas para una unión atornillada conteniendo un empaque -- entre las bridas. El apretar los tornillos de la brida para -- asentar el empaque de tal manera que resista la presión in-- terna, puede resultar en una flexión elástica excesiva de la -- brida entre los tornillos sin que haya transferencia de la -- carga de los tornillos, al empaque.

Módulo de Elasticidad. - Con el fin de evitar tales situaciones como la que se describe en el ejemplo anterior, se debe incorporar suficiente rigidez al diseño de la parte para restringir la cantidad de deformación a un valor permisible. La deformación que puede ser tolerada, esta determinada por la función de la parte. Partes sometidas a tensión o compresión simple, tales como las que existen en cargas axiales, se deforman en la región elástica en proporción directa al esfuerzo inducido y en proporción inversa al módulo de elasticidad del material de construcción.

Entonces la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación (para cargas axiales), es el módulo de -- elasticidad.

Curvas típicas, esfuerzo-deformación para unos cuantos materiales seleccionados, se encuentran en la fig. (II.1). (Nótese que se usan dos escalas en las abscisas, con el fin de agrandar la región elástica de las curvas del material).

La porción elástica de la deformación total, esta representada por los segmentos rectos de las curvas. La pendiente de estos segmentos rectos, cuando la deformación esta expresada - en pulgadas por pulgada, es el módulo de elasticidad del material, E , o:

$$f / \epsilon = E \quad (II.3)$$

donde:

f = Esfuerzo axial en lb/pulg².

ϵ = Deformación unitaria en pulg. por pulg.

E = Módulo de elasticidad en lb/pulg².

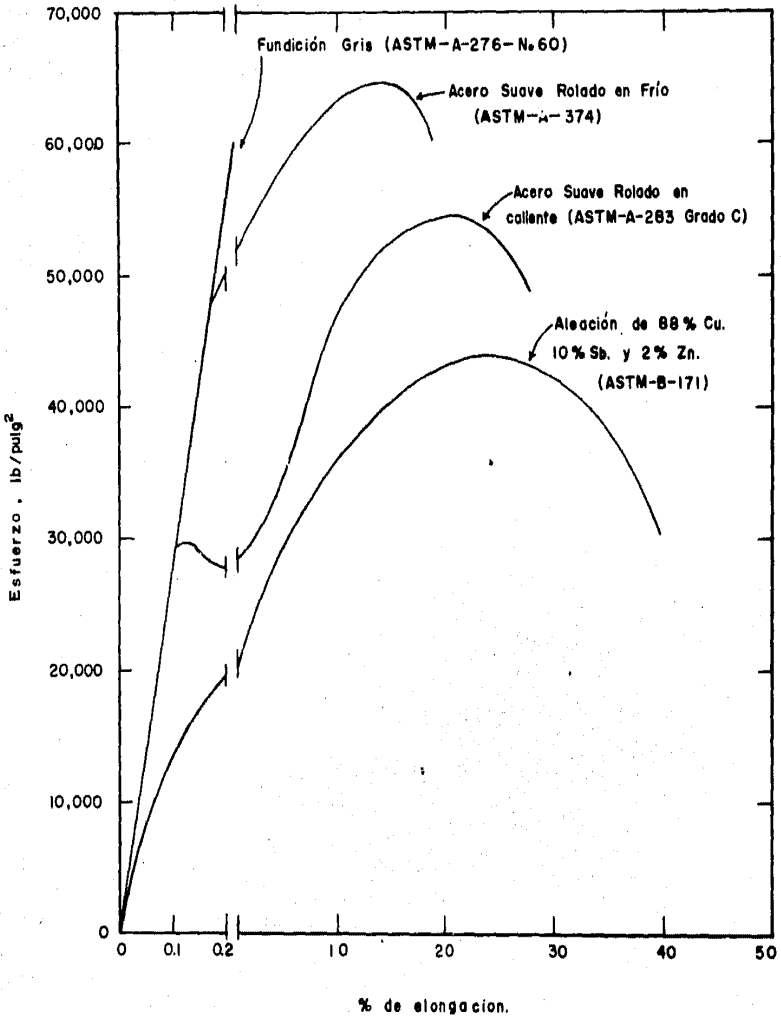


Fig. II-1.- Curvas típicas Esfuerzo-Deformacion para varios metales.

Flexión Elástica.— La deflexión de una parte sometida a fuerzas que producen flexión, es un fenómeno más complejo. En tales casos la cantidad de deflexión, es inversamente proporcional al módulo de elasticidad y al momento de inercia del miembro. Se requiere el uso de ecuaciones desarrolladas en el campo de la mecánica teórica para la evaluación de tales deflexiones. Procedimientos generales para tales cálculos, se presentan en un número de textos sobre la materia de resistencia de materiales (1,2,3,4), y en la materia de la teoría de la elasticidad (5,6,7,8,9).

Las relaciones básicas para tales cálculos, pueden desarrollarse considerando el corte y la flexión en una viga uniformemente cargada con sección transversal constante y soportada libremente en los extremos, como se muestra en la fig. (II.2).

Considerese un elemento dx de una viga de sección transversal uniforme, soportando una carga distribuida de ω libras por pulgada de longitud de la viga, como se muestra en la fig. (II.2). La carga total, actuando sobre el elemento es $\omega (dx)$. Si ω se considera positiva cuando la carga actúa hacia abajo y si dx es positiva, el diferencial de la fuerza de corte, dV , debe ser negativo. Por suma de fuerzas verticales:

$$V_2 - V_1 = - \omega (dx)$$

o sea

$$dV = - \omega (dx)$$

o sea

$$dV/dx = - \omega \quad (II.4)$$

Tomando una suma de momentos flexionantes en el punto A, se tiene:

$$M_1 - M_2 + V_1 dx - \frac{\omega (dx)^2}{2} = 0$$

ya que $\frac{\omega (dx)^2}{2}$ es despreciable;

$$dM = M_2 - M_1 \cong V_1 dx$$

o sea

$$dM/dx = V \quad (II.5)$$

Cualquier viga sometida a una carga se flexiona. Un radio de curvatura particular existe para la porción de viga en consideración. Entonces, la viga cargada tiene un radio de curvatura R , a una distancia x de la perpendicular al eje neutro. La flexión de la viga puede dar como resultado una deformación Δx de la fibra a cualquier distancia y del eje neutro, como se indica en la fig. (II.3). La correspondiente deformación unitaria ϵ_x , es igual a $\Delta x/x$, y por triángulos semejantes:

$$\epsilon_x = \Delta x/x = y/r \quad (II.6)$$

Como se obtuvo en la ec. (II.3), la relación del esfuerzo a la deformación, para deformación elástica, es igual al módulo de elasticidad E , o sea:

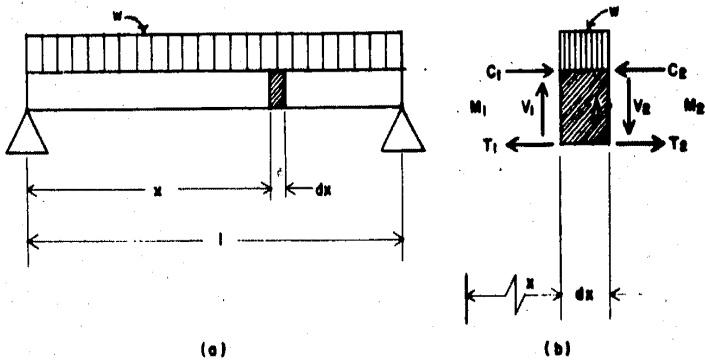


Fig. II 2.- Fuerzas sobre un elemento de viga cargada uniformemente.
 (a).-Viga cargada uniformemente. (b).- Detalle del elemento dx .

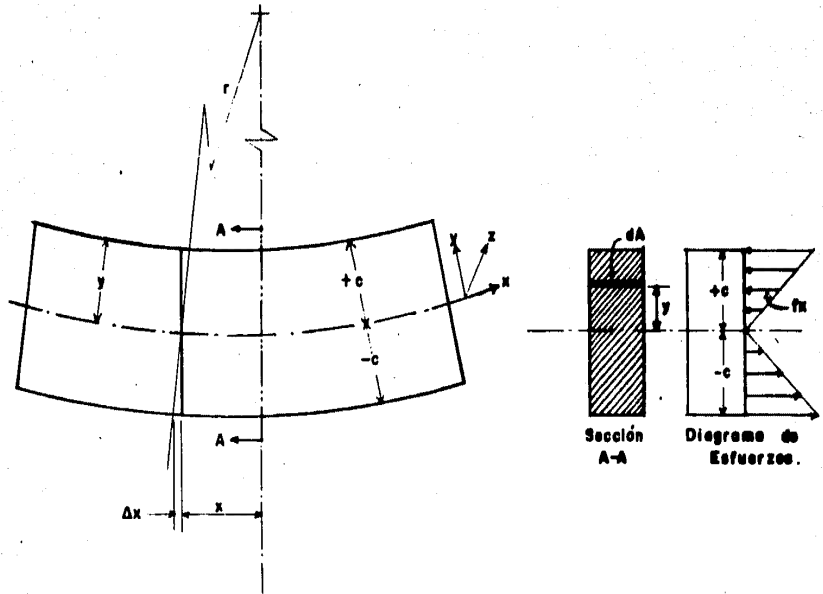


Fig. II-3.- Esfuerzos y Deformación en un elemento diferencial de una placa o viga flexionada.

$$f_x = E \epsilon_x$$

Sustituyendo en ésta, la ec. (II.6):

$$f_x = E y/r \tag{II.6a}$$

Por suma de fuerzas :

$$\int_{-c}^{+c} f_x dA = \int_{-c}^{+c} E y/r dA = 0$$

Por suma de momentos:

$$M = \int_{-c}^{+c} y f_x dA = \int_{-c}^{+c} (E y^2/r) dA = E/r \int_{-c}^{+c} y^2 dA \tag{II.7}$$

También, por definición (1) el momento de inercia, es:

$$I = \int_{-c}^{+c} y^2 dA \tag{II.8}$$

Por lo tanto:

$$M = E I / r \tag{II.9}$$

Combinando la ec. (II.9) con la ec. (II.6a) :

$$M = f_x I / y$$

0 para la fibra exterior, donde $y = c$,

$$f_x = M c / I = M / \kappa \tag{II.10}$$

donde $\kappa = I/c$, es el módulo de sección en pulg^3 . (II.11)

I = Momento de inercia de la sección transversal en pulg^4 .

c = Distancia de la fibra neutra a la fibra exterior.

Por definición, el radio de curvatura r , está definido (10) como:

$$\frac{1}{r} = \frac{d^2 y / dx^2}{[1 + (dy/dx)^2]^{3/2}} \tag{II.12}$$

Para deflexiones pequeñas, la cantidad dy/dx , es muy pequeña comparada con la unidad; por lo tanto:

$$\frac{1}{r} \approx \frac{d^2 y}{dx^2} \tag{II.13}$$

Sustituyendo en la ec. (II.13) en la ec. (II.9), se tiene:

$$M = E I d^2 y / dx^2 \tag{II.14}$$

De la ec. (II.5) $dM = V dx$

Por lo tanto:

$$dM/dx = E I d^3y / dx^3 = V \quad (\text{Fuerza cortante}) \quad (II.15)$$

Y de la ec. (II.4) :

$$dV = - \omega dx$$

de donde:

$$dV/dx = E I d^4y / dx^4 = - \omega \quad (II.16)$$

Otra relación importante, es la ecuación que da la deflexión de la curva, ésta es obtenida de la ec. (II.14) :

$$y = 1/ E I \iint M dx^2 \quad (II.17)$$

Estas relaciones para vigas pueden ser empleadas para placas y envolturas que reúnan ciertas condiciones.

INESTABILIDAD ELÁSTICA.

Es un fenómeno asociado con estructuras que tienen rigidez limitada y que están sometidas a compresión, flexión, torsión, o a una combinación de tales condiciones de carga. Inestabilidad elástica, es una condición en la cual la forma de la estructura se altera, como resultado de rigidez insuficiente.

A menudo es el factor determinante cuando se tengan cargas a compresión. Un ejemplo típico de inestabilidad elástica, es el pandeo de tanques cilíndricos sometidos a presión interna, como el resultado de una operación de vacío en su interior. Otro ejemplo, es el pandeo de tanques horizontales como el resultado de momentos flexionantes indicados por la reacción entre el tanque y las silletas.

La inestabilidad elástica en tanques, generalmente está asociada con el uso de envolturas delgadas.

INESTABILIDAD PLÁSTICA.

Relaciones de Esfuerzo de Deformación. - El criterio más ampliamente usado en el diseño de equipo, es el de mantener los esfuerzos inducidos dentro de la región elástica del material de construcción, para evitar deformaciones plásticas resultantes - al excederse del punto de cedencia. Estos esfuerzos deben de ser limitados a un valor permisible que sea aceptado como seguro, para una aplicación particular. Generalmente los resultados de las pruebas de tensión de muestras estándar, se toman como la base para establecer el esfuerzo de trabajo permisible o seguro. Para materiales dúctiles, tales como el acero suave rolando en caliente, tienen dos valores de esfuerzo significativos, el del punto de cedencia y el esfuerzo último a la tensión. El punto de cedencia está definido como la carga de tensión de cedencia, expresada en libras dividida por el área transversal de la muestra en pulgadas cuadradas. La carga de tensión de cedencia, es la condición de carga a la cual deformaciones permanentes comienzan a ocurrir.

El esfuerzo último de tensión, está definido como la máxima carga de tensión dividida por el área transversal original de la muestra de prueba.

Los esfuerzos medidos por las pruebas de tensión estandar son inducidos por una carga en un solo eje, mientras que cargas actuando en condiciones de operación pueden inducir esfuerzos tridimensionales. Se emplean varios procedimientos para atacar el problema de esfuerzos combinados cuando se usa un esfuerzo permisible basado en pruebas de un solo eje. Los procedimientos difieren con la naturaleza del problema de diseño.

La fig. (II.4a), muestra una curva sencilla de esfuerzo-deformación para el caso de un esfuerzo inducido dentro de la región elástica. Bajo carga, la parte puede tener un esfuerzo inducido de A lb/pulg² y una deformación unitaria de A' pulg. por pulg.. Cuando se examina la carga, el esfuerzo y la deformación vuelven a cero. Tal condición de esfuerzo se considera satisfactoria para diseño, si el esfuerzo inducido en el punto A se mantiene suficientemente abajo del punto de cedencia, para proporcionar un margen de seguridad adecuado. La fig. (II.4c) muestra una curva similar para el caso en el cual ha ocurrido deformación plástica. La condición de carga ha producido un esfuerzo que ha excedido el punto de cedencia A y ha alcanzado un esfuerzo de B lb/pulg², si la deformación plástica, no hubiera ocurrido, la condición teórica esfuerzo-deformación habría sido localizada en B' .

La deformación actual resultante de un esfuerzo inducido B , está indicado por B'' . La deformación residual permanente al eliminarse la carga, está indicada por el punto C . Si la sección transversal completa de la parte, sufre deformación plástica, como se muestra en la fig. (II.4c), no habrá esfuerzos residuales al eliminarse la carga.

Tal diseño es generalmente considerado como no satisfactorio, debido a la deformación permanente excesiva y a la posibilidad de ruptura.

Si la parte de la sección transversal, está sometida a deformación elástica, como se indica en la fig. (II.4a), y el resto de la sección sufre deformación plástica, como se indica en la fig. (II.4c), se tendrán esfuerzos y deformaciones residuales en la sección transversal al eliminarse la condición de carga.

La fig. (II.4b), nos muestra las condiciones con carga y sin carga que resulta cuando solamente una porción de la sección transversal sufre deformación plástica.

Es importante notar, que la condición de deformación plástica resultante del esfuerzo B' , está mas limitada en éste caso, -- que en el de la fig. (II.4c), debido a la restricción ofrecida por la porción elástica adjunta de la sección transversal, la cual está bajo deformación elástica. Entonces la deformación total, en la porción bajo deformación elástica, está limitada por la consideración de la extensión de la línea de módulo de elasticidad hasta el punto B' . El esfuerzo inducido real, en la porción bajo deformación plástica, corresponde a B lb/pulg² y la deformación real a B'' de la fig. (II.4b). Al eliminarse la carga,

la porción que sufrió deformación plástica, tiene un esfuerzo residual de compresión, como se indica en el punto C. Esta condición de esfuerzo residual de compresión, está en equilibrio con el esfuerzo residual de tensión en la región adjunta que ha sido sometida solamente a deformación elástica. Si la porción con deformación plástica, es pequeña en comparación con la porción con deformación elástica, la deformación residual será imperceptible. Entonces, el evitar deformaciones plásticas significantes, no requiere que todos los esfuerzos elásticos calculados, estén abajo del punto de cedencia ya que una deformación elástica apreciable puede ocurrir, solo si el material cede a través del área entera.

Tal condición de carga, como se muestra en la fig. (II.4b), existe a menudo cuando ocurren concentraciones locales de esfuerzo (las cuales no son uniformes a través de la sección), como en las juntas de envoltura y tapas de tanques. Como la mayor parte de la sección transversal, está bajo deformación elástica, la pequeña cantidad de deformación plástica libera los altos esfuerzos de B' a B sin ser deformación. También el esfuerzo medio a través de la zona elástica-plástica, puede estar suficientemente abajo del punto de cedencia para permitir un margen de seguridad adecuado. Entonces, tal condición de carga puede tener ventajas en la liberación de altos esfuerzos locales, pero puede llegar a ser indeseable si ocurren repetidas condiciones de carga excesiva y descarga. De dicha operación cíclica, puede resultar un endurecimiento con la correspondiente pérdida en ductilidad y la subsecuente falla por ruptura.

Esfuerzos Permisibles.— Haciendo referencia a la fig. (II.4a), el porcentaje en el punto de cedencia usado en el esfuerzo permisible, está controlado por varios factores, como la confiabilidad con que se puedan estimar las cargas, la confiabilidad en el cálculo de los esfuerzos debidos a éstas cargas, la uniformidad del material, el peligro si es que ocurre una falla y otras consideraciones, como concentraciones locales de esfuerzo, el impacto de choque, la fatiga y la corrosión.

Para aceros estructurales, la mitad de las dos terceras partes del esfuerzo en el punto de cedencia, se usa a menudo como esfuerzo permisible para cargas estáticas en estructuras, por ejemplo los faldones usados para soportes de tanques verticales altos, se pueden considerar como estructuras y por eso no necesitan concordar con las especificaciones del código de tanques a presión, sin embargo deben hacerse de acuerdo con los códigos de construcción local.

Un acero rolando en caliente con un esfuerzo permisible de 20,000 lb/pulg², se puede usar para éste tipo de estructuras. La inspección de la fig. (II.1), nos muestra que éste valor es de aproximadamente 2/3 del esfuerzo en el punto de cedencia del acero SA-285 grado C, teniendo las mismas propiedades físicas que el acero del faldón, el esfuerzo permisible se basa en 1/4 del último esfuerzo de tensión en lugar de las 2/3 partes del esfuerzo en el punto de cedencia. El esfuerzo permisible para un tanque construido bajo código, usando éste acero es de -- 12650 lb/pulg² en lugar de 20000 lb/pulg² que se pueden usar

para el diseño del faldón.

El peligro de que explote un tanque a presión es grande, hecho que justifica el uso de un factor de seguridad mayor para tanques de presión, que para estructuras. Sin embargo la razón - para usar el último esfuerzo con el objeto de definir el esfuerzo permisible, no es obvio, por lo cual ha sido el tema de considerables discusiones (11.12,13).

Una razón para el uso del esfuerzo último, como un criterio para obtener el esfuerzo permisible, ha sido la falta de una zona plástica en materiales frágiles como el fierro, el fierro fundido gris y la falta de un punto de cedencia bien definido, como en el caso de la mayoría de los materiales no ferrosos. Si el punto de cedencia no está bien definido, se puede obtener el valor de un punto de cedencia correspondiente a alguna deformación permisible especificada.

Por ejemplo en el método de 0.2 % de desviación, se dibuja una línea paralela a la línea de módulo de el 0.2 % de deformación y la intersección de la curva del esfuerzo de deformación en ésta línea se toma como el esfuerzo de cedencia del material.

La curva del fierro colado gris, mostrada en la fig. (II.1), no indica el punto de cedencia, y la fractura ocurre con el esfuerzo último. Por lo tanto es necesario basar el esfuerzo permisible para la fundición gris y otros materiales frágiles, de acuerdo al esfuerzo último. Debido al gran uso que se hizo del fierro fundido en el diseño, durante el periodo anterior a la 1.ª guerra mundial, la política de basar el esfuerzo permisible en el esfuerzo último fué ampliamente usado, aún para materiales que tenían bien definido el punto de cedencia. Muchos ingenieros, aún usan un factor de seguridad de 3 para acero estructural y un factor de seguridad de 6 para fierro colado gris, basados en el esfuerzo último, cuando se diseñan partes estructurales.

Los códigos para tanques a presión, todavía usan un factor de seguridad de 4 tomando como base el último esfuerzo, para especificaciones de esfuerzos permisibles en tanques a presión.

Esta primera convención aplicando un factor de seguridad del último esfuerzo, no se justifica en el uso continuado de éste procedimiento. Cuando se espera que una falla ocurra como un resultado de la deformación plástica, el punto de cedencia debe ser usado como una base para determinar el esfuerzo de trabajo permisible.

Sin embargo, si el tanque está diseñado para cumplir los requisitos del código, el procedimiento que se especifica en el código debe ser el empleado. Debe hacerse notar que el máximo esfuerzo permisible de trabajo especificado por los códigos, no siempre está basado en el esfuerzo último. El criterio empleado en establecer los esfuerzos permisibles según el código ASME -- (14), es como sigue:

- 1.-A temperaturas inferiores al rango de deslizamiento, los valores permisibles de esfuerzo se establecen en el más

bajo de los esfuerzos obtenidos: (a) 25% de la tensión mínima especificada a temperatura de operación; o (b) 25% de la tensión esperada a la temperatura de operación; ó (c) 62.5% del esfuerzo de cedencia mínima esperado para 0.8% de alivio a la temperatura de operación.

2.-Para material de tornillería, usado a temperaturas entre -20°F y 400°F , el valor del esfuerzo está basado en 20% de la resistencia mínima a la tensión, ó 25% de la resistencia mínima en el punto de cedencia, el que sea menor.

El criterio 1c, introduce una restricción aun mayor para materiales que tienen bajas relaciones, resistencia a la cedencia/resistencia a la tensión, en códigos y normas se existan los esfuerzos permisibles para los diversos materiales.

Los apéndices del código ASME para tanques a presión, describe las bases para establecer valores de esfuerzos permisibles para materiales ferrosos y no ferrosos.

RUPTURA POR FRAGILIDAD.

La corriente tendiendo al uso de acero de alta resistencia que tiene ductilidad más baja, aumenta la posibilidad de falla por ruptura.

Se sabe que existen concentraciones de esfuerzos, donde cambia la sección transversal de una parte sometida a carga. A menudo, estas concentraciones de esfuerzo pueden ser calculadas en tales partes como en las uniones de las tapas con la envoltura del tanque.

El código para diseño de tanques a presión, fija que tales esfuerzos deben ser considerados, pero no indica el procedimiento para esta consideración. La práctica acostumbrada ha sido usar materiales dúctiles y altos factores de seguridad. El uso de altos factores de seguridad, da como resultado un sobredimensionamiento de las secciones del tanque. Tal sobredimensionamiento, cuando se usa con materiales altamente elásticos, generalmente permite la disipación de esfuerzos locales por una deformación plástica limitada sin falla por ruptura. Si no se tienen problemas especiales de corrosión, la falla, si es que ocurre, generalmente es causada por: (1) excesiva deformación plástica (ruptura dúctil) ó (2) ruptura por fragilidad.

DESLIZAMIENTO.

El criterio para diseño discutido previamente, se ha basado en la premisa de que la deformación bajo carga, no varía con el tiempo. Esta premisa es esencialmente cierta para materiales ferrosos bajo carga a temperaturas hasta de 650°F .

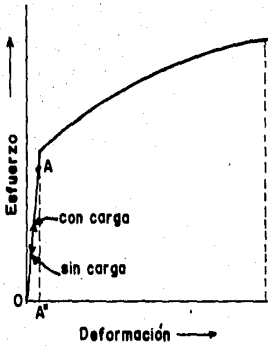
Sin embargo, después de este rango de temperatura, el material se desliza bajo carga, causando un aumento en la deformación con el tiempo. Se encuentra un aumento en la razón de deslizamiento cuando la temperatura de servicio se aumenta. Algunos materiales tales como el plomo, se deslizan rápidamente a temperatura ambiente. La razón de deslizamiento, depende de la historia pre-

-via del material, del esfuerzo, así como también de la temperatura.

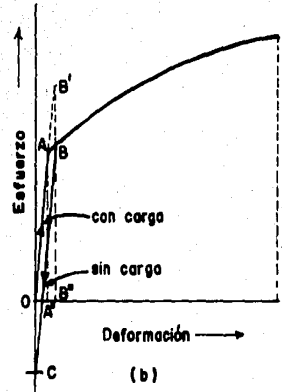
CORROSION.

La extensión en la cual ocurrirá corrosión en el equipo de proceso, depende de la naturaleza de las películas que se forman en la superficie de las partes. La excelente resistencia a la corrosión del cobre y sus aleaciones, como ejemplo, es el resultado de formar películas delgadas protectoras en sus superficies. Estas películas pueden ser resultado de oxidación simple, o pueden estar compuestas de sales insolubles. Para que el recubrimiento sea protector, deberá ser delgado, adherente, continuo y relativamente insoluble.

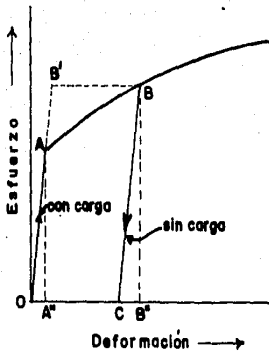
El equipo que opera bajo condiciones que permiten la formación de una película protectora uniforme, generalmente se corroen lentamente y pueden durar muchos años. Bajo consideraciones severas de corrosión, sin embargo, la corrosión ocurre rápidamente, resultando en costo con dilaciones y mantenimiento. Mediante una juiciosa selección del material y mejoramiento cuidadoso de las condiciones de operación, la corrosión puede ser reducida o retardada y se pueden tener apreciables ahorros en los costos de operación y mantenimiento. Entonces una apreciación de los factores que contribuyen a la corrosión es de gran valor en el diseño del equipo.



(a)



(b)



(c)

Fig. II-4.- Diagramas Esfuerzo-Deformación para condiciones de carga elásticas y plásticas.

b) MATERIALES EMPLEADOS.

En la construcción de tanques, los materiales más empleados son los metales, aleaciones ó materiales con revestimientos, los cuales son apropiados para contener el fluido cuando no es apreciable el problema de corrosión.

Los tanques formados con tapas, son los más comúnmente fabricados de aceros de bajo carbón, cuando las condiciones de corrosión y temperatura permitirán su empleo por su bajo costo, alta resistencia, fácil fabricación y en general la disponibilidad -- del acero suave o templado. Aceros de alta y baja aleación y metales no ferrosos, son usados para servicios especiales.

Los aceros comúnmente usados están contenidos dentro de dos clasificaciones generales:

(1) Los aceros especificados por el código ASME para tanques a presión, que contengan líquidos de baja temperatura y no están sometidos a la acción del fuego directo, a menudo se les llama aceros para caldera, y (2) aceros de grado estructural, los cuales están permitidos por el código mencionado anteriormente en ciertas aplicaciones y que son ampliamente usados para la construcción de tanques de almacenamiento bajo especificaciones dadas por la norma API 12c.

Los primeros pueden usarse para fabricación de tanques, empleando soldadura de fusión y corte de oxígeno, si el contenido de carbono no excede de 0.35%. Los tanques se pueden fabricar de placas de acero que reúnan las especificaciones, SA-7, SA-113 grado C y SA-283 grados A, B, C y D siempre y cuando: (1) El tanque no contenga gases o líquidos letales, (2) que el espesor de la placa no exceda de 5/8", (3) que la temperatura de operación, éste entre -20°F y 650°F, (4) que el acero sea fabricado por medio de horno eléctrico u horno de hogar abierto y (5) que el material no se use para calderas de vapor, sometidas a la acción del fuego directo.

Los esfuerzos permisibles para éstas y otras placas de acero, así como para aquellos aceros usados en tubería, forja, fundición y material para pernos, pueden consultarse en el código ASME (14).

Uno de los aceros más ampliamente empleados para propósitos generales en la construcción de tanques de presión, es el SA-283 grado C, éste acero tiene buena ductibilidad y se forma, suelda y maquina fácilmente. Es también de los aceros para la fabricación de tanques a presión apropiados más económicos. Sin embargo, su uso se limita para tanques con placas, que no excedan de 5/8" de espesor. Para tanques cuya envoltura sea más gruesa, el SA-285 grado C, se utiliza mucho en tanques a presión moderada. En los casos de tanques de altas presiones, ó tanques de gran diámetro se puede usar un acero de más alta resistencia, con la ventaja que se reduce el espesor de las paredes. El SA-212 grado B, es apropiado para éstas aplicaciones y requiere un espesor de solamente 79% que el requerido por el SA-285 grado C. Este acero es de fácil fabricación, pero más caro que los demás.

Los aceros SA-283, no se pueden utilizar para aplicaciones de temperaturas sobre 650°F; los aceros SA-285, no se pueden utilizar con temperaturas mayores a 900°F; y los aceros SA-212 no se pueden utilizar con temperaturas arriba de 1000°F.

Sin embargo, ambos aceros, el SA-285 y el SA-212, tienen esfuerzos permisibles bastante bajos, en altas temperaturas. Por tal motivo, para temperaturas, entre 650°F y 1000°F, el acero SA-284 que contiene de 0.4 a 0.6 % de molibdeno, es satisfactorio y tiene buenas cualidades de plasticidad. Para servicios a baja temperatura (-50°F a 150°F), un acero al níquel, tal como el SA-203, se puede utilizar. El esfuerzo permisible para éste acero no está especificado para temperaturas menores a -20°F. Normalmente el fabricante debe hacer pruebas de impacto para determinar las aplicaciones del acero y su resistencia a las fracturas, para servicio a bajas temperaturas.

c) SOLDADURAS : METODOS Y NORMAS.

Soldadura por Fusión.—La soldadura por fusión, es el método más ampliamente usado en la construcción de tanques de acero. (15)

Este método en la construcción es casi ilimitado con relación al tamaño, y es extensamente empleado para la fabricación y erección de equipo de proceso en el campo. A menudo, tales equipos están fabricados por partes. En éste tipo de fabricación, las secciones de la unidad se sueldan en el taller y se ensamblan en el campo. Para equipo sumamente pequeño que permita la transportación en camiones, trenes, barcos, y en general, se sueldan completamente en el taller debido al menor costo y al mayor control en el proceso de la soldadura.

Hay dos tipos de soldadura por fusión que se usan extensivamente para la fabricación de tanques, estos son:

(1) El proceso de soldadura a gas, en la cual una mezcla de combustible, de acetileno y de oxígeno, abastece el calor necesario para fusión y (2) el proceso de soldadura de arco-eléctrico, en la cual el calor de fusión es suministrado por una corriente eléctrica (16, 17, 18, 19). La soldadura por arco, es el proceso preferido debido a la reducción del calor en el material que se está soldando, la reducción de la oxidación y un mejor control de soldadura.

Se dispone de una gran cantidad de equipo de soldadura por arco, desde las unidades soldadoras portátiles, hasta las grandes máquinas automáticas de soldar. Las pequeñas máquinas soldadoras de arco, son ampliamente usadas en talleres de soldadura, donde se fabrican equipos pequeños, mientras que las máquinas automáticas son más apropiadas para las soldaduras de grandes secciones, que requieran una gran cantidad de soldadura.

La soldadura de gas, es el tipo preferido de soldadura para láminas de pequeños calibres, las cuales son difíciles de soldar por el proceso de arco eléctrico.

El equipo de soldadura por gas, es muy útil para el corte por flama, ya sea en el campo o en el taller.

Uno de los más recientes y exitosos desarrollos en el campo de la soldadura por arco, de tanques, es el proceso de soldadura por arco sumergido.

El proceso requiere sumergir el arco, bajo una capa de una substancia mineral granulada. El arco bajo la capa, genera calor para fundir el electrodo y depositar material fundido. Una porción del material granulado se funde, formando una capa protectora sobre el metal fundido, y solidifica con él. Además de proteger completamente al metal fundido de la atmósfera, éste proceso hace que el metal fundido quede virtualmente libre de hidrógeno. Como no produce chispa, y produce una menor cantidad de humo y gases peligrosos, aventaja los procesos de soldadura mencionados anteriormente.

Como el cordón no puede ser observado por el operador, se usan dispositivos mecánicos para controlar sus dimensiones. Se pueden depositar de una sola pasada, varias pulgadas del material fundido, hecho que disminuye grandemente el tiempo de sol-----

dadura requerido.

Normas de Soldadura.-El éxito en la fabricación de equipo por soldadura, depende del control de las variables que intervienen en la soldadura, tales como la experiencia y entrenamiento del soldador, el uso de los materiales apropiados, y de los procedimientos de soldadura. Un soldador inexperto que use materiales de inferior calidad o que emplee procedimientos incorrectos, puede fabricar un tanque que tenga una buena apariencia, pero que tenga juntas defectuosas las cuales pueden fallar durante la operación del equipo.

Un número de códigos y estándares han sido establecidos, para éste propósito. Algunas de éstas normas son:

El código ASME para calificación de soldadura (La sección IX del código ASME para calderas).

El código ASA para tuberías a presión (B-131.1, sección 6 y apéndices I y II).

Procedimientos normales de calificación de la Sociedad Americana de Soldadura.

Las normas 12c de la API, de las especificaciones para tanques soldados para almacenamiento de aceite (sección VII y VIII).

La Sociedad Americana de Soldadura (AWS), establece las normas básicas para calificar operadores y procedimientos.

Estas normas de calificación, forman las bases para la mayoría de las normas de varios códigos. Para propósitos prácticos, por consiguiente las reglas para calificar soldaduras y procedimientos de soldadura, son esencialmente las mismas en los diversos códigos y normas. Sin tomar en cuenta el tanque a presión, se necesita que reúna los requisitos de alguno de los códigos o normas, o no. Es aconsejable que la soldadura esté de acuerdo a una de las normas mínimas.

Cada taller, deberá establecer los procedimientos de soldadura más apropiados a sus necesidades y a su equipo. Para reunir los requisitos de las normas de soldadura mencionadas previamente, no es necesario que los procedimientos de soldadura sean los mismos en todos los talleres. Pero es necesario que a pesar de los procedimientos usados, las juntas soldadas pasen las pruebas de calificación para procedimientos de soldadura y que los soldadores sean calificados en el uso de los mismos procedimientos.

Para reunir los requisitos de las normas, las soldaduras hechas por procedimientos en detalle, deberán ser probadas para determinar la resistencia a la tensión, ductilidad, y la seguridad de las juntas soldadas. Las pruebas requeridas para los procedimientos de soldadura especificadas por la norma 12c de la API, incluyen las siguientes:

A) Para soldaduras a tope :

1) Prueba de tensión con la sección reducida (para resistencia a la tensión).

- 2) Prueba de flexión libre (para ductilidad).
- 3) Prueba para flexión de la raíz (para seguridad).
- 4) Prueba de flexión frontal (para seguridad).
- 5) Prueba de flexión lateral (para seguridad).

B) Para soldaduras de filete:

- 1) Prueba de corte transversal (para resistencia al corte).
- 2) Prueba de flexión libre (para ductilidad).
- 3) Prueba de seguridad de la soldadura de filete.

Los resultados mínimos requeridos por las pruebas tales como las que se mencionaron anteriormente, están descritas en varios códigos.

Algunos requisitos representativos son:

- 1) La resistencia a la tensión, en la prueba de tensión con la sección reducida, la cual no deberá ser menor al 95% de la resistencia mínima a la tensión del material que se suelda.
- 2) La elongación mínima permisible en la prueba de flexión libre es 20%.
- 3) La resistencia al corte de las soldaduras en la prueba de corte transversal, no deberá ser menor al 87% de la resistencia mínima a la tensión del material que se suelda.
- 4) En las varias pruebas de seguridad, la superficie convexa de la muestra de prueba, se examina para ver si tiene fracturas aparentes u otros defectos.

Si cualquier fractura excede de $1/8''$ en cualquier dirección, se considera que la junta a fallado. Los soldadores, así como los procedimientos de taller deben reunir ciertos requisitos. Los soldadores deben ser calificados en el procedimiento establecido, de acuerdo a la prueba descrita previamente. Esto es importante debido a que un soldador, puede calificar cuando usa un procedimiento, pero puede ser incapaz de calificar, cuando usa otro. Por ejemplo, un operador de una máquina soldadora automática puede producir soldaduras satisfactorias con esa máquina, pero puede no calificar cuando usa equipo manual.

Tipos de Juntas Soldadas.—En la fabricación de tanques, se usa una variedad de juntas soldadas. La selección del tipo de junta, depende del servicio, del espesor del metal, de los procedimientos de fabricación y de los requisitos de algún código. La fig. (II.5) es un diagrama del código API-ASME para tanques a presión, que ilustra algunos tipos de juntas soldadas, usados en las soldaduras de placa para la fabricación de tanques a presión.

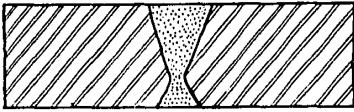
En vez de dibujar detalles de soldadura, para especificar el tipo de soldadura deseado, se usan símbolos convencionales para soldadura. Algunos símbolos típicos se muestran en la fig. (II.6).

Eficiencia de la Juntas Soldadas.—El uso de una junta soldada, puede reducir la resistencia de la parte en o cerca de la soldadura. Esto puede resultar en discontinuidades metalúrgicas y esfuerzos residuales. Las reglas del código, le dan tolerancia a estos factores, especificando las eficiencias de juntas para varios tipos de soldadura con y sin liberación de esfuerzos obtenidas de radiografías.

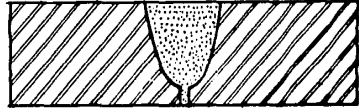
Al diseñador, se le permiten opciones en la selección del tipo de juntas soldadas a emplear, y si el tanque y sus partes deben ser liberadas de esfuerzos, o no, y si las juntas soldadas se deben radiografiar, o no.

Todas las envolturas de tanques, con un espesor mayor a $1\frac{1}{4}''$ o mayores de $(d + 50) / 120$ (donde d , es igual al diámetro interior) deben ser térmicamente liberadas de esfuerzo. Los tanques de cualquier espesor, fabricados con los siguientes tipos de acero de baja aleación, deben ser liberados de esfuerzo: SA-387 grados B, C, D y E; el SA-301 grado B; SA-308; SA-217 grados WC4 y WC5 y el acero al cromo molibdeno teniendo un contenido de cromo mayor a 0.7%. Así mismo, los tanques que tengan una envoltura con espesor mayor de 0.58% deben ser térmicamente liberados de esfuerzo, si se fabrican de los siguientes aceros: SA-202, SA-203, SA-204, SA-225, SA-299, SA-301 grado A, SA-387 grado A y cualquier otro acero que tenga un contenido de molibdeno especificado de 0.4% a 0.65% y un contenido de cromo, no mayor a 0.7%, así mismo las placas mayores de 1" de espesor, deben estar liberadas de esfuerzo, si concuerdan con las especificaciones de los siguientes aceros: SA-212, SA-105 grado II, SA-181 grado II, SA-266 grado II, SA-95 y SA-216 grado WCB. Si se usan aceros de alta aleación, la liberación de esfuerzos no es requerida, como en el caso de aceros austeníticos --inoxidables al cromo níquel. El incremento en la eficiencia de las juntas, se puede usar si esos aceros son tratados al calor, arriba de 900°F. Si los tanques se construyen de acero ferrítico inoxidable al cromo, la liberación de esfuerzo se requiere en todos los espesores de tanques, excepto en el caso del 405, soldado con electrodos, que es un proceso que produce la soldadura austenítica. El código proporciona las temperaturas, y describe el procedimiento a seguir en la liberación de esfuerzo, térmicamente.

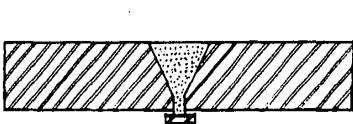
El exámen radiográfico se requiere para juntas embutidas de doble soldadura, si el espesor de la placa es mayor a $1\frac{1}{2}''$. Si el espesor de la placa es mayor de 1", se requiere la completa radiografía de cada junta soldada, si el tanque se fabrica de: SA-202; SA-203; SA-212; SA-225; SA-294; SA-299; SA-301 o SA-302. Los tanques de cualquier espesor, que se fabrican de: SA-353; SA-357 o SA-387, se tienen que radiografiar. También los tanques, construidos de aceros de alta aleación como el 405, soldado con electrodos de cromo puro, y los tipos 410 y 430, soldados con cualquier electrodo, deben ser radiografiados en todos los espesores, excepto cuando el contenido de carbono, no excede de 0.8%, el espesor de la placa no excede a $1\frac{1}{2}''$ y se usan soldaduras austeníticas.



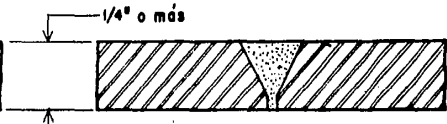
Junta a tope, soldada doblemente.
(Ranura tipo V)



Junta a tope, soldada doblemente.
(Ranura tipo U)



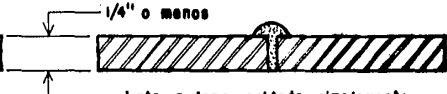
Junta a tope, soldada simplemente con
cubrejunta atras.
(Puede emplearse ranura tipo V o tipo U)



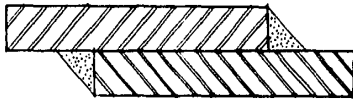
Junta a tope, soldada con
cubrejunta atras
(Puede emplearse ranura tipo V o tipo U)



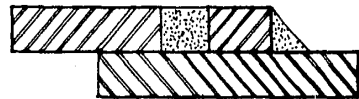
Junta a tope, soldada simplemente
con cubrejunta atras



Junta a tope, soldada simplemente
con cubrejunta atras.



Junta a solape con
doble filete.



Junta a solape con simple
filete y soldadura de tapón.

Fig. (II.5) Empleo de Juntas Soldadas. (Nota.- Los dos tipos de juntas traslapadas, pueden ser usadas sólo para juntas circunferenciales y para placas de envolturas, no mayores de 5/8" de espesor para fijación de Boquillas y Refuerzos con limitación de espesor 5). (Figura tomada del código API-ASME).

Tipo de Soldadura							Soldado en Obra	Soldado en todo Alrededor	Enrasado	
Leñador	Filete	Ranura								Ranura y Tapon
		Cuadrada	V	Bisel	U	J				
Situación de las Soldaduras										
En el lado de la flecha (o cercano) de la junta			En el otro lado (o lejano) de la junta				En ambos lados de la junta			

- 1.- El lado de la junta al que señala la flecha, es el lado de la flecha (o cercano).
- 2.- Las soldaduras por ambos lados son del mismo tipo, a menos que se indique otra cosa.
- 3.- Los símbolos se aplican entre los cambios bruscos de dirección de la junta o como acotados (excepto, cuando se usa el símbolo de todo alrededor).
- 4.- Todas las soldaduras son continuas y de las proporciones estandares del usuario, a menos que se indique otra cosa.
- 5.- La cola de la flecha se utiliza para referencia de especificaciones (puede omitirse, cuando no se emplea dicha referencia).
- 6.- Las dimensiones o cotas de las soldaduras, las longitudes de los trozos y los espaciamientos, se dan en pulgadas en el sistema inglés, y en milímetros en el métrico.
- 7.- Cuando se usa un símbolo de soldadura en ángulo o tipo J, la flecha deberá apuntar con un quiebre definido con el miembro el cual va a ser biselado.
- 8.- Para una instrucción más detallada en el uso de símbolos, referirse a los símbolos normales de soldadura, publicado por la Sociedad Americana de Soldadura.

Fig. (II.6) Símbolos de Soldadura recomendados por las normas API 12c.

III.- DISEÑO Y CALCULO DEL TANQUE

1.- TEORIA Y METODOS DE CALCULO.

a) DISEÑO DE ENVOLTURAS CILINDRICAS BAJO PRESION INTERNA.-

Las ecuaciones para determinar el espesor de envolturas cilíndricas de tanques bajo presiones internas, están basadas según una ecuación modificada sobre la teoría de la membrana. El desarrollo de ésta ecuación se describe en varios libros. La modificación cambia empíricamente la ecuación de la pared delgada en aproximadamente la ecuación de Lamé, para los tanques de pared gruesa. (14)

La ecuación puede desarrollarse en cualquiera de las siguientes formas:

$$t = pr_i / (fE - 0.6p) = pr_o / (fE + 0.4p) \quad (III.1)$$

o

$$p = fE_t / (r_i + 0.6t) = fE_t / (r_o - 0.4t) \quad (III.2)$$

donde:

t = Mínimo espesor requerido en la envoltura, sin considerar tolerancia por corrosión, en pulg..

p = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permisible, en lb / pulg².

E = Eficiencia de la junta soldable. (Ver tabla III.1)

f = Esfuerzo máximo permisible en lb. / pulg² (14)

r_i = Radio interior de la envoltura, en pulg.

r_o = Radio exterior de la envoltura, en pulg.

Si el espesor de la envoltura excede del 50% del radio interior, o cuando la presión excede a 0.385 fE , la ecuación de Lamé, debe ser usada para calcular el espesor de la envoltura del tanque.

Las siguientes formas de la ecuación de Lamé, están tomadas por el código. (14)

Con la presión p conocida:

$$t = r_i (Z^{1/2} - 1) = r_o \frac{(Z^{1/2} - 1)}{Z^{1/2}} \quad (III.3)$$

donde:

$$Z = (fE + p) / (fE - p) \quad (III.4)$$

Cuando t es conocido:

$$p = fE (Z - 1) / (Z + 1) \quad (\text{III.5})$$

donde:

$$Z = (r_0 + t)^2 / r_0^2 = r_0^2 / r_1^2 = r_0^2 / (r_0 - t)^2 \quad (\text{III.6})$$

TABLA III.1.-Eficiencias Máximas Permisibles para Uniones con Soldaduras de Gas y Arco.

Del código ASME, para tanques a presión de 1956, con permiso de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.

TIPO DE UNION	LIMITACIONES	EFICIENCIA EN % DE UNA UNION BASICA	RADIOGRAFIADA.	TERMINACIONES DE LA UNION DE ESP. EN %	EFICIENCIA NOMINAL DE LA UNION DE ESP. EN %
Doblemente soldada unión embutida.	No	----	No	No	80
Unión embutida, simplemente soldada, con cubrejunta atrás.	Uniones longitudinales para placas no mayores de 1/4" espesor. No tiene limitaciones de espesor en uniones circunferenciales.	80	No Si Si	Si No Si	85 90 95
Unión embutida, simplemente soldada, sin cubrejunta atrás.	Sólo para juntas circunferenciales y para placas no mayores de 5/8" de espesor.	70	No No	No Si	70 75
Unión traslapada con doble filete.	Uniones longitudinales para placas no mayores de 3/8" de espesor. Uniones circunferenciales con espesores de placa no mayores de 5/8" de espesor	65	No No	No Si	65 70
Unión traslapada con simple filete y con soldadura de tapón	Sólo para uniones circunferenciales para placas no mayores de 5/8". fijación de las tapas con diámetro exterior no mayor de 24" a envolturas con espesor no mayor de 5/8"	60	No No	No Si	60 65

(CONTINUACION)

Unión traslapada con simple filete y sin soldadura de tapón	Sólo para fijación de tapas cóncavas a presión para envolturas, con placas no mayores de 5/8" de espesor, y para fijación de tapas cóncavas a presión, con diámetro exterior no mayor de 24" y espesor de envolturas no mayor de 1/4".	50	No No	No Si	50 55
---	--	----	----------	----------	----------

b) TAPAS ELIPTICAS CONCAVAS SOMETIDAS A PRESION INTERNA.

Los tipos más comunes de tapas para tanques bajo presión interna, son las tapas elípticas cóncavas (tapa elipsoidal) con una relación de eje mayor a eje menor de 2 a 1.

Para éste caso, pueden aplicarse las siguientes relaciones:

$$t = p d / (2fE - 0.2p) \quad (III.7)$$

$$p = 2 f E_t / (d + 0.2t) \quad (III.8)$$

donde:

d = Diámetro interior del faldón de la tapa.

Otras relaciones empleadas para determinar los espesores de la envoltura, cuando la relación de ejes es de 2 a 1, son:

$$V = 1/6 (2 + K^2) \quad (III.9)$$

$$t = p d V / (2fE - 0.2p) + C \quad (III.10)$$

donde:

V = Factor de intensificación de esfuerzo, obtenido de la ec. (III.9)

E = Eficiencia de la junta soldada.

C = Tolerancia por corrosión en pulg.

K = a/b ; relación entre el eje mayor y el eje menor.

La fig. (III.1) nos muestra una tapa elíptica cóncava.

Ejemplo de cálculo de diseño de una tapa.- El espesor dado para tolerancia a la corrosión de una tapa elíptica cóncava sin costura, será determinada para un tanque que tiene un diámetro interior de 40 pulg., el cual va a ser operado con una presión interna de 200 lb / pulg.² La profundidad de la parte cóncava, es de 9 pulg. y el esfuerzo permisible es de 13750 lb/pulg.² La eficiencia de la junta E, es igual a 1.0 para tapas sin costura.

Haciendo referencia a la ec. (III.9), se tiene:

$$V = 1/6 (2 + K^2) = 1/6 (2 + (20/9)^2) = 1.15$$

Por la ec. (III.10) :

$$t = \frac{p d V}{2fE - 0.2p} = \frac{200(40)(1.15)}{2(13750) - 0.2(200)} = 0.33 \text{ pulg.}$$

c) DISEÑO DE TANQUES HORIZONTALES A PRESION CON SOPORTES DE SILLETA

La selección del tipo de soporte para un tanque a presión, depende de diversas variables como son, el tamaño del tanque, el espesor de la pared, el espacio disponible, la elevación del tanque en relación con el piso, los materiales de construcción y la temperatura de operación.

Los tanques cilíndricos horizontales a presión, por lo general se encuentran apoyados en soportes de silleta o camas. Si la parte inferior del tanque, se localiza a una distancia corta sobre el nivel del piso, se pueden usar silletas de acero que descansan en pilares del mismo material. Cuando los tanques son elevados, se emplea un armazón de acero estructural para soportar -- las silletas o camas.

Si se emplean dos soportes igualmente espaciados, la carga resultante del peso del tanque y su contenido, quedará igualmente repartido en ambos, aunque un soporte asiente más que el otro. El sistema de dos soportes ofrece mayores ventajas, que si empleáramos un sistema en el que se incluyen un mayor número de ellos, ya que las cargas no pueden estar igualmente repartidas después de que éstos se asienten.

Cuando un tanque horizontal descansa sobre soportes de silleta tal como se muestra en la fig. (III.2), éste se comporta como una viga. Un análisis de los esfuerzos producidos en el cuerpo del tanque debidos a los soportes, fueron elaborados por Zick, (20), quién desarrolló ecuaciones para obtener dichos esfuerzos. Estas relaciones de Zick, contienen constantes empíricas determinadas experimentalmente.

Empleando éste método de análisis, se pueden valuar los siguientes esfuerzos:

- 1.-El esfuerzo máximo longitudinal.
- 2.-El esfuerzo cortante tangencial.
- 3.-El esfuerzo tangencial, del asta de la silleta.
- 4.-El esfuerzo adicional en la tapa, considerada como un refuerzo.

Además, por éste método de análisis pueden también determinarse, la longitud máxima sin refuerzo del tanque entre las tapas, el anillo de compresión del cuerpo sobre la silleta, los esfuerzos en los anillos de refuerzo y la fuerza total horizontal, actuando contra las astas de la silleta. La localización de los soportes debe elegirse preferentemente, de manera tal, que la dimensión A sea menor que la dimensión R , con el fin de obtener una mayor ventaja del efecto de refuerzo en la tapa. La dimensión A , deberá elegirse generalmente, como $A = 0.4R$, y la misma no deberá exceder del 20% de la longitud L , o de otra manera, el esfuerzo resultante de la sección que queda en volado, será excesiva.

Un tanque cilíndrico con tapas o remates cóncavos en los extre-

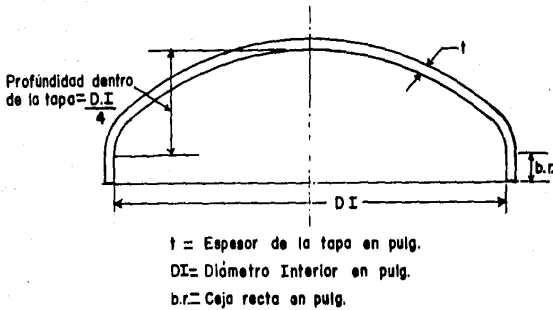


Fig.III-1.- Tipo de Tapa Elíptica Cóncava.

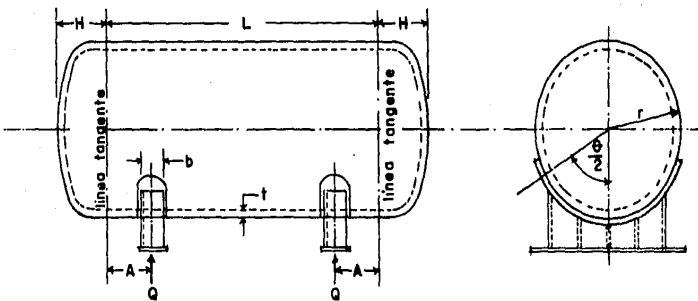


Fig.III-2.- Diagrama de un tanque horizontal con dos soportes de silleta

A = Distancia de la línea tangente a la silleta, en pies.

L = Longitud del tanque, de tangente a tangente, en pies.

H = Profundidad de la tapa, en pies.

Q = Carga total por silleta, en libras = Peso total dividido entre dos.

R = Radio del tanque, en pies.

b = Ancho de la silleta, en pulgadas.

r = Radio del tanque, en pulgadas.

t = Espesor de la envoltura del tanque, en pulgadas.

θ = Angulo total incluido por la silleta, en grados.

w = Carga por unidad de longitud, en lb/pie.

mos puede ser tratado como un cilindro equivalente, teniendo una longitud igual a, $(L + 4/3 H)$, en donde L , es la distancia entre las líneas tangentes al tanque y H , es la profundidad de la tapa o remate. Esta aproximación supone que el peso de la tapa y el fluido contenido en su interior, es igual a los dos tercios del peso de un cilindro de longitud H y del fluido contenido en él.

Esta aproximación, es válida únicamente en el caso de tapas hemisféricas y tapas cónicas elípticas. Esto puede demostrarse como sigue:

El volúmen en pies cúbicos de las tapas de forma elíptica, puede ser calculado mediante la ecuación:

$$V = 0.000076 d_i^3 \quad (\text{III.2})$$

donde:

d_i = Diámetro interior del tanque, en pulg.

V = Volúmen de la tapa cónica elíptica con brida recta, en pies cúbicos.

Entonces:

Para tapas de 100 pulg. de diámetro, tendremos:

$$V = 0.000076 (100)^3 = 76 \text{ pies}^3.$$

estando dada la profundidad de la misma por $d_i/4 = 25$ pulg.

El volúmen de un cilindro de 100 pulg. de diámetro, y 25 pulg. de profundidad, es de 114 pies³. La relación del volúmen de la tapa, al volúmen del cilindro, es 76/114 o sea 2/3.

El peso del fluido y la envoltura del tanque, pueden ser considerados ambos como una carga uniforme, igual al peso total, dividido por la longitud equivalente, o sea:

$$\omega = 2Q / (L + 4/3 H) \quad (\text{III.12})$$

donde:

ω = Carga uniforme, en pies por libra.

La envoltura bajo condiciones de carga, a lo largo de la longitud L , se comporta como una viga uniformemente cargada.

La carga de las tapas, introduce un esfuerzo de corte en las uniones de las mismas con el cilindro, igual a $2/3H\omega$.

Esta carga produce, un par vertical actuando a una distancia de $3/8 H$, del punto de tangencia y un par horizontal, actuando con un brazo de palanca de $R/4$, donde R , es el radio del tanque en pies.

* Para efectos de éste estudio, se designará como envoltura la pared que envuelve el cuerpo del tanque.

ESFUERZOS FLEXIONANTES LONGITUDINALES.

Como en el caso de una viga en volado con dos apoyos, existen dos momentos máximos de flexión en la dirección longitudinal del tanque.

Un máximo, ocurre sobre los soportes de las silletas, y el otro máximo se localiza en el centro del claro del tanque. La envoltura, actúa como una viga apoyada sobre los dos soportes, bajo una carga uniforme del tanque y su contenido, tal como se muestra en la fig. (III.3).

El momento máximo sobre los soportes M_q , puede ser determinado, haciendo referencia a la fig. (III.3), tomando el momento máximo con respecto al centro de la reacción Q , sobre la distancia $H + A$.

Momento Cortante Vertical = $2/3 Hw$ (A) contra-reloj

Par Vertical = $2/3 Hw$ (3/8H) contra-reloj

Momento de la Envoltura en volado. = wA (A/2) contra-reloj

Par Horizontal = Rw (R/4) sentido-reloj

Por lo tanto:

$$M_q = w \left[\frac{2HA}{3} + \frac{A^2}{2} - \frac{(R^2 - H^2)}{4} \right]$$

Sustituyendo el valor de w dado en la ecuación (III.12), en ésta tenemos :

$$M_q = QA \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{(R^2 - H^2)}{2AL}}{1 + 4/3 \frac{H}{L}} \right] \quad (III.13)$$

El momento flexionante máximo en el centro del claro, está determinado tomando la suma de momentos flexionantes con respecto a la silleta, sobre la distancia $H + L/2$.

Además de los momentos, sobre la distancia $H + A$, está el momento:

$$\omega (L - 2A)/2 \cdot (L - 2A)/4 = \omega (L - 2A)^2 / 8$$

Tomando una suma de momentos, y respetando la convención de signos dados al momento M_c en el centro del claro, tenemos:

$$M_c = \left[\frac{(L - 2A)^2}{8} - 2/3 HA - A^2/2 - (R^2 - H^2) / 4 \right]$$

$$= QL/4 \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + 4/3 \frac{H}{L}} - \frac{4A}{L} \right] \quad (III.14)$$

Para determinar el esfuerzo, el momento de inercia de la envoltura deberá ser valuado. Encima de cada soporte de silleta se producen momentos flexionantes circunferenciales, los cuales permiten que la parte superior de la envoltura que no está sometida a esfuerzo, se deforme. Esta deformación hace que la parte de la envoltura no actúe como viga y reduce la sección transversal efectiva, de la misma manera que si se cortara una sección horizontal del tanque a una distancia sobre la silleta.

El arco Δ , medido desde ambos lados de la línea de centros de la silleta, hasta éstos cortes ficticios, define la sección transversal efectiva del tanque, como se muestra en la fig. (III.4).

Mediante la ecuación siguiente, podemos encontrar el momento de inercia I_x , del arco de envoltura comprendido por el ángulo 2Δ :

$$I_x = 2tr^3 \int_0^{\Delta} \sin^2 \Delta \, d\Delta = 2tr^3 \left[\frac{\Delta}{2} + \frac{\sin \Delta \cos \Delta}{2} \right] \quad (III.15)$$

El centroide de la envoltura, incluido en el ángulo 2Δ , está localizado a una distancia de, $r(\sin \Delta / \Delta)$, del eje $x-x$, (donde Δ , está medido en radianes).

Por lo tanto, el momento de inercia del arco de envoltura con respecto a su centroide, es:

$$\begin{aligned} I_{cent.} &= I_x - A d^2 \\ &= 2tr^3 \left[\frac{\Delta}{2} + \frac{\sin \Delta \cos \Delta}{2} \right] - \frac{(r \sin \Delta)^2}{\Delta} 2\pi r t (\Delta / \pi) \\ &= tr^3 \left[\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - \frac{2 \sin^2 \Delta}{\Delta} \right] \quad (III.16) \end{aligned}$$

El módulo de sección, Z , para el lado en tensión de la silleta, es:

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{r^3 t \left[\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2(\sin^2 \Delta / \Delta) \right]}{r(\sin \Delta / \Delta) - r \cos \Delta}$$

$$Z = r^2 t \left[\frac{\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - (\sin^2 \Delta / \Delta)}{(\sin \Delta / \Delta) - \cos \Delta} \right] \quad (III.17)$$

El esfuerzo f_1 en la silleta (de las ecs. (III.13) y (III.17)).

$$f_1 = \pm \frac{M}{Z}$$

$$= \frac{12QA}{r^2 t} \left[\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + 4H / 3L} \right] \left[\frac{\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2(\sin^2 \Delta / \Delta)}{(\sin \Delta / \Delta) \cos \Delta} \right]$$

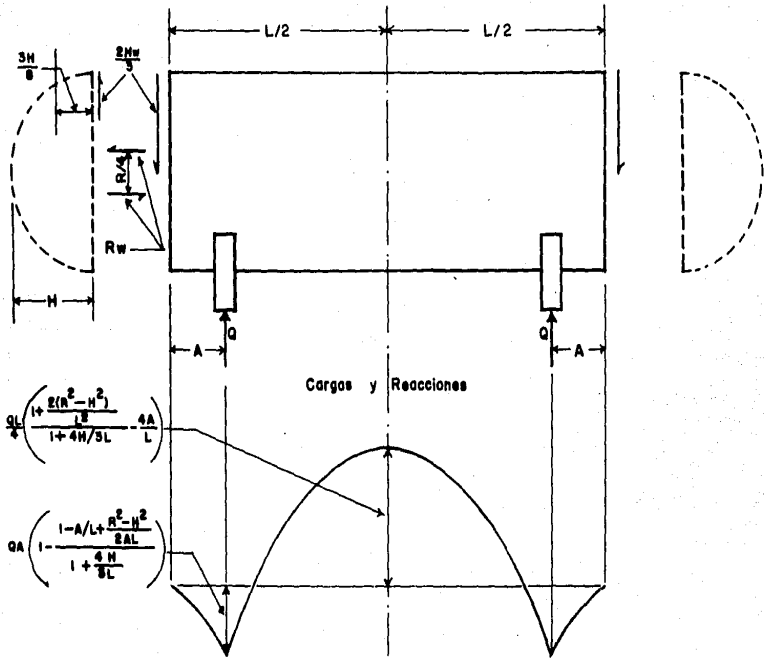


Diagrama de Momentos Flexionantes en lb.-pie.

Fig. III-3.-Envoltura Cilindrica del tanque actuando como viga sobre apoyos.

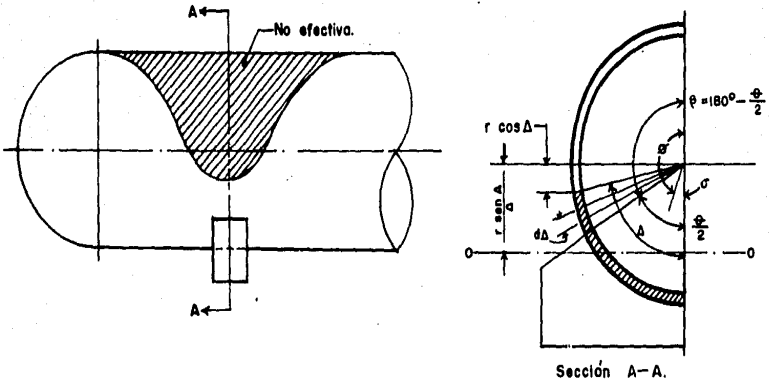


Fig. III-4.-Diagrama indicando el área efectiva de la envoltura actuando como viga.

$$= \frac{3QL}{\pi r^2 t} \left[\frac{4A}{L} \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + 4H/3L} \right) \left(\frac{(\text{sen } \Delta / \Delta - \cos \Delta)}{\Delta + \text{sen } \Delta \cos \Delta - \frac{2 \text{sen}^2 \Delta}{\Delta}} \right) \right]$$

o

$$f_1 = \pm \frac{3 K_1 Q L}{\pi r^2 t} \quad (\text{III.18})$$

donde:

$$K_1 = \left[\frac{4A}{L} \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + 4H/3L} \right) \left(\frac{\pi \left(\frac{\text{sen } \Delta}{\Delta} - \cos \Delta \right)}{\Delta + \text{sen } \Delta \cos \Delta - \frac{2 \text{sen}^2 \Delta}{\Delta}} \right) \right] \quad (\text{III.19})$$

En forma similar, usando las ecs. (III.13) y (III.17) encontramos que el esfuerzo a la mitad del claro, f_2 , será:

$$f_2 = \pm \frac{[QL]}{2} \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + 4H/3L} - \frac{4A}{L} \right] \pi r^2 t$$

o

$$f_2 = \pm \frac{3 K_2 Q L}{\pi r^2 t} \quad (\text{III.20})$$

donde:

$$K_2 = \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + 4H/3L} - \frac{4A}{L} \right] \quad (\text{III.21})$$

Los valores de K_1 y K_2 , para diseños de tanques y proporciones diferentes, pueden ser obtenidos de la fig. (III.5).

En la fig. (III.5), K_1 está trazada para la condición de $H=R$ cuando el esfuerzo f_1 es el que predomina y K_2 para la condición

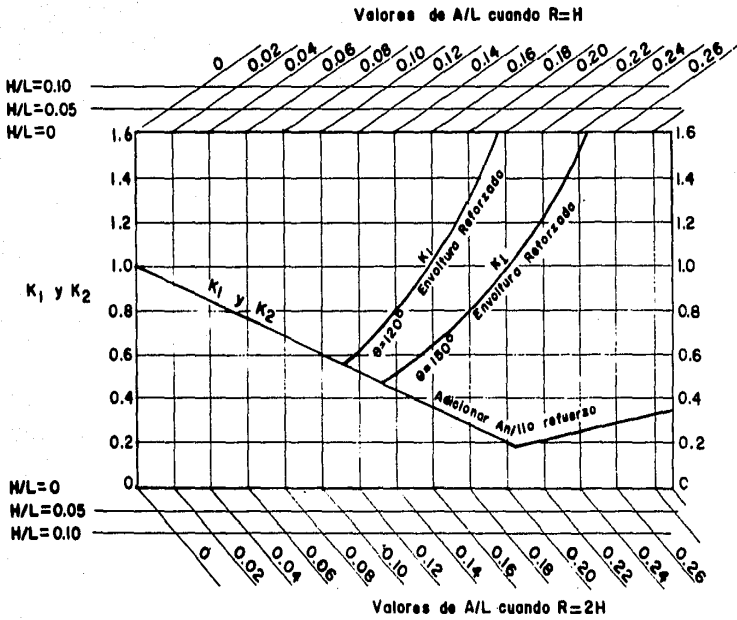


Fig.III-5.- Gráfica para la obtención de las constantes K_1 y K_2 del momento Flexionante Longitudinal.

de $H = 0$, cuando el que predomina es f_2 . Estas aproximaciones simplifican los cálculos y proporcionan diseños conservadores.

Debe hacerse notar que la ecuación (III.21) fue obtenida, dividiendo el momento flexionante máximo, entre el correspondiente módulo de sección. El esfuerzo así obtenido, será el esfuerzo axial máximo en lb/pulg². de la envoltura, debido a la flexión de ésta actuando como viga. Este esfuerzo flexionante máximo, puede ser de tensión o compresión.

El esfuerzo de tensión obtenido por la ecuación (III.18) y -- (III.20), cuando está combinado con el esfuerzo axial debido a la presión interna, no deberá exceder al esfuerzo de tensión permisible del material, multiplicado por la eficiencia de las juntas perimetrales.

De acuerdo con Zick (20), el esfuerzo de compresión determinado por las ecs. (III.18) y (III.20), cuando está combinado con un esfuerzo de presión axial, no deberá exceder de la mitad del esfuerzo de cedencia del material a la compresión, o del valor dado de:

$$f_{\text{permisible}} = XY \quad (\text{III.22})$$

donde:

$$Y = 1 \quad \text{para} \quad \frac{L}{R} \leq 60$$

$$Y = \frac{21,600}{18,000 + (L/R)^2} \quad \text{para} \quad \frac{L}{R} > 60$$

$$X = \left(1,000,000 \frac{t}{r} \right) \left(2 - 2/3.100 \frac{t}{r} \right) \quad \text{para} \quad \frac{t}{r} \leq 0.015$$

$$X = 15,000 \quad \text{para} \quad \frac{t}{r} \geq 0.015$$

La ec. (III.22), es aplicable cuando $t \geq 1/4$ pulg. (21)

Deberá notarse que la reducción en un esfuerzo de compresión, como un resultado de inestabilidad elástica no es un factor en un tanque, el cual está diseñado para presión o en el cual $t/r \leq 0.005$

Esta consideración supone el esfuerzo debido al momento flexionante, antes de añadir el esfuerzo originado por la presión interna o externa. Esto es especialmente importante cuando el esfuerzo combinado es menor que el esfuerzo flexionante antes que la presión interna o externa esté aplicada.

ESFUERZO TANGENCIAL CORTANTE.

Envoltura Reforzada por Anillo en el Plano de la Sillita.—Cuando la envoltura presenta la forma cilíndrica, el esfuerzo cortante tangencial varía como el seno del ángulo central, ϕ , medido desde la vertical. El esfuerzo cortante máximo ocurre en el ecuador.

En éste caso la solución analítica es simple.

Sea V , la fuerza cortante como se muestra en la fig. (III.6).
Entonces, entre soportes tendremos:

$$V = Q - \omega (A + H + m)$$

donde:

$$\omega = 2Q / (L + 4/3 H) \quad \text{pies / libra ,}$$

o

$$V = Q - \frac{2Q}{(3L + 4H) / 3} (A + H + m)$$

En la sileta, donde $m=0$,

$$V = Q - 6Q \frac{(A + H)}{3L + 4H}$$

Entonces:

$$V = Q \frac{(L - 2A - 0.7H)}{L + 1.3H} \approx Q (L - 2A - H) / (L + H) \quad (\text{III.23})$$

Considerando una sección de envoltura de longitud dx , como se muestra en la fig. (III.7). De la ecuación siguiente, tenemos:

$$f = \frac{M y}{I} \quad (\text{III.24})$$

Empleando diferenciales, tendremos que:

$$\frac{df}{dx} = \frac{dM}{dx} \left(\frac{y}{I} \right)$$

y si $V = dM/dx$, tendremos que:

$$\frac{df}{dx} = V \left(\frac{y}{I} \right) \quad (\text{III.25})$$

Por otra parte, el momento de inercia con respecto al eje x , está dado por:

$$I = \pi r^3 t \quad (\text{III.26})$$

Por otro lado:

$$y = r \cos \phi \quad (\text{III.27})$$

$$dA = t dl = t r d\phi \quad (\text{III.28})$$

$$dP = df dA \quad (\text{III.29})$$

En la sección ABCD, el momento en AB es M , y en CD, es $(M + dM)$. Si el elemento ΔAO en el anillo, comprendido entre $-\phi$ a $+\phi$ está aislado, existirán fuerzas de flexión en los extremos y fuerzas de corte longitudinales en los planos radiales de N y O , como se muestra en la fig. (III.8).

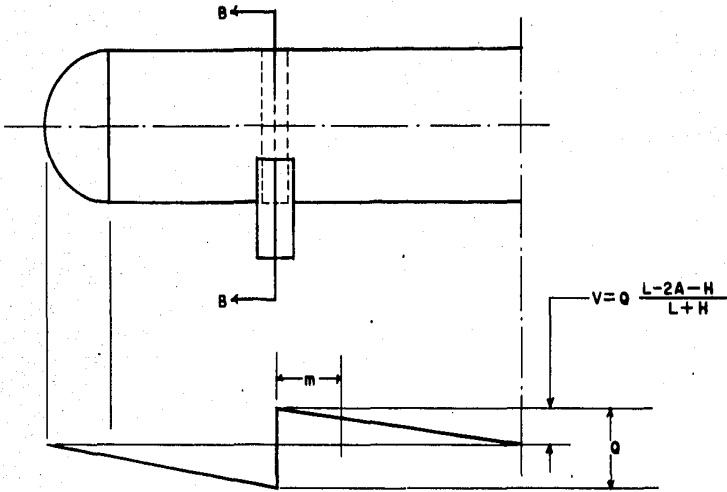


Fig. III-6.- Diagrama de Fuerza Cortante para una envoltura con anillo de refuerzo.

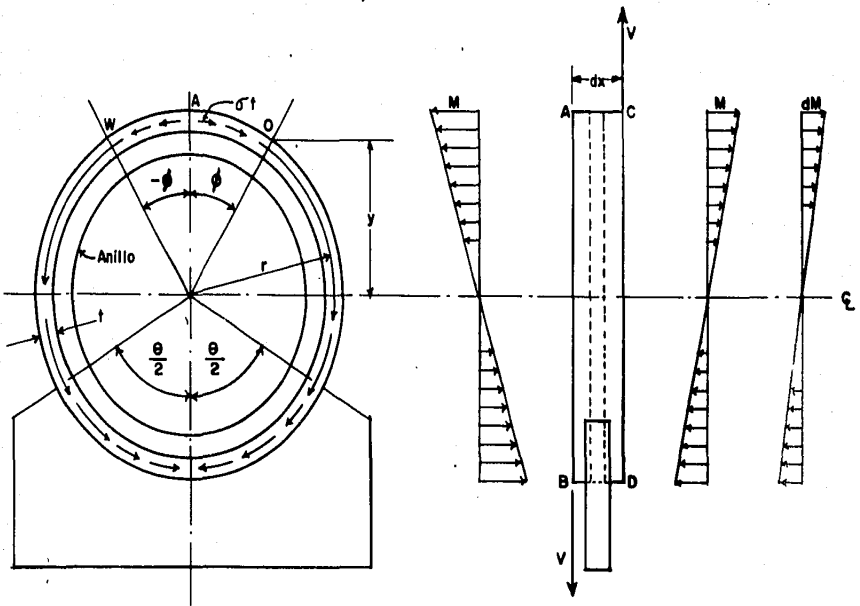


Fig. III-7.- Diagrama de Momentos y corte para una envoltura reforzada con anillo.

Mediante un equilibrio estático de fuerzas, como se muestra en la fig. (III.7), tenemos:

$$\sum F_x = 0$$

o

$$\sum f dA + \sum df dA - \sum df dA + 2\sigma = 0 \quad (III.30)$$

donde σ es la fuerza cortante longitudinal total, sobre la -- sección $\#$ y 0.

Sustituyendo los valores de la ec. (III.29) y (III.30), y simplificando, tenemos:

$$\int dP = \int df dA = - 2\sigma \quad (III.31)$$

Sustituyendo las ecs. (III.25), (III.26) y (III.30), en la ec. (III.29), se tiene:

$$\Delta P = \int dP = \int_{-\phi}^{+\phi} \frac{V \cos \phi d\phi}{\pi r} = \frac{2 V \operatorname{sen} \phi}{\pi r} \quad (III.32)$$

donde ΔP , es el cambio en la fuerza longitudinal en la porción -- $\#AO$, por unidad de longitud del anillo.

ΔP , está equilibrada por el corte longitudinal en una unidad de longitud de la sección radial, $\#$ y 0.

Sustituyendo la ec. (III.32) en la ec. (III.31), se tiene:

$$- 2\sigma = (2t)(\text{corte unitario}) = \frac{2V \operatorname{sen} \phi}{\pi r}$$

o

$$\text{Corte unitario} = \frac{V \operatorname{sen} \phi}{2\pi r t} \quad (III.33)$$

Si un esfuerzo cortante ocurre en un punto dado en un plano de un cuerpo sometido a esfuerzos, debe existir un esfuerzo cortante de igual magnitud en ése punto, dentro de un segundo plano que -- forma un ángulo recto con el primer plano (22). Puesto que el -- esfuerzo de corte, tiene la misma intensidad en las aristas del elemento rectangular, el corte unitario en los extremos del cuerpo -- libre $\#AO$, en el punto $\#$ y 0, es también igual a $(V \operatorname{sen} \phi / \pi r t)$, su dirección es normal al plano radial y tangente a la envoltura, o -- sea:

$$\sigma_t = \frac{V \operatorname{sen} \phi}{\pi r} \quad (III.34)$$

donde σ_t = corte transversal tangencial por unidad de longitud de arco.

La fuerza de corte σ_t , es tangente a la envoltura en todos los puntos, y varía desde cero en lo alto, al máximo en el punto medio, y regresa a cero en la parte baja.

La suma de las componentes verticales de los cortes tangencial transversal, en ambos lados del elemento de refuerzo, es igual a Q.

Para éste caso, el término V en la ec. (III.34) está reemplazado por Q, y la componente vertical es, $r \sin \phi$, veces el de corte.

$$2 \int_0^{\pi} \frac{Q \sin^2 \phi}{\pi r} r d\phi = \frac{2Q}{\pi} \left[\frac{\phi}{2} - \frac{\sin \phi \cos \phi}{2} \right]_0^{\pi} = Q \quad (III.35)$$

El esfuerzo de corte tangencial transversal en un punto de una sección, en ambos lados del elemento de refuerzo, es:

$$f_3 = \frac{V \sin \phi}{\pi r t} = \frac{Q}{\pi r t} \left[\frac{L - 2A - H}{L + H} \right] \sin \phi$$

$$f_3 = \frac{K_3 Q}{r t} \left[\frac{L - 2A - H}{L + H} \right] \quad (III.36)$$

donde:

$$K_3 = \frac{\sin \phi}{\pi} \quad (III.37)$$

Para el valor máximo de f_3 , $\sin \phi = 1$, y $K_3 = 1/\pi = 0.319$. El valor para K_3 es independiente de Θ , el ángulo de contacto con la silleta de soporte.

Para propósitos de diseño, el valor de f_3 no deberá exceder de 0.8 veces el esfuerzo de tensión permisible del material, o sea:

$$f_3 = 0.8 \times \text{Esfuerzo de tensión permisible del material.}$$

ENVOLTURA NO REFORZADA, CON SILLETAS FUERA DE LA TAPA.

Cuando la envoltura del tanque está libre de deformarse donde se apoya con la silleta, el esfuerzo de corte tangencial actúa sobre una sección transversal reducida, y el esfuerzo máximo ocurre en el asta de la silleta.

Aquí las constantes son proporcionales a $\sin \phi$, pero actúan solamente en el doble del arco dado por $(\Theta/2) + (\Theta/2)$ ó $\pi - \alpha$. Este ángulo, es la posición considerada donde ocurren los cortantes máximos tangenciales en la envoltura, la cual está libre de deformarse sobre la silleta y bajo la influencia de la tapa, Zick (20), informa que ésta consideración fué verificada muy exhaustivamente en experimentos con medidores de deformación.

La fig. (III.8), representa una sección tomada en el plano de la silleta, para una envoltura con soportes fuera de la tapa.

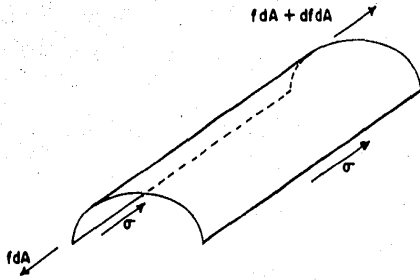


Fig.III-8.- Corte de un lado del elemento visto en la Fig.III-7.

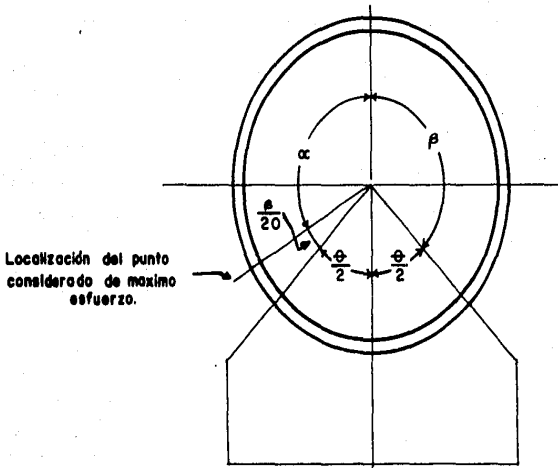


Fig.III-9.- Localización del punto considerado como de máximo esfuerzo en una envoltura sin refuerzo.

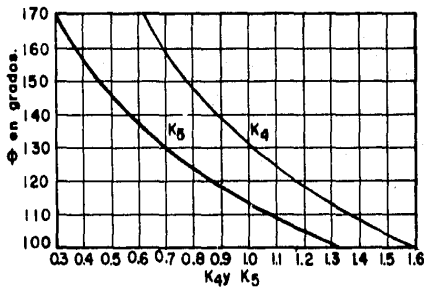


Fig.III-10.- Valores de K_4 y K_5 como una función del ángulo ϕ de la silleta.

Si una porción de la envoltura no es efectiva, como se muestra en la fig (III.3), el esfuerzo cortante σ_t se incrementa en la porción efectiva.

Puesto que la suma de las componentes verticales, debe ser igual a la carga vertical Q , los cortantes se incrementarán en la proporción inversa a la integral de la función:

$$\frac{\sigma_t \text{ (sin refuerzo)}}{\sigma_t \text{ (reforzada)}} = \frac{\int_0^{\pi} \sin^2 \phi \, d\phi}{\int_{\alpha}^{\pi} \sin^2 \phi \, d\phi} = \frac{\left[\frac{\pi}{2} \right]}{\left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{2} \right) \right]}$$

$$\sigma_t \text{ (sin refuerzo)} = \frac{V \sin \phi}{r (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)}$$

El esfuerzo cortante, f_4 , será entonces:

$$f_4 = \frac{Q \sin \alpha}{rt (\pi - \alpha \sin \alpha \cos \alpha)} \left[\frac{L - H - 2A}{L + H} \right]$$

o

$$f_4 = \frac{Q K_4}{rt} \left[\frac{L - H - 2A}{L + H} \right] \quad \text{(III.38)}$$

donde:

$$K_4 = \frac{\sin \phi}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \quad \text{(III.39)}$$

Para diseño, f_4 , deberá ser igual o menor de 0.8 del esfuerzo de tensión permisible del material.

El esfuerzo máximo de corte ocurre en el punto de corte máximo, o sea donde $\phi = \alpha$.

$$K_4 = \frac{\sin \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha}$$

Los valores de K_4 , están dados en la fig. (III.10)

ENVOLTURA REFORZADA POR LA TAPA

Quando los soportes de la silleta están localizados cerca de la tapa, los esfuerzos tangenciales de corte son transmitidos primero a la silleta y después a la tapa. Entonces la carga transferida de la silleta más cercana a la tapa, por el esfuerzo tangencial el cual actúa sobre un arco de ángulo más grande que el ángulo de contacto de la silleta. Aquí los cortantes varían como el seno de ϕ_2 . El ángulo ϕ_2 varía de $(\pi - \alpha)$ a π .

Para valores mayores de α , éstos cortantes están dirigidos hacia abajo y varían como el seno de ϕ , desde 0 a α .

Para valores menores de α , éstos cortantes están dirigidos hacia arriba de la silleta más cercano a la tapa. Este puede ser representado como se muestra en la fig. (III.11).

Con el fin de tener un balance estático a la izquierda de la sección A-A de la fig. (III.11), las fuerzas dirigidas hacia arriba, deben equilibrarse con las fuerzas dirigidas hacia abajo.

$$\begin{aligned} \sum \text{fuerzas hacia arriba} &= 2 \int_0^{\alpha} \frac{Q \operatorname{sen}^2 \phi_1}{\pi r} r d\phi_1 \\ &= \frac{2Q}{\pi} \left[\frac{\phi_1}{2} - \frac{\operatorname{sen} \phi_1 \cos \phi_1}{2} \right]_0^{\alpha} \\ &= \frac{Q}{\pi} (\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha) \\ \sum \text{fuerzas hacia abajo} &= 2 \int_{\alpha}^{\pi} \frac{Q \operatorname{sen}^2 \phi_2}{\pi r} \left[\frac{\int_0^{\pi} \operatorname{sen}^2 \phi_2 d\phi_2}{\int_{\alpha}^{\pi} \operatorname{sen}^2 \phi_2 d\phi_2} \right] r d\phi_2 \\ &= 2 \int_{\alpha}^{\pi} \frac{Q \operatorname{sen}^2 \phi_2}{\pi r} \left[\frac{\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha} \right] d\phi_2 \\ &= \frac{2Q}{\pi} \left[\frac{\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha} \right] \left[\frac{\phi_2}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{sen} \phi_2 \cos \phi_2 \right]_{\alpha}^{\pi} \\ &= \frac{Q}{\pi} (\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha) \quad \text{(III.40)} \end{aligned}$$

El esfuerzo de corte en la tapa es:

$$f_5 = \frac{2Q \operatorname{sen} \phi_2}{2 t_h (\pi r)} \left[\frac{\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha} \right]$$

o

$$f_5 = \frac{Q K_5}{r t_h} \quad \text{(III.41)}$$

En forma similar:

$$f_6 = \text{Esfuerzo de corte en la envoltura} = \frac{Q K_5}{r t_s} \quad \text{(III.42)}$$

donde:

$$K_5 = \frac{\operatorname{sen} \phi_2}{\pi} \left[\frac{\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha} \right] \quad \text{(III.43)}$$

El esfuerzo máximo ocurre en $\phi_2 = \alpha$. Entonces:

$$K_5 = \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\pi} \left[\frac{\alpha - \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha} \right]$$

Los valores de K_5 como una función de θ están dados en la fig. (III.10).

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL EN EL ASTA DE LA SILLETA.

El análisis teórico que conduce a la determinación del esfuerzo circunferencial en el asta de la silleta, no ha sido realizado satisfactoriamente. El esfuerzo máximo ocurre en el punto de máximo

momento flexionante debido al cortante tangencial. Cuando se usa un anillo de refuerzo para evitar que la envoltura se deforme - sobre la silleta, el análisis matemático de los momentos flexionantes debido al cortante tangencial, puede ser obtenido.

La mitad del arco de la fig. (III.12), está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas que se muestran. Por simetría el cortante vertical es cero, tanto en el punto A, como en el C.

En un punto U, el cortante σ_t , es:

$$\sigma_t = \frac{Q \operatorname{sen} \psi}{\pi r}$$

por unidad de longitud de arco, o por longitud de arco dl , es:

$$\sigma'_t = \frac{Q}{\pi r} \operatorname{sen} \psi \, dl.$$

Pero $dl = r \, d\psi$; por lo tanto:

$$\begin{aligned} \sigma'_t &= \frac{Q}{\pi r} \operatorname{sen} \psi \, r \, d\psi . \\ &= \frac{Q}{\pi} \operatorname{sen} \psi \, d\psi . \end{aligned}$$

La componente x de éste cortante es igual a:

$$\sigma_x = (Q/\pi) \operatorname{sen} \phi \cos \psi \, d\psi .$$

El brazo de palanca de x con respecto a N , es igual a $r \cos \psi - r \cos \phi$.

La componente y de ésta constante es igual a:

$$\sigma_y = (Q/\pi) \operatorname{sen}^2 \psi \, d\psi .$$

El brazo de palanca de σ_y con respecto a N , es igual a $r \operatorname{sen} \phi - r \operatorname{sen} \psi$.

Por lo tanto el momento del cortante tangencial, con respecto a N es:

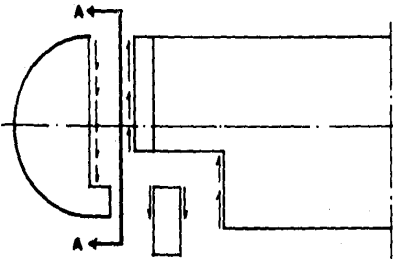
$$\begin{aligned} M_\sigma &= \int dM = \int_0^\phi \frac{Q}{\pi} \operatorname{sen} \phi \cos \psi (r \cos \psi - r \cos \phi) \, d\psi - \\ &\quad - \int_0^\phi \frac{Q \operatorname{sen}^2 \psi}{\pi} (r \operatorname{sen} \phi - r \operatorname{sen} \psi) \, d\psi \end{aligned}$$

Integrando:

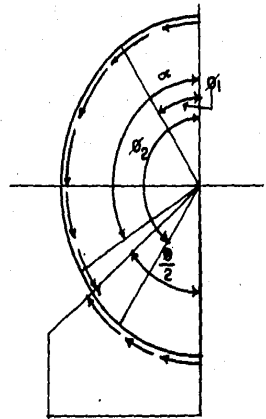
$$M_\sigma = \frac{Qr}{\pi} \left[1 - \cos \phi - \frac{\phi}{2} \operatorname{sen} \phi \right] \quad (\text{III.44})$$

Como se dijo anteriormente, debido a la simetría el cortante vertical es cero en ambos puntos A y C. Hay por lo tanto tres incógnitas actuando en el cuerpo libre que son, P_t, M_A, M_C .

En el libro de Timoshenco (Resistencia de Materiales, volumen II, pág. 68), puede verse que para una viga delgada con curvatura, el pequeño ángulo de giro $\Delta d\phi$, entre dos secciones transversales próxi-



Envoltura reforzada por la tapa.



Sección A-A

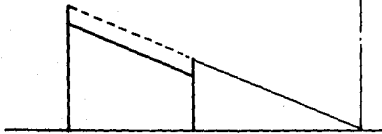


Diagrama de Cortante cuando la silleta esta cerca de la tapa.

Fig.-III-11.-Corte de una envoltura reforzada por la tapa.

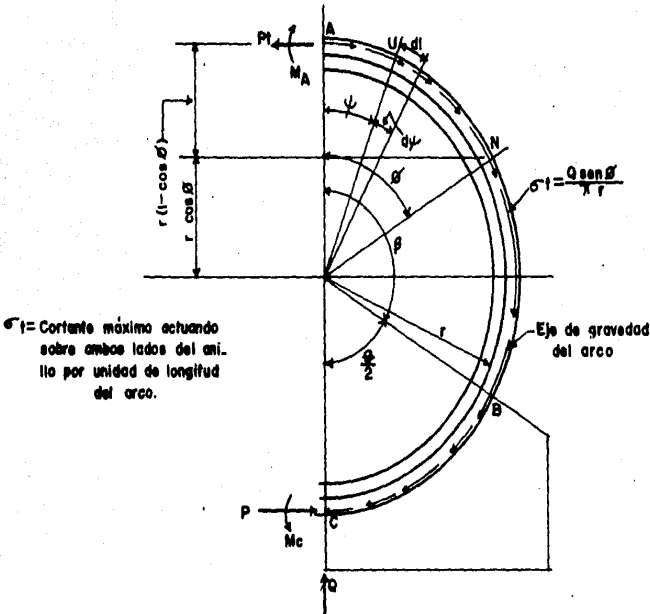


Fig. III-12.-Fuerzas actuando en la mitad de un arco de envoltura reforzada por un anillo en el plano de la silleta.

mas puede ser expresado como sigue:

$$\Delta d\phi = \frac{M\phi dl}{EI}$$

Por simetría con respecto al eje vertical de la envoltura, las rotaciones de A y C son ambas cero, o sea:

$$\sum_A^C \frac{M\phi dl}{EI} = 0 \quad \text{o} \quad \sum_A^C M\phi dl = 0$$

En el libro de Roark (Fórmulas para esfuerzos y deformaciones, pág. 147) puede verse que la deflexión horizontal de un elemento en una viga con curvatura, puede ser expresado como sigue:

$$x = \int \frac{Mm}{EI} dl$$

En la misma forma, por simetría con respecto al eje vertical de la envoltura, los movimientos horizontales de A y C son ambos cero, o sea:

$$\sum_A^C \frac{M\phi m dl}{EI} = 0 \quad \text{o} \quad \sum_A^C M\phi m dl = 0$$

Pero $dl = r d\phi$; por lo tanto:

$$\sum_A^C M\phi m r d\phi = 0 \quad \text{o} \quad \sum_A^C M\phi m d\phi = 0$$

En la misma forma, $m dl = r d\phi (r \cos\phi - r \cos\beta)$. Por lo tanto:

$$\sum_A^C M\phi [r^2 d\phi (\cos\phi - \cos\beta)] = 0$$

$$\sum_A^C \frac{M\phi \cos\phi d\phi}{\cos\beta} - \sum_A^C M\phi d\phi = 0$$

Pero $\sum_A^C M\phi d\phi = 0$; en donde (III.45)

$$\sum_A^C M\phi \cos\phi d\phi = 0 \quad \text{(III.46)}$$

De un balance estático, tenemos que el momento total es:

$$\sum H = 0$$

$$M\phi = -P_t r (1 - \cos\phi) + M_A + \frac{Qr}{2\pi} (2 - 2\cos\phi - \phi \sin\phi) \quad \text{(III.47)}$$

Sustituyendo la ec (III.47) en la ec. (III.45), e integrando desde 0 a β , se tiene:

$$-P_t r (\beta - \text{sen } \beta) + \beta M_A = \frac{Qr}{2\pi} [3 \text{ sen } \beta - \beta \cos \beta - 2\beta] \quad (\text{III.48})$$

Sustituyendo la ec. (III.47) en la ec. (III.46), e integrando de 0 a β se tiene:

$$-P_t r [\text{sen } \beta - 1/2 \beta - 1/4 \text{ sen } 2\beta] + M_A \text{ sen } \beta = \frac{Qr}{2\pi} [5/8 \text{ sen } 2\beta - 1/4 \beta \cos 2\beta + \beta - 2 \text{ sen } \beta] \quad (\text{III.49})$$

Resolviendo simultáneamente las ecs. (III.48) y (III.49), se tiene:

$$P_t = \frac{Q}{2\pi K} [3 \text{ sen}^2 \beta - 9/8 \beta \text{ sen } 2\beta - \beta^2 + 1/4 \beta^2 \cos 2\beta] \quad (\text{III.50})$$

$$M_A = \frac{Qr}{2\pi K} [\text{sen}^2 \beta (1 - 1/4 \cos \beta + 1/2 \beta \text{ sen } \beta - 1/4 \beta^2) - 3/4 \beta \text{ sen } \beta + 1/4 \beta \cos \beta (2\beta + \text{sen } 2\beta - 5 \text{ sen } \beta + \beta \cos \beta)] \quad (\text{III.51})$$

Sustituyendo las ecs. (III.50) y (III.51) en la ec. (III.47), tenemos:

$$M_\phi = \frac{Qr}{2\pi K} [\cos \phi (\text{sen}^2 \beta - 5/8 \beta \text{ sen } 2\beta + 1/4 \beta^2 \cos 2\beta) + \beta \text{ sen } \phi (1/2 \beta^2 + 1/4 \text{ sen}^2 2\beta - \text{sen}^2 \beta) + 1/4 \beta \cos \beta (2\beta + \text{sen } 2\beta) - \text{sen } \beta (1/2 \beta + 1/8 \text{ sen } 2\beta + 1/4 \beta \cos 2\beta)] \quad (\text{III.52})$$

donde:

$$K = \text{sen}^2 \beta - 1/2 \text{ sen } \beta^2 - 1/4 \beta \text{ sen } 2\beta \quad (\text{III.53})$$

Debe notarse que K y las cantidades entre paréntesis en las ecs. (III.50), (III.51) y (III.52) son funciones de β y tendremos el mismo valor para todos los valores de ϕ en un valor de β dado.

Los valores de P/Q y M_A/Qr calculados, usando las ecs. (III.50) y (III.51) están dados por los diagramas de la fig. (III.13) y los valores de M_ϕ/Qr , para diversos valores de ϕ y β calculados, empleando la ec. (III.52) están dados en la fig. (III.14).

Como se ve, en la fig. (III.14) (nótese que $\beta = 180 - \theta/2$) el momento máximo ocurre en $\phi = \beta$. Por lo tanto:

$$M_\beta = K_6 Qr \quad (\text{III.54})$$

donde M_β = Momento Flexionante Circunferencial en lb-pulg.

Los valores de K_6 se determinan de la fig. (III.14) y están trazados en la fig. (III.15). El uso de K_6 en el diseño de envolturas

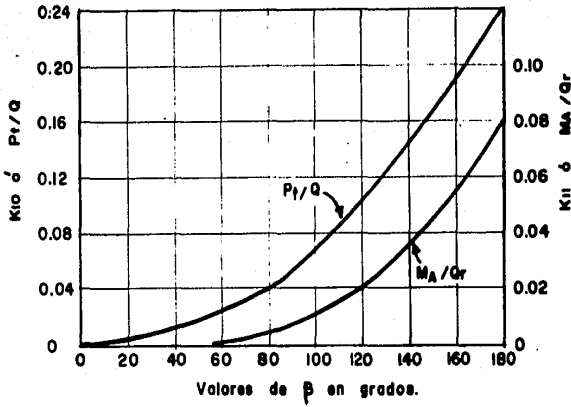


Fig. III-13.- Constantes K_{10} y K_{11} como una función del ángulo β .

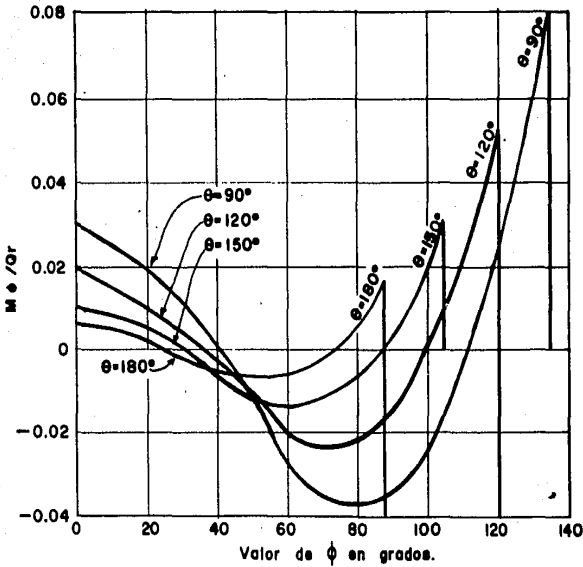


Fig. III-14.- Variación del Momento circunferencial alrededor de la envoltura.

con anillo de refuerzo en el plano de la silleta, se empleará mas adelante.

ENVOLTURA SIN REFUERZO.

Cuando las silletas están localizadas lejos de la tapa, en forma tal que la envoltura está libre de deformarse, el cortante tiende a acumularse cerca del asta de la silleta, tal que el momento máximo circunferencial en la envoltura, es menor que el valor obtenido para M de la ec. (III.54). Según informa Zick (20), esto ha sido confirmado midiendo las deformaciones, las cuales mostraron que la longitud efectiva en la parte superior de la silleta que resiste el momento, es casi 4 veces el radio de la envoltura o la mitad de la longitud del tanque, escogiendo la mas pequeña. Por lo tanto, el uso del valor del momento hipotético M_{β} dado en la ec. (III.54) nos dará los esfuerzos calculados de acuerdo con los esfuerzos actuales.

ENVOLTURA REFORZADA POR LA TAPA.

Cuando la envoltura está reforzada por la tapa, el esfuerzo de corte es transmitido a través de la silleta en la tapa, como previamente se vió. Como en el caso de envoltura sin refuerzo, el cortante tiende a concentrarse cerca del asta de la silleta.

Puesto que los miembros rígidos son relativamente cortos, ésta transferencia reduce aún mas el momento flexionante circunferencial; esto es, el momento flexionante circunferencial, es menor en el caso de envoltura reforzada por la tapa que en el de envoltura no reforzada. Este efecto es introducido cuando el momento flexionante circunferencial, es definido como:

$$M_{\beta} = K_7 Q r \quad (III.55)$$

donde $K_7 = K_6$ para valores de A/R mayores que 1. Para valores de A/R menores que 0.5, $K_7 = 1/4 K_6$.

Para propósitos de diseño, se recomiendan las ecs. siguientes:

$$f_7 = - \frac{Q}{4 + (b + 1.56 \sqrt{rt})} - \frac{3 K_7 Q}{2 t^2} \quad \text{si } L \geq 8R \quad (III.56)$$

$$f_7 = - \frac{Q}{4 + (b + 1.56 \sqrt{rt})} - \frac{12 K_7 QR}{L t^2} \quad \text{si } L < 8R \quad (III.57)$$

donde:

f_7 = Esfuerzo de Compresión Circunferencial Máximo Combinado, en el asta de la silleta.

t = Espesor de la envoltura del tanque, cuando se tiene placa de desgaste desligada.

t = Espesores combinados de la envoltura y la placa de desgaste, cuando la placa de desgaste se extiende $r/10$ pulgadas, mas alla del asta de la silleta y está localizada cerca de la tapa ($A/R = 0.5$). (En otra forma t es igual al espesor de la envoltura solamente).

b = Ancho de la silleta, en pulgadas.

Zick sugiere, que para soportes múltiples uno debe usar L igual a dos veces la longitud de la carga soportada por la silleta.

Si $l \cong 8R$, usar la primera fórmula.

La ec. (III.56), toma en cuenta el valor supuesto de la longitud efectiva de envoltura, que resiste el momento flexionante como se hizo notar previamente.

También toma en consideración el hecho de que el cambio en la distribución del cortante, reduce la carga directa en las astas de las silletas. Esta carga directa reducida se considera igual a $Q/4$ para envolturas sin anillos de refuerzo.

La ec. (III.56), también toma en cuenta el hecho de que la longitud efectiva de la envoltura resistiendo ésta carga reducida, está limitada por aquella porción que está reforzada por el contacto de la silleta. El valor considerado para ésta longitud efectiva, es $0.72\sqrt{Rt}$ en cada silleta, mas la porción directamente sobre la misma.

Los valores de K_2 pueden ser obtenidos de la fig. (III.16) que se derivan de la fig. (III.15) haciendo uso de las consideraciones mencionadas arriba.

Para propósitos de diseño Zick recomienda:

$f_7 \leq 1.25$ por el esfuerzo de tensión permisible del material.

Nota.—Cuando los anillos están colocados en el plano de la silleta, un esfuerzo flexionante longitudinal ocurre en el extremo del anillo.

Este esfuerzo local, es igual a 1.8 veces el esfuerzo de diseño del anillo.

ESFUERZO ADICIONAL EN LA TAPA, USADA COMO REFUERZO.

El esfuerzo de la tapa, es a menudo empleado para localizar las silletas cerca de las tapas.

En la deducción de la ec. (III.34), fué visto que las constantes tienen ambas componentes horizontales y tangenciales, como se ilustra en la fig. (III.8).

Cuando las silletas están cerca de la tapa, las componentes horizontales provocarán una tensión a través de toda la altura de la tapa, como si ésta fuera un disco plano.

El análisis siguiente, está basado en la consideración de que la tapa es un disco plano y que el esfuerzo máximo reducido, f_p , en la tapa por las componentes horizontales de los cortantes tangenciales es 1.5 veces el promedio.

La carga total debida a los cortantes horizontales, estará dada por (ver la fig. (III.11)):

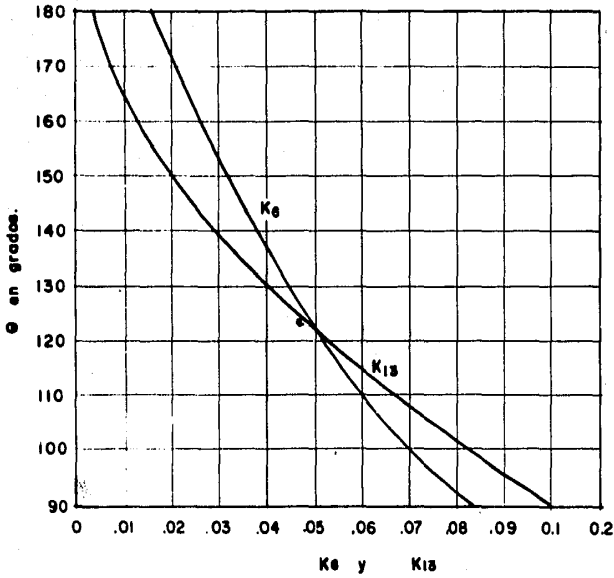


Fig. III-15.- Valores de K_6 y K_{13} como una función del ángulo θ de la silleta.

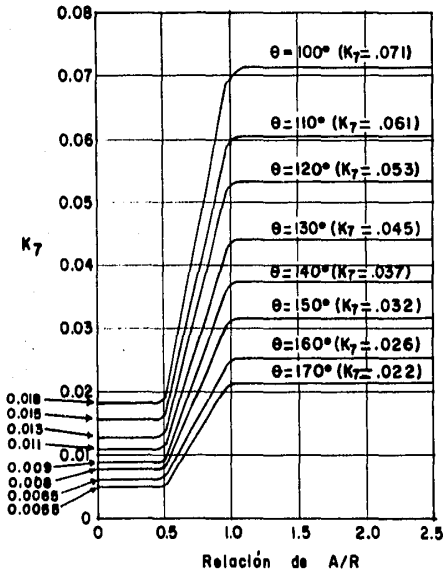


Fig. III-16.- Trazo del momento flexionante circunferencial de la constante K_7 .

$$\int_0^{\alpha} \frac{Q}{\pi r} \sin \phi_1 \cos \phi_1 r d\phi_1 - \int_{\alpha}^{\pi} \frac{Q}{\pi r} \sin \phi_2 \cos \phi_2 \left[\frac{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right] r d\phi_2$$

$$= \frac{Q}{\pi} \left\{ \left[\frac{\sin^2 \phi_1}{2} \right]_0^{\alpha} - \left[\frac{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right] \left[\frac{\sin^2 \phi_2}{2} \right]_{\alpha}^{\pi} \right\}$$

$$= \frac{Q}{2} \left[\frac{\sin^2 \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right]$$

El área máxima de la sección transversal del disco, será $2rt_h$.

$$f_{\theta} = \frac{\text{carga}}{\text{área}} \cdot 1.5$$

$$= \frac{Q}{2} \left[\frac{(\sin^2 \alpha) / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)}{2 r t_h} \right] 1.5$$

$$\text{o } f_{\theta} = \frac{Q K_{\theta}}{r t_h} \quad (\text{III.58})$$

donde:

$$K_{\theta} = \frac{3}{8} \left[\frac{\sin^2 \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right] \quad (\text{III.59})$$

El valor de K_{θ} , como un valor del ángulo de la silleta está dado en la fig. (III.17).

El esfuerzo f_{θ} , es un esfuerzo de tensión en la tapa y debe estar combinado con el esfuerzo inducido por la presión interna.

Para propósitos de diseño el esfuerzo combinado en la tapa, deberá ser 25% mayor que el esfuerzo permisible a la tensión del material.

Para el caso en que se tienen presiones negativas, el esfuerzo en las tapas es de compresión y el esfuerzo combinado es igual a (+ f_{θ} = el esfuerzo en la tapa). Este esfuerzo puede despreciarse generalmente.

PLACAS DE DESGASTE. - (Compresión del Anillo en la Envoltura de la Silleta). - Existen fuerzas directamente actuando en la envoltura sobre la silleta, que provocan un anillo de compresión en la misma. Las fuerzas cortantes tangenciales actúan sobre el arco desde α a π y están dirigidas hacia el centro, O, debido a que las reacciones en la silleta son radiales. La fig. (III.18), muestra éstas reacciones con la consideración de que existe contacto sin fricción entre la superficie de la envoltura y la silleta. Al tomar momentos con respecto al punto O, se indica que la compresión del anillo en un punto A, está dado por la suma de los cortantes tangenciales entre α y ϕ , o sea:

$$- \int_{\alpha}^{\phi} \frac{Q \sin \phi_2}{\pi r} \left(\frac{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right) r d\phi_2$$

$$- \int_{\alpha}^{\phi} \frac{Q \sin \phi_1 r}{\pi r} d\phi_1 = - \int_{\alpha}^{\phi} \frac{Q \sin \phi_2 d\phi_2}{(\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)}$$

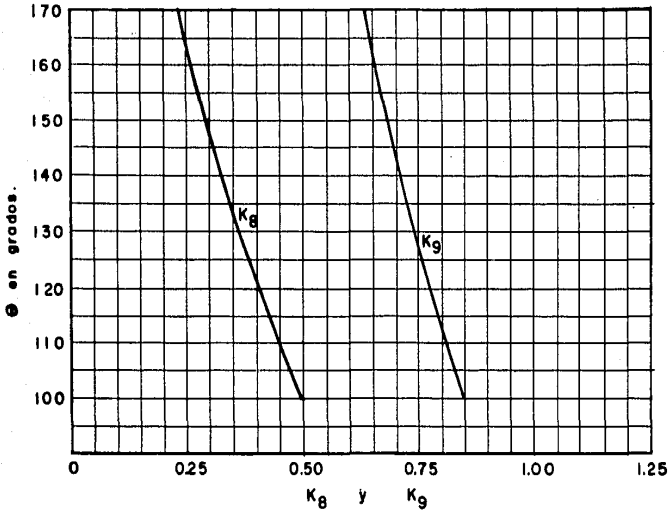


Fig. III-17.- Valores de K_B y K_G como una función del ángulo θ de la silleta.

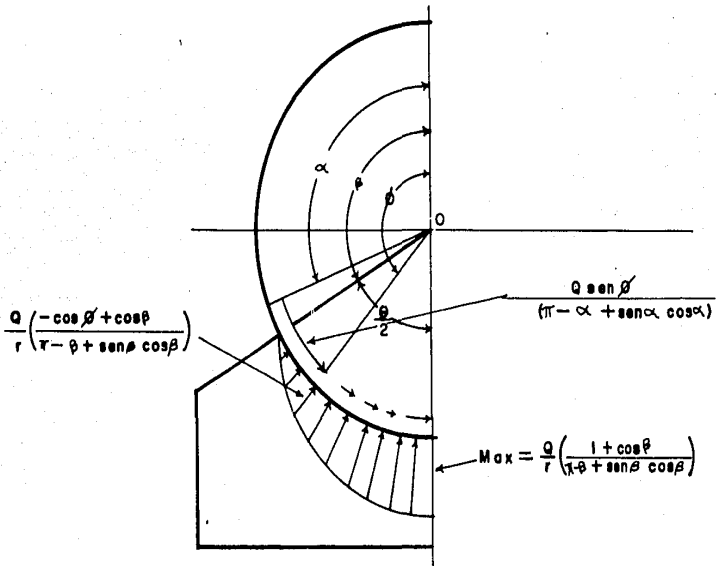


Fig. III-18.- Cargas y Reacciones sobre las silletas.

$$= - \left[\frac{Q}{\pi - \alpha + \text{sen } \alpha \cos \alpha} \right] \left[\cos \phi_2 \right]^\phi$$

$$= Q \left[\frac{-\cos \phi + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen } \alpha \cos \alpha} \right]$$

Esta suma de esfuerzos será máxima, cuando $\phi = \pi$. La expresión anterior tomará la forma:

$$\text{carga} = \frac{Q(1 + \cos)}{\pi - \alpha + \text{sen } \alpha \cos \alpha}$$

El ancho de la envoltura que resistirá ésta carga, será $1.56 \sqrt{rt}$ sobre cada lado de la silleta, mas el ancho de la placa de desgaste si se usa, o:

$$f_9 = \frac{Q}{t(b + 1.56 \sqrt{rt})} \left(\frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen } \alpha \cos \alpha} \right)$$

$$= \frac{Q K_9}{t(b + 1.56 \sqrt{rt})} \quad (\text{III.60})$$

donde:

b = Ancho de la placa de desgaste, en pulgadas.

$$K_9 = \frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen } \alpha \cos \alpha} \quad (\text{III.61})$$

Los valores de K_9 como una función del ángulo de la silleta, están dados en la fig. (III.17).

El esfuerzo f_9 , es de gran importancia cuando se emplean silletas de concreto. Este también debe ser revisado cuando se trata de tanques de grandes diámetros. Para propósitos de diseño $f_9 = 0.5$ por el esfuerzo de cedencia a la compresión del material.

El esfuerzo en el anillo de compresión puede ser reducido fijando a la envoltura directamente sobre las silletas, una placa de desgaste un poco mayor que la superficie de la silleta.

El espesor t , puede tomarse como el espesor combinado de la envoltura y de la placa de desgaste en la fórmula para f_9 , siempre que el anillo de la placa sea igual a $(b + 1.56 \sqrt{rt})$.

Nota.- Cuando el espesor de la placa de desgaste se añade al espesor de la envoltura como se estableció antes, el espesor t en la ec. (III.56), puede tomarse como una combinación de los espesores de la envoltura y la placa de refuerzo, si el ancho de la placa de refuerzo es igual a $(b + 1.56 \sqrt{rt})$, y si la placa se extiende --- $r/10$ pulgs. mas que un asta de la silleta cerca de la tapa.

DISEÑO DE ANILLOS DE REFUERZO.

En el caso de tanques de pared delgada, o en el caso de silletas localizadas lejos de la tapa ($A/R > 1/2$) la envoltura sola, no puede resistir el momento flexionante circunferencial. En tales se usan anillos de refuerzo fijados a la envoltura, para disminuir la carga sobre la misma. La longitud, l , de la envoltura que actuará con cada refuerzo, se puede considerar (162) igual a $0.78 \sqrt{rt}$.

La fig. (III.19), muestra dos tipos de anillos de refuerzo internos que se recomiendan, y la fig. (III.20) muestra tipos correspondientes a anillos de refuerzo externos.

Un anillo de refuerzo interior, es mas deseable desde el punto de vista de resistencia porque el esfuerzo máximo en la envoltura es de compresión, el cual se reduce por la presión interna de operación o de prueba.

Un anillo de refuerzo externo, no es muy deseable desde el punto de vista de apartencia y es aún menos deseable desde el punto de vista de resistencia, porque el esfuerzo máximo puede ser de compresión en el borde exterior del anillo o de tensión en la envoltura del tanque, debidos a la carga Q.

El valor de la carga P_t , en la parte superior del anillo puede ser obtenido por un procedimiento similar al seguido para obtener la ec. (III.62). Si el radio del anillo se toma como r, entonces:

$$P_t = \frac{Q}{2\pi K} \left[3 \operatorname{sen}^2 \beta - 9/8 \beta \operatorname{sen} 2\beta - \beta^2 + 1/4 \beta^2 \cos 2\beta \right] \quad (\text{ver ec. (III.50)})$$

$$\text{o} \quad P_t = K_{10} Q \quad (\text{III.62})$$

donde:

$$K_{10} = \frac{1}{2\pi K} (3 \operatorname{sen}^2 \beta - 9/8 \beta \operatorname{sen} 2\beta - \beta^2 + 1/4 \beta^2 \cos 2\beta) \quad (\text{III.63})$$

en la que:

$$K = \operatorname{sen}^2 \beta - 1/2 \beta^2 - 1/4 \operatorname{sen}^2 2\beta \quad (\text{III.53})$$

Los valores de P_t/Q (igual a K_{10}), están graficados en la fig. (III.13), para diversos valores de β .

En forma similar el momento flexionante circunferencial, en la parte superior estará dado por:

$$M_A = \frac{Qr}{2\pi K} \left[\operatorname{sen}^2 \beta (1 - 1/4 \cos \beta + 1/2\beta \operatorname{sen} \beta - 1/4 \beta^2) - 3/4 \operatorname{sen} \beta + 1/4 \beta \cos (2\beta + \operatorname{sen} 2\beta - 5 \operatorname{sen} \beta + \beta \operatorname{sen} \beta) \right]$$

$$\text{o} \quad M_A = K_{11} Q r \quad (\text{III.64})$$

donde:

$$K_{11} = \frac{1}{2\pi K} \left[\operatorname{sen}^2 \beta (1 - 1/4 \cos \beta + 1/2 \beta \operatorname{sen} \beta - 1/4 \beta^2) - 3/4 \beta \operatorname{sen} \beta + 1/4 \beta \cos \beta (2\beta + \operatorname{sen} 2\beta - 5 \operatorname{sen} \beta + \beta \cos \beta) \right]$$

Los valores de M_A / Qr (igual a K_{11}), están graficados en la fig. (III.13) para diversos valores del ángulo β .

El momento flexionante circunferencial máximo, ocurre sobre el punto donde $\phi = \beta$, como se vió anteriormente.

Entonces de la ec. (III.54) :

$$M_{\beta} = K_6 Q r$$

El valor de K_6 , está graficado en la fig. (III.15) como una función del ángulo de contacto, θ , de la silleta.

El momento debido al cortante tangencial en cualquier punto, está dado por la ec. (III.44) o sea:

$$M_{\sigma} = \frac{\theta r}{\pi} (1 - \cos \phi - \frac{\phi}{2} \sin \phi)$$

El momento debido al cortante tangencial del asta de la silleta, será:

$$(M_{\sigma})_{\beta} = \frac{Qr}{\pi} (1 - \cos \beta - 1/2 \beta \sin \beta)$$

o sea:

$$(M_{\sigma})_{\beta} = K_{12} Q r \quad (III.65)$$

La tabla (III.2), da valores de K_{12} par diferentes valores de β .

Considérese ahora la sección del anillo desde la vertical al asta de la silleta (en la cual el momento flexionante circunferencial, es máximo) bajo la acción de las fuerzas, tal como se muestra en la fig. (III.21).

La carga sobre el anillo en el asta de la silleta, puede ser determinado tomando momentos con respecto al centro O.

$$(P_t + P_{\beta}) r + M_{\beta} = M_A + (M_{\sigma})_{\beta}$$

o

$$P_{\beta} = 1/r [M_A + (M_{\sigma})_{\beta} - M_{\beta}] - P_t \quad (III.66)$$

Sustituyendo las ecs. (III.64), (III.65), (III.54) y (III.62), en la ec. (III.66) tenemos:

$$P_{\beta} = (K_{11} + K_{12} - K_6 - K_{10}) Q$$

o

$$P_{\beta} = K_{13} Q \quad (III.67)$$

La tabla (III.2), da valores de K_{13} para diversos valores de β .

El esfuerzo sobre el anillo, será la suma de los esfuerzos debidos a la carga P_{β} , mas el esfuerzo debido al momento flexionante circunferencial M_{β} , o sea:

$$f_{10} = - \frac{K_{13} Q}{A r} \pm \frac{K_6 Q r}{I / C} \quad (III.68)$$

donde:

A_r = Area de la sección transversal del anillo de refuerzo, en pulgadas cuadradas.

I/C = Módulo de sección del anillo.

TABLA III.2 .- Valores Aproximados de Constantes para la Valuación de Esfuerzos en Anillos de Refuerzo.

β	Θ	K_{11}	K_{12}	K_{10}	K_6	K_{13}
135	90	0.030	0.286	0.132	0.0820	0.1020
120	120	0.020	0.189	0.100	0.0528	0.0560
105	150	0.012	0.119	0.078	0.0316	0.0210
90	180	0.006	0.684	0.057	0.0170	0.0004

Cuando se usan n anillos: *

$$f_{10} = \frac{K_{13} Q}{n A_r} \pm \frac{K_6 Q r}{(I/C)} \quad (III.69)$$

Cuando el anillo de refuerzo está fijado a la superficie exterior de la envoltura, junto a la silleta o en la superficie interior de la envoltura directamente sobre la silleta, el esfuerzo máximo combinado, es un esfuerzo de compresión en la envoltura, -- f_{10} , siendo éste negativo.

Para diseño Zick (20), recomienda que el esfuerzo máximo combinado de compresión, resultando de la carga y presión del líquido, no debe de exceder de un medio del punto de cedencia de compresión del material (20). El esfuerzo máximo de tensión combinado, ocasionado por la carga y presión del líquido, no deberá exceder del esfuerzo de tensión permisible del material.

DISEÑO DE SILLETAS.

La silleta debe ser capaz de resistir las cargas impuestas sobre ella por el tanque. La fig. (III.18) muestra la condición de carga radial, actuando sobre la silleta. Para resistir las componentes horizontales de éstas cargas radiales, la silleta debe ser diseñada para evitar la separación de las astas de la misma, cuando el tanque está lleno de líquido.

Por lo tanto, en el punto mas bajo de una silleta de acero o concreto, debe existir un área transversal mínima, suficiente para resistir las componentes horizontales de las reacciones. Una suma de componentes horizontales en la mitad de la silleta, nos da:

- * Cuando se fijan dos anillos de refuerzo circunferenciales en la envoltura (uno de cada lado de la silleta), el espacio mínimo entre anillos, debe ser $1.56 \sqrt{rt}$ pulg., y el máximo debe ser, R , en pies.

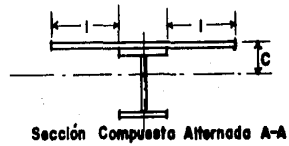
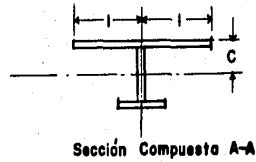
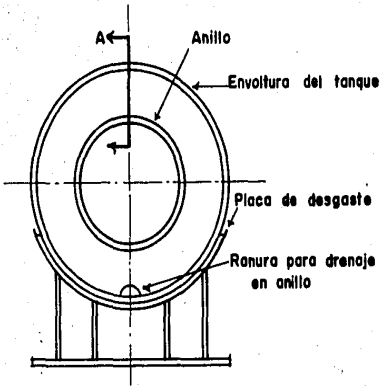


Fig. III-19.- Ejemplos de Anillos de Refuerzo Interno.

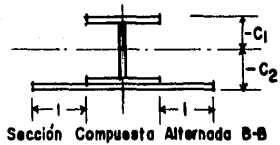
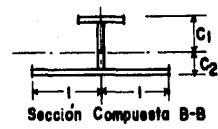
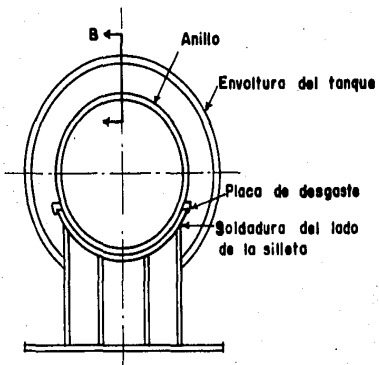


Fig. III-20.- Ejemplos de Anillos de Refuerzo Externo,

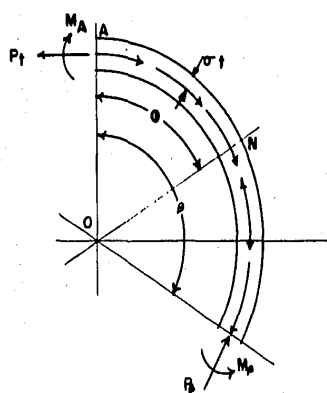


Fig. III-21.- Fuerzas sobre un anillo de refuerzo.

$$\begin{aligned}
 F &= \int_0^{\pi} \frac{Q}{r} \left(\frac{-\cos \phi + \cos \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta} \right) r \sin(\pi - \phi) d\phi \\
 &= \int_0^{\pi} Q \left(\frac{-\cos \phi + \cos \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta} \right) \sin \phi d\phi \\
 &= Q \left[\frac{-1/2 \sin^2 \phi - \cos \phi \cos \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta} \right]_0^{\pi} \\
 &= Q \left[\frac{1 + \cos \beta - 1/2 \sin^2 \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta} \right] \\
 &= K_{14} Q \quad (III.70)
 \end{aligned}$$

donde:

$$K_{14} = \frac{1 + \cos \beta - 1/2 \sin^2 \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cos \beta} \quad (III.71)$$

De acuerdo con Zick (20) la sección efectiva de la silleta, resistente a ésta fuerza, deberá ser limitada a una distancia de $r/3$ desde el punto mas bajo de la silleta. Esta misma restricción deberá aplicarse al anillo de refuerzo en una silleta de concreto. El esfuerzo de diseño promedio, debe estar limitado a los $2/3$ del esfuerzo permisible de tensión del material de la silleta.

Para una silleta donde $\theta = 120^\circ$ y $\beta = 120^\circ$.

$$K_{14} = \frac{1 + \cos 120^\circ - 1/2 \sin^2 120^\circ}{-(120/180) + \sin 120^\circ \cos 120^\circ} = 0.204$$

En la misma forma, para una silleta donde $\theta = 150^\circ$.

$$K_{14} = 0.600$$

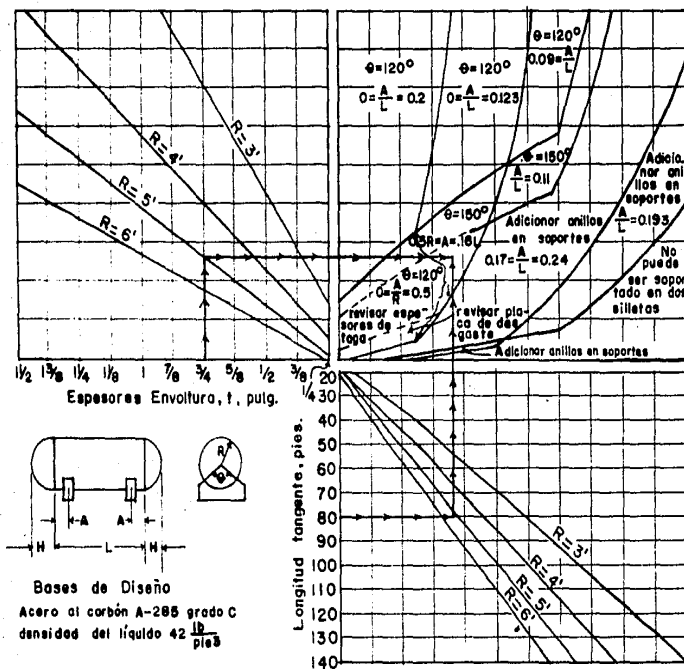
NOMOGRAMA DE ZICK AUXILIAR EN EL DISEÑO DE SOPORTES DE TANQUES.

Como un auxiliar en el diseño de soportes para tanques de silletas, Zick (20) presenta el nomograma visto en la fig. (III.22) el cual indica las localizaciones y tipos de soportes mas económicos para tanques sobre soportes. El nomograma está basado en una densidad del líquido de 42 lb por pie³. También puede usarse para líquidos de diferentes densidades o diferentes materiales de construcción, pudiéndose obtener de la figura un diseño preliminar.

Los tanques de grandes diámetros, construidos de material de pared delgada, deben soportarse cerca de los extremos, ya que la envoltura puede soportar la carga entre las silletas. Los extremos deben estar suficientemente reforzados para transmitir la carga a las silletas. Los tanques horizontales de pared delgada son a veces demasiado largos para actuar como simples vigas. De acuerdo con Zick, tales tanques deben soportarse donde el esfuerzo flexionante longitudinal máximo en la envoltura sobre las silletas, sea casi igual al esfuerzo máximo flexionante longitudinal en la mitad del claro.

La envoltura del tanque, deberá estar bastante soportada para resistir éste momento flexionante y poder transmitir la carga a

las silletas. Si la envoltura no tiene la rigidez necesaria, deberán agregarse anillos de refuerzo cerca de las silletas.



Ejemplo mostrado por flechas

$R=5'$ | Usar silleas de 120°
 $L=80'$ | $A = \frac{R}{2}$ o menor
 $t = \frac{3}{4}''$ | Revisar espesor placa de la tapa.

Fig. III-22.- Nomograma de Zick para determinar localización y tipo de soportes en tanques horizontales a presión con dos soportes.

d) BOQUILLAS, ABERTURAS Y REFUERZOS.

Las boquillas y aberturas, son componentes necesarios de tanques de presión para las industrias de proceso. Los orificios en una abertura cilíndrica, en una sección cónica, o en una tapa pueden producir concentración de esfuerzos adyacentes a la abertura y debilitar esa porción del tanque. Para minimizar tales concentraciones de esfuerzos, es preferible que las aberturas sean de forma circular. Como una segunda alternativa, las aberturas pueden ser elípticas, o como una tercera alternativa pueden ser ovaladas. Una abertura ovalada, tiene dos lados paralelos y dos extremos semicirculares. Aberturas de otras formas, son permitidas, si el tanque se prueba hidrostáticamente.

Si la abertura en una tapa de un tanque cilíndrico, excede de la mitad del diámetro interior de la envoltura, la abertura y la tapa deberán fabricarse por uno de los métodos de la fig. (III.23).

Con referencia a la fig. (III.23), el diseño de la abertura incluyendo el radio de la articulación y el ángulo α , deben reunir los requisitos para tapas cónicas y toro-cónicas.

Si la abertura es menor que la mitad del diámetro interior de la envoltura, la abertura puede corresponder a uno de los diseños mostrados en la fig. (III.24).

Las aberturas en las envolturas y en las tapas, diferentes de los tipos mostrados en la fig. (III.23), pueden requerir refuerzo.

Aberturas de pequeño tamaño soldadas a un tanque, no requieren refuerzo. Los tamaños particulares que no requieren refuerzo son: Tubo de 3" nominales en una envoltura o tapa con espesor de $3/8$ " o menor, y tubo de 2" nominales en una envoltura o tapa con un espesor mayor de $3/8$ ". Las conexiones roscadas y de expansión, que tengan un diámetro nominal de 2" o menor, tampoco requieren refuerzos.

Refuerzo para Aberturas en Envolturas y Tapas. - En el caso de una abertura en un tanque a presión interna que requiera refuerzo, el metal eliminado en el plano axial de la envoltura debe ser reemplazado por metal de refuerzo. El área de refuerzo requerida para una abertura en un tanque bajo presión interna, está dado por la ecuación (III.72). Si el tanque está sometido a presión interna, sólo requiere el 50% de área especificada por la ec. (III.72).

$$a = d \cdot t \quad (III.72)$$

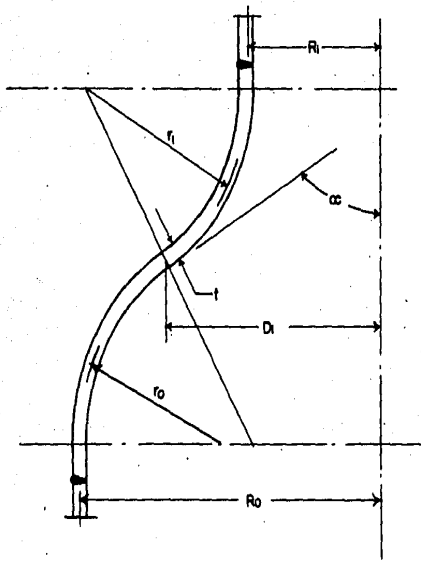
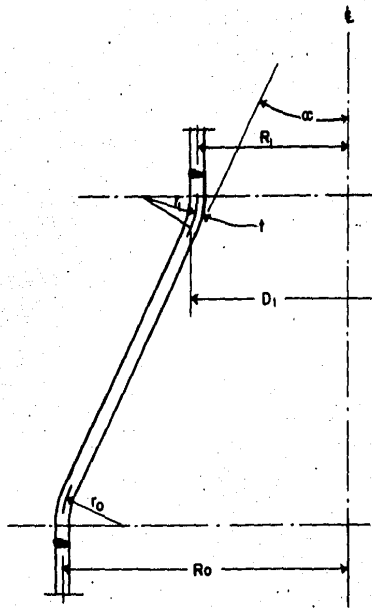
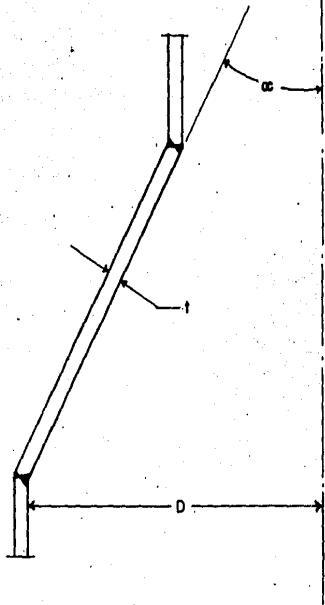
donde:

a = Área transversal de refuerzo, en pulg².

d = Diámetro de la envoltura (en condición de corrosión), en pulg.

t = Espesor de la envoltura, en pulg..

Además de proporcionar el área de refuerzo, se deben suministrar soldaduras adecuadas para fijar el metal de refuerzo, y se deben calcular los esfuerzos inducidos.



$r_o = 0.12 R_o$ mínimo

Fig. III-23.- Aberturas para tapas grandes.- Secciones de inversion de curvatura y de reducción cónica de la envoltura. (Tomado del código ASME).

Refuerzo para Aberturas en Tapas Planas.- Aberturas en tapas planas, en las cuales el tamaño de la abertura no excede de la mitad del diámetro de la tapa, o del claro menor, requiere la mitad del área de refuerzo especificada por la ec. (III.72). Si la abertura excede de la mitad del diámetro de la tapa o del claro menor, la tapa plana deberá diseñarse con brida.

Límites de Refuerzo.-En general, los límites de refuerzo medidos normalmente a la pared del tanque, no deben exceder del menor de los siguientes:

$$2 \ 1/2 (t_s - c) \quad (III.73)$$

o, $2 \ 1/2 (t - c) +$ espesor del refuerzo añadido, exclusivamente del material de soldadura.

donde:

t_s = Espesor de la envoltura o de la tapa, en pulg..

t_n = Espesor de la pared de la boquilla, en pulg..

c = Tolerancia por corrosión, en pulg..

Se debe tomar en cuenta cualquier espesor presente en la envoltura o en la boquilla, en exceso del requerido en base a la presión de diseño y tolerancia a la corrosión. El área disponible para considerarse, es la mayor de las siguientes:

$$a = (E_t - t_s) d \quad (III.74)$$

$$a = (E_t - t_s) (t + t_n) \quad (III.75)$$

donde:

a = Área disponible, que contribuye al esfuerzo en pulg.²

d = Diámetro de la abertura (en condiciones de corrosión), en pulg..

E = Eficiencia de la junta.

= 1.0, si la abertura no pasa a través de la junta soldada.

También debe tomarse en cuenta el área transversal de las soldaduras de fijación. El área transversal requerida de la placa de refuerzo, puede determinarse restando el área considerada del exceso de espesor de la envoltura y/o boquilla, y el área considerada para la soldadura de fijación del área total requerida, obtenida por la ec. (III.72). En caso de aberturas múltiples o conexiones roscadas, se deberá consultar el código.

2.- CONDICIONES DE OPERACION

El tanque a calcular, deberá trabajar bajo las condiciones de operación siguientes:

- a) El líquido a contener será aceite lubricante, el que consideraremos tiene una gravedad específica de 16.5.
- b) La presión de operación se proporciona según la función que desempeñe el tanque dentro del proceso donde se desee emplear. Para nuestro caso esta presión será de 150 lb/pulg.
- c) La temperatura de diseño será de 500°F.
- d) La capacidad del tanque será de 2000 Hl.

Partiendo de las propiedades físicas y químicas del líquido a contener por el tanque, pueden seleccionarse y obtenerse los elementos restantes, con los que el tanque deberá quedar diseñado para trabajar en condiciones normales, como sigue:

- e) Material ----- Acero SA-285 grado C.
- f) Esfuerzo de trabajo permisible del material ----- 13750 lb/pulg.
- g) Eficiencia de las juntas, 85% en la envoltura y tapas.
- h) Factor de corrosión ----- 1/8"
- i) Presión de Diseño.-

Con el fin de coordinar las presiones de diseño, para los diversos tanques que existen en un sistema de proceso, es necesario establecer una relación entre la presión de operación y las condiciones de diseño. Para tales fines puede usarse la fig. (III.25) que es como una guía para fijar el porcentaje de la presión de diseño sobre la presión de operación.

Este tipo de relación puede ser establecida de acuerdo con las preferencias del ingeniero responsable o la política requerida por la compañía.

Sin embargo, en un rango cerca de la presión atmosférica para -- tanques de diámetro pequeño (8 pies o menor), operando en un sistema de presión definida, las preferencias varían.

Entonces, el diseñar el espesor de la pared del tanque (como sugiere la fig. (III.25)), por efecto de una sobrepresión es usualmente despreciable.

En algunos procesos de baja presión es buena práctica, fijar una presión de diseño mínima de 10 psig o 25 psig para todos los tanques, operando abajo de 5 psig y con diámetros no mayores de 8 a 10 pies. La presión de diseño mínima para un tanque, estará influenciada por el hecho de que el espesor mínimo para paredes de tanques - en acero al carbón, es usualmente de 3/16" a 1/4".

La situación económica dicta donde la presión de corte y/o los -

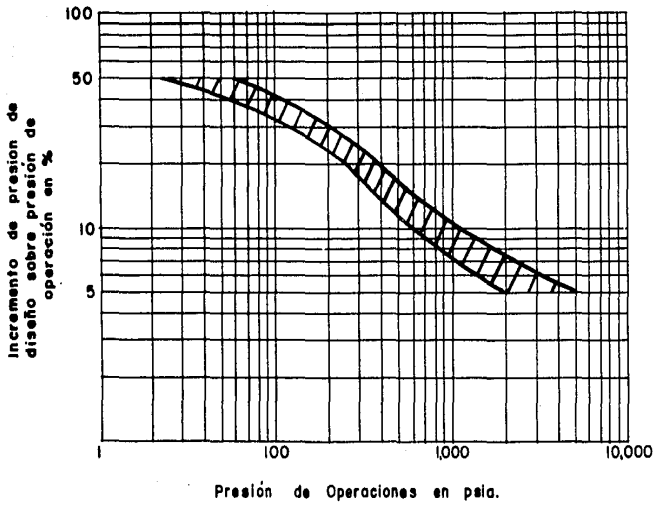


Fig. III-25- Gráfica de Presión de Operación contra Incremento de la operación de diseño sobre la presión de Operación.

diámetros estan equivocados y como ésta varía con el tipo de material considerado.

Haciendo uso de la gráfica (III.25), en nuestro caso tendremos:

$$Pdiseño = 150 + 0.28 (200) = 150 + 56 = 206 \text{ (consideremos 200 psi)}$$

j) Tipo de tapas ----- Elípticas Cóncavas.

k) Diámetro interior ----- 10'- 0".

l) Longitud tangencial.-

Para una tapa:

$$V_{tapa} = 0.000076 d_t^3 = 0.000076 (120)^3 = 131.2 \text{ pies}^3$$

Para las dos tapas :

$$V_{tapas} = (131.2)(2) = 262.4 \text{ pies}^3 = (262.4) (28.32) = 7440 \text{ lts.}$$

$$V_{cilindro} = 200000 - 7440 = 192,560 \text{ lts.}$$

$$V_{cilindro} = \frac{192560}{28.32} = 6,770 \text{ pies}^3$$

$$L = \frac{4 V_{cilindro}}{D^2 (\pi)} = \frac{4 (6770)}{(10)^2 (\pi)} = 86.1 \text{ pies. (consideraremos 86 pies)}$$

3.- CALCULO DE :

a) ESPESOR DE LA ENVOLTURA, TOMANDO COMO BASE LA ACCION DE LA PRESTION INTERNA.

El espesor de la envoltura puede obtenerse mediante la aplicación de la ec. (III.1), o sea:

DATOS

$$p = 200 \text{ lb/pulg.}^2 \quad t = \frac{P r_i}{fE - 0.6 p} = \frac{(200) (60)}{(13750) (0.85) - (0.6)(200)}$$

$$r_i = 60 \text{ pulg.} \quad = 1.04 \text{ pulg.}$$

$$E = 0.85 \quad t = 1.04 + \text{tol. por corrosión}$$

$$f = 13,750 \text{ lb/pulg.}^2 \quad = 1.04 + 0.125 = 1.165 \text{ pulg.}$$

Por presión puede usarse placa de 1 1/4".

b) ESPESOR DE LAS TAPAS TOMANDO COMO BASE LA ACCION DE LA PRESTION INTERNA.

DATOS

$$p = 200 \text{ lb/pulg.}^2 \quad t = \frac{pd}{2fE - 0.2p} = \frac{(200) (120)}{2(13750)(0.85) - (0.2)(200)}$$

$$d = 120 \text{ pulg.} \quad = 1.03 \text{ pulg.}$$

$$E = 0.85 \quad t = 1.03 + \text{tol. por corrosión}$$

$$f = 13,750 \text{ lb/pulg.}^2 \quad = 1.03 + 0.125 = 1.155 \text{ pulg.}$$

Por presión puede usarse placa de 1 1/4".

Nota.- En caso de emplear tapas con una relación de ejes diferente de 2 a 1, puede consultarse la tabla UA-4.1 del código ASME.

c) ESFUERZOS.

Con los datos obtenidos anteriormente, se trata de estimar los esfuerzos inducidos en los soportes. Para analizar el tipo de soportes a emplearse para soportar el tanque, se usa el diagrama de la fig. (III.22). Entrando a la figura con el valor del espesor de la envoltura que es de 1 1/4" (incluida tolerancia por corrosión) y con una longitud de línea tangente a línea tangente de 86 pies, encontramos que estas dos líneas se cortan en la zona resultante perteneciente a un valor de $0 \leq A/L \leq 0.123$ y θ igual a 120° , para la que el espesor de la placa debe revisarse.

Para éste tanque $L = 86'$; por lo que escogiendo un valor de A/L entre 0 y 0.2, por ejemplo 0.1, A deberá tomarse como $(0.1)(86) = 8.6'$ (que consideraremos 8.5'), con el fin de aprovechar el refuerzo en la tapa.

El siguiente paso, es el cálculo del peso de la tapa del tanque.

De la fig. (III.26), el diámetro aparente, para un diámetro de tapa elíptica cóncava de 120 pulg., es de casi 153 pulg. (12'- 9").

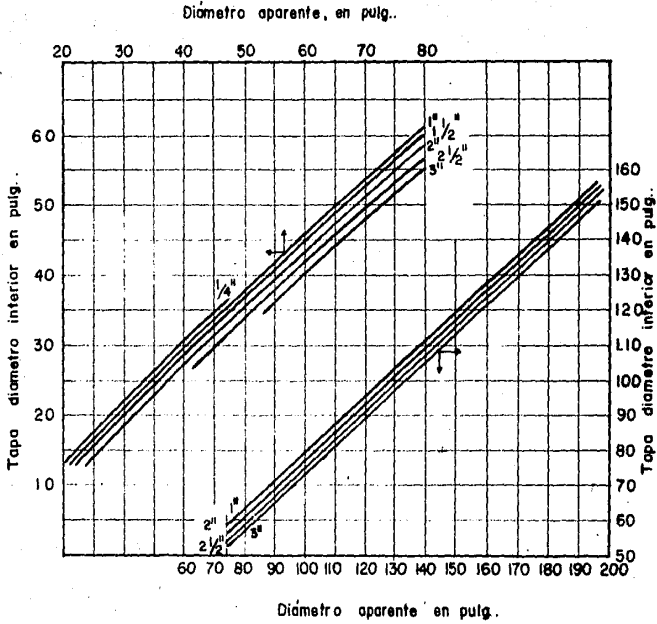


Fig.III-26.- Diámetro aparente contra diámetro interior de la tapa, para varios espesores de tapas elípticas (tomado del código ASME).

El peso de la tapa es:

$$V = \frac{(\pi)(153)^2 (1.25)}{4} = \frac{(\pi)(23300)(1.25)}{4} = 22,390 \text{ pulg.}^3$$

$$W_1 = V \cdot P.E. = \frac{22390}{1728} \cdot 490 \text{ lb/pulg.}^2 = 6350 \text{ lb.}$$

El peso de las dos tapas es 12700 lb.

El peso de la envoltura es :

$$W_2 = \frac{(\pi)(10)(86)(1.25)(490)}{12} = 137,800 \text{ lb.}$$

El volúmen de una tapa está dado por la ec. (III.11), o sea:

$$V = 0.000076 d_i^3 = 0.000076 (120)^3 = 131.2 \text{ pies}^3.$$

El volúmen total de las tapas es : 262.4 pies³

El volúmen de la envoltura es:

$$\frac{(\pi)(10)^2}{4} \cdot 86 = 6750 \text{ pies}^3$$

El volúmen total es:

$$262.4 + 6750 = 7012.4 \text{ pies}^3$$

La densidad del fluido es de 59.7 lb/pie³

$$\begin{aligned} \text{El peso total del fluido (tanque lleno)} &= (7012.4)(59.7) \\ &= 418,000 \text{ lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{El peso del tanque y su contenido} &= 418000 + 137800 + 12700 = \\ &= 568,500 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$Q(\text{carga por silleta}) = \frac{568500}{2} = 284,250 \text{ lb.}$$

$$y \frac{A}{L} = \frac{8.5'}{86} = 0.0989$$

La altura de la tapa será :

$$H = \frac{D.I}{4} = \frac{10'}{4} = 2.5' \quad ; \quad \frac{H}{L} = \frac{2.5}{86} = 0.0291$$

ESFUERZO FLEXIONANTE MAXIMO LONGITUDINAL.

Las silletas estan localizadas lejos de las tapas del tanque.

El esfuerzo flexionante máximo longitudinal, existe en el centro del claro entre las silletas y está dado por la ec. (III.18):

$$f_2 = \frac{3 K_2 Q L}{(\pi) r^2 (t - c)} \quad \begin{array}{l} c = \text{tolerancia por corrosión.} \\ t = \text{espesor de la envoltura.} \end{array}$$

De la fig. (III.5) :

$$K_2 = 0.58$$

Por lo tanto :

$$f_2 = \frac{3(0.58)(284250)(68)}{(\pi)(60)^2(1.125)} = 2,678 \text{ lb/pulg.}^2$$

Para que el tanque no falle por compresión, se tendrá que guardar la relación :

$$\frac{t}{r} \geq 0.005$$

$$\text{Para } t = 1.125 ; \frac{t}{r} = \frac{1.125}{60} = 0.01875 > 0.005$$

Si f_p = esfuerzo de presión.

Por la ec.:

$$t = \frac{pd}{4fE} + c$$

donde:

t = Espesor de la envoltura, en pulg.

p = Presión interna, en lb/pulg.²

d = Diámetro interior, en pulg.

E = Eficiencia de la junta, sin dimensión.

c = Tolerancia por corrosión, en pulg.

f = Esfuerzo de trabajo permisible, en lb/pulg.²

se tiene que:

$$f_p = \frac{pd}{4E(t-c)} = \frac{(200)(120)}{4(0.85)(1.125)} = 6,275 \text{ lb/pulg.}^2$$

$$f_2 + f_p = 2678 + 6275 = 8953 < 0.9 \text{ esf. perm.} = 11,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL.

Si consideramos que la tana sirve de refuerzo a la envoltura, el esfuerzo cortante tangencial en la tapa está dado por la ec. (III.41), en donde :

$$f_5 = \frac{Q K_5}{r (t_h - c)} \quad \text{donde : } t_h = \text{espesor de la tapa.}$$

De la fig. (III.10), y con $\theta = 120^\circ$

$$K = 0.88$$

Por lo tanto:

$$f_5 = \frac{(284250)(0.88)}{(60)(1.125)} = 3,715 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo cortante tangencial en la envoltura, está dado por la ec. (III.42) y como $t(\text{envoltura}) = t(\text{tapa})$, el esfuerzo cortante en la tapa es igual al esfuerzo cortante en la envoltura.

$$f_6 = \frac{Q K_5}{r(t_s - c)} = 3,715 \text{ lb/pulg.}^2$$

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL EN EL ASTA DE LA SILLETA.

Si la envoltura está reforzada por la tapa, y si $L > 8R$, la ec. (III.56) da el esfuerzo circunferencial en el asta de la silleta.

$$f_7 = \frac{Q}{4 t (b + 1.56 \sqrt{rt})} - \frac{3 K_7 Q}{2 t^2}$$

De la fig. (III.16): $\frac{A}{R} = \frac{8.5'}{5'} = 1.7$ y $\theta = 120^\circ$.

$$K_6 = K_7 = 0.053$$

siendo $b = \text{ancho de la silleta} = 15''$.

Para la condición en la cual no se considera incluido en t el espesor de la placa de desgaste, tenemos:

$$f_7 = \frac{-284250}{4(1.125)[15 + 1.56\sqrt{(60)(1.125)}]} - \frac{3(0.053)(284250)}{2(1.125)^2}$$

$$f_7 = \frac{-284250}{4.5(15 + 12.84)} - \frac{45200}{2.52}$$

$$f_7 = \frac{-284250}{125.3} - 17925$$

$$f_7 = 2270 - 17925 = 20,195 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo máximo permisible, es igual a :

$$(12650)(1.25) = 15,800 \text{ lb/pulg.}^2$$

$$20195 > 15800$$

Es necesario considerar placa de desgaste.

Como segundo intento, consideremos incluido en el espesor t una placa de desgaste de $1/4''$.

$$f_7 = \frac{-284250}{4(1.375)[15 + 1.56\sqrt{(60)(1.375)}]} - \frac{45200}{2(1.375)^2}$$

$$f_7 = \frac{-284250}{5.5(15 + 14.35)} - \frac{45200}{3.69}$$

$$f_7 = \frac{-284250}{162.5} - 12250$$

$$f_7 = -1750 - 12250 = 14,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

$$14000 < 15800$$

En éste caso f_p es menor que el esfuerzo máximo permisible, por lo tanto, consideraremos una placa de desgaste de 1/4".

ESFUERZO ADICIONAL EN LA TAPA, USADA COMO REFUERZO.

El esfuerzo adicional inducido en la tapa, cuando ésta se usa como anillo de refuerzo, está dado en la ec. (III.58).

$$f_B = \frac{Q K_B}{r (t_h - c)} \quad \text{donde: } t_h = \text{espesor de la tapa}$$

De la fig. (III.17) y con $c = 120$.

$$K_B = 0.40$$

Por lo tanto:

$$f_B = \frac{(284250)(0.40)}{(60)(1.125)} = 1,685 \text{ lb/pulg.}^2$$

Para una tapa elíptica cóncava ($K = 2.0$), el esfuerzo de presión máxima puede tomarse igual al esfuerzo circunferencial del anillo en la envoltura.

De la ec. siguiente, tenemos:

$$f_p = \frac{p [V d + 0.2 (t - c)]}{2 E (t - c)}$$

y por la ec. (III.9):

$$V = \frac{1}{6} (2 + K^2) = \frac{1}{6} (2 + 2^2) = 1.0$$

Usando una sola tapa, encontramos que si $E = 0.85$:

$$f_p = \frac{200 [(1.0)(120) + (0.2)(1.125)]}{2 (0.85)(1.125)} = \frac{(200)(120.23)}{1.92}$$

$$= 12,600 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo combinado en la tapa es igual a:

$$1685 + 12600 = 14,285 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo máximo permisible en la tapa es:

$$(12650)(1.25) = 15,800 \text{ lb/pulg.}^2$$

$$14285 < 15800$$

ANILLO DE COMPRESION EN LA ENVOLTURA, SOBRE LA SILLETA

El esfuerzo en la envoltura directamente encima de la sileta, está dado por la ec. (III.60), o sea:

$$f_9 = \frac{Q K_9}{t (b + 1.56\sqrt{rt})}$$

donde : t = espesor de la placa de desgaste.

De la fig. (III.17) y un ángulo de $\theta = 120^\circ$, tenemos:

$$K_9 = 0.77$$

$$f_9 = \frac{(284250)(0.77)}{1.125 (15 + 1.56\sqrt{(60)(1.125)})} = \frac{219250}{(1.125)(15 + 12.84)}$$

$$= 6,990 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo permisible es igual al esfuerzo permisible en el punto de cedencia entre dos.

De acuerdo con referencias, el punto de cedencia del acero SA- 285 grado C, es igual a 30,000 lb/pulg. .

Por lo tanto:

$$\text{Esfuerzo Permisible} = \frac{30,000}{2} = 15,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

El esfuerzo permisible de 15,000 lb/pulg.², es mayor que el esfuerzo de 6,990 lb/pulg.², por lo tanto no es necesario agregar placa de desgaste.

CALCULO DE ANILLOS DE REFUERZO EN LA ENVOLTURA.

El esfuerzo sobre el anillo de refuerzo, puede ser calculado de la ec. (III.68), en la forma siguiente:

$$f_{10} = \frac{K_{13} Q}{I_r} + \frac{K_6 Q r}{I/C}$$

De la fig. (III.15), tenemos :

$$\frac{A}{R} > 1 \quad ; \quad K_6 = K_7 = 0.052 \quad ; \quad K_{13} = 0.055$$

Para un anillo formado de placa de 1/2" de espesor y 20" de ancho.

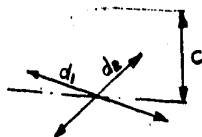
$$I = \frac{\pi}{64} (d_1^4 - d_2^4)$$

$$= 0.049 (d_1^4 - d_2^4)$$

$$= 0.049 (232,631,130 - 225,187,539)$$

$$= 0.049 (7,443,591)$$

$$= 364,736 \text{ pulg.}^4$$



DATOS

- $d_1 = 123.5 \text{ pulg.}$
- $d_2 = 122.5 \text{ pulg.}$
- $c = 61.75 \text{ pulg.}$

$$s = \frac{I}{C} = \frac{364736}{61.75} = 5,900 \text{ pulg.}^3$$

$$A_r = 0.785 (d_1^2 - d_2^2)$$

$$= 0.785 (15,252 - 15,006)$$

$$= 0.785 (246) = 193.1 \text{ pulg.}^2$$

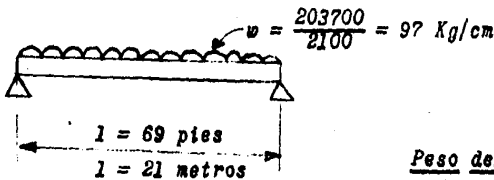
$$f_{10} = \frac{(0.055)(284250)}{193.1} - \frac{(0.052)(284250)(60)}{5900}$$

$$f_{10} = 81 - 150 = -69 \text{ lb/pulg.}^2$$

No es necesario poner anillo de refuerzo.

En la fig. (III.27) se muestra un diagrama dimensional del tanque incluyendo los resultados obtenidos en el cálculo.

DEFLEXION MAXIMA DEL RECIPIENTE ENTRE APOYOS.



Peso del Líquido.-

$$V = 0.785 D^2 l$$

$$= 0.785 \left[\frac{120(2.54)}{100} \right]^2 \left(\frac{69}{3.28} \right)$$

$$= 0.785 (3.05)^2 (21)$$

$$= 153.5 \text{ m}^3 = 153,500 \text{ Kg.}$$

Peso de la Placa.-

$$\text{Area} = 2 (\pi) r l = 2 (\pi) (1.525) (21) = 201 \text{ m}^2$$

peso de la placa de 1 1/4" ----- 250 Kg/m²

$$W_{\text{placa}} = (201)(250) = 50,200 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso total} = 153500 + 50200 = 203,700 \text{ Kg.}$$

$$I = 0.049 (D^4 - D_1^4)$$

$$D_1 = 305 \text{ cm} \quad D = 311.25 \text{ cm}$$

$$I = 0.049 (9,365,068,362 - 8,653,650,625)$$

$$I = 0.049 (731,417,737) = 35,839,469 \text{ pulg.}^4$$

$$\begin{aligned} m d x &= \frac{5 w l^4}{384 E I} = \frac{(5) (97) (2100)^4}{384 (2.1 \cdot 10^6) (3.584 \cdot 10^7)} \\ &= \frac{(5) (9.7) (2.1)^4 \cdot 10^{13}}{3.84 (2.1) (3.584) \cdot 10^{15}} \\ &= \frac{890}{28.9 \cdot 10^2} = 0.3075 \text{ cm.} \end{aligned}$$

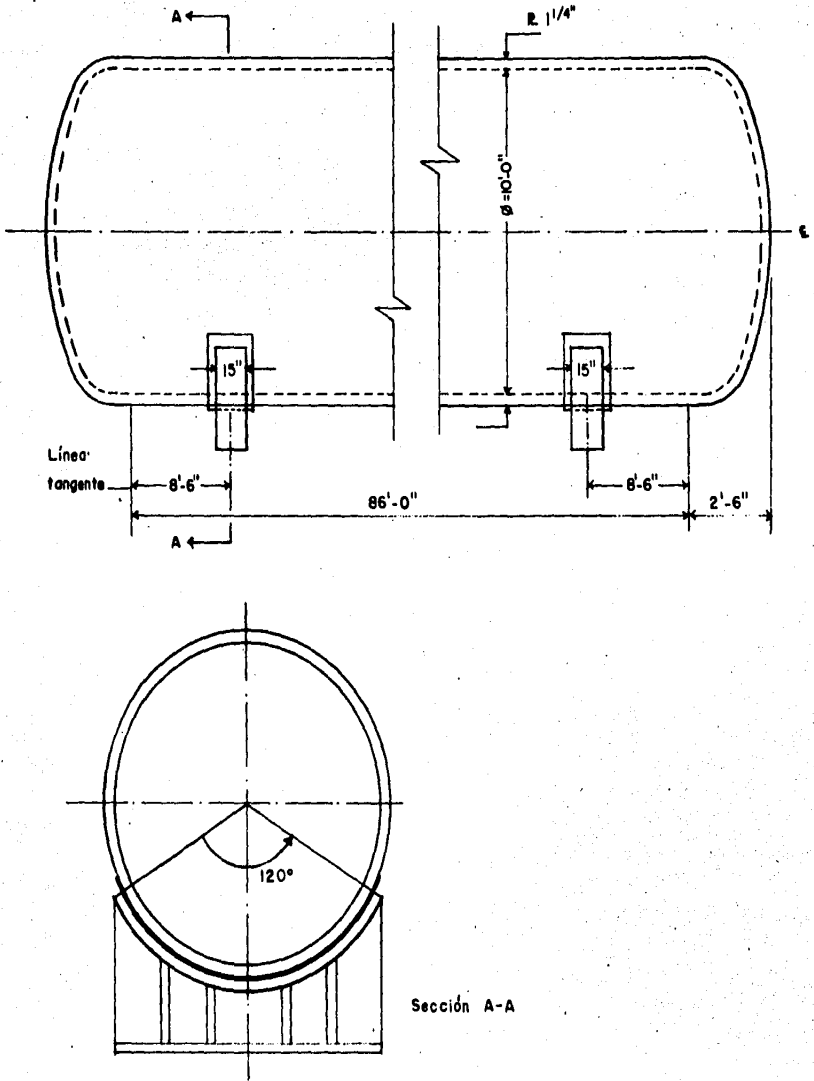


Fig. III-27.- Diagrama Dimensional del Tanque a Calcular.

e) ABERTURA REFORZADA.

Para complementar el cálculo y diseño del tanque presentado en el capítulo III, a continuación se muestra un análisis del área de refuerzo para aberturas en la envoltura. En el se ilustra el procedimiento mas adecuado a seguir para calcular el refuerzo requerido de una abertura en la envoltura.

Los factores y coeficientes que se presentan en las diferentes ecuaciones, están definidos como sigue :

A = Sección transversal total de refuerzo requerida en el plano en consideración, en pulg.

A_1 = Área en exceso del espesor en la pared del tanque, disponible para refuerzo, en pulg.

A_2 = Área en exceso del espesor de la pared de la boquilla disponible para refuerzo, en pulg.

A_3 = Área disponible para refuerzo cuando la pared de la boquilla se extiende dentro de la pared del tanque, en pulg.

A_4 = Área transversal de soldaduras disponible para refuerzos, en pulg.

A_5 = Área transversal del material añadido como refuerzo, en pulg.

c = Tolerancia por corrosión, en pulg.

d = Diámetro en el plano bajo consideración de la abertura terminada, en su condición corroida, en pulg.

D_p = Diámetro exterior a la placa de refuerzo, en pulg.

$E = 1$; Eficiencia de la junta. (ver definiciones para t_r y t_{rn}).

$E_1 = 1$; Cuando una abertura está en placa sólida o cuando la abertura pasa a través de una junta circunferencial en una envoltura).

F = Factor de corrección, el cual compensa la variación del esfuerzo de presión en diferentes planos con respecto al eje del tanque.

P = Presión de diseño en lb/pulg.² (o presión máxima permisible de trabajo, para tanques donde existe presión).

R = Radio interior de la envoltura, antes de incluir tolerancia por corrosión, en pulg.

R_n = Radio interior de la boquilla en consideración, antes de añadir tolerancia por corrosión, en pulg.

S = Esfuerzo permisible del material, en lb/pulg.

- t = Espesor nominal de la pared del tanque, menos tolerancia por corrosión, en pulg.
- t_c = Dimensiones de la soldadura (no menor del mas pequeño de 1/4" o 0.7 tmin.)
- t_e = Espesor o altura de la placa de refuerzo, en pulg.
- t_{min} = Dimensiones de la soldadura. (el menor de 3/4" o el menor espesor de tolerancia por corrosión de la mas delgada de las partes unidas por un filete de bisel sencillo, o soldadura J simple), en pulg.
- t_n = Espesor nominal de la pared de la boquilla, menos tolerancia por corrosión, en pulg.
- t_r = Espesor sin costura requerido en la envoltura o tapas, en pulg.
- t_{rn} = Espesor sin costura requerido en la pared de la boquilla, en pulg.
- t_w = Dimensiones de la soldadura. (dimensión de la penetración parcial en la unión soldada).
- \bar{W} = Carga total soportada por las soldaduras de fijación, en lb.

CALCULO DE LA ABERTURA REFORZADA. -

Emplearemos una boquilla de 11 3/4" de diámetro interior, y 5/8" de espesor de la pared de acuerdo a la especificación SA-105 grado I, se fija mediante soldadura al tanque que tiene un diámetro interior de 120" y un espesor de la envoltura de 1 1/4". El material de la envoltura, está de acuerdo a la especificación SA-285 grado C. El tanque opera a 200 lb/pulg. (presión de diseño) y 500°F. La tolerancia por corrosión es de 1/8" y está incluida en el espesor de la envoltura y en el de la boquilla. La boquilla no pasa a través de las costuras. Se comprobarán la placa de refuerzo adecuada y las soldaduras, como se muestra en la fig. (III.28).

DATOS

- $c = 0.125$ pulg. ; $d = 11.75" + 2(1/8") = 11.75 + 0.25 = 12$ pulg.
- $D_p = 13" + 6" = 19$ pulg. ; $E = 1.0$; $E_1 = 1.0$; $F = 1.0$
- $P = 200$ lb/pulg.² ; $R = 60$ pulg. ; $R_n = \frac{11\ 3/4"}{2} = 5.875$ pulg.
- $S = 13,750$ lb/pulg.² (SA-285 grado C)(envoltura)(de -20 a 650°F)
- $S = 15,000$ lb/pulg.² (SA-105 grado I)(boquilla)(de -20 a 650°F)
- $t = 1/8" = 1.125$ pulg. ; $t_{min} = 3/4" = 0.75$ pulg.
- tamaño de la soldadura = 3/4" y 5/8" respectivamente.
- $t_n = 1/2" = 0.5$ pulg. ; $t_e = 3/4" = 0.75$ pulg.

ESPESORES DE PARED REQUERIDOS.

$$t_r = \frac{P R}{SE - 0.6 P} = \frac{(200)(60 + 0.125)}{(13750)(1.0) - (0.6)(200)} = \frac{12025}{13750 - 120}$$
$$= \frac{12025}{13630} = 0.881 \text{ pulg.}$$

$$t_{rn} = \frac{P R}{SE - 0.6 P} = \frac{200(5.875 + 0.125)}{(1500)(1.0) - (0.6)(200)} = \frac{1200}{15000 - 120}$$
$$= \frac{1200}{14880} = 0.0808 \text{ pulg.}$$

TAMAÑO DE LA SOLDADURA REQUERIDO.

Soldadura de filete interior(placa de refuerzo).-

$$t_w = 0.7 t_{\min}$$

$$= 0.7 (0.75)$$

$$= 0.525 \text{ pulg. (garganta mínima requerida)}$$

$$t_w = 0.7. (\text{tamaño de la soldadura})$$

$$= 0.7 \frac{(14.5 - 13)}{2} = (0.7)(0.75) = 0.525 \text{ pulg. (existente)}$$

Soldadura de filete exterior(placa de refuerzo).-

$$\text{En la garganta} = 1/2 t_{\min}$$

$$= (0.5)(0.75)$$

$$= 0.375 \text{ pulg. (garganta mínima requerida)}$$

$$= 0.7. (\text{tamaño de la soldadura})$$

$$= (0.7)(0.625)$$

$$= 0.438 \text{ pulg. (existente)}$$

Se puede ver que los tamaños de soldadura son satisfactorios.

Area de refuerzo requerida.-

$$A = d t_r F$$

$$= (12)(0.881)(1.0)$$

$$= 10.572 \text{ pulg}$$

$$10.572 \text{ pulg.}$$

Area de refuerzo aprovechable.-

$$A_1 = \text{La mayor de las siguientes}$$

$$= (E_1 t - t_r) d$$

$$\begin{aligned} &= (1.0(1.125) - 0.881) (12) \\ &= 2.928 \text{ pulg.}^2 \end{aligned} \qquad 2.928 \text{ pulg.}^2$$

o

$$\begin{aligned} &= (E_1 t - t_r) (t_n + t) 2 \\ &= (1.0(1.125) - 0.881)(0.5 + 1.125) 2 \\ &= (0.244)(1.625) 2 \\ &= 0.791 \text{ pulg.}^2 \end{aligned}$$

A_2 = La menor de las siguientes

$$\begin{aligned} &= (t_n - t_{nr}) 5t \\ &= (0.5 - 0.0808)(5)(1.125) \\ &= (0.4192)(5)(1.125) \\ &= 2.35 \text{ pulg.}^2 \end{aligned}$$

o

$$\begin{aligned} &= (t_n - t_{nr})(2.5 t_n + t_g) 2 \\ &= (0.5 - 0.0808)(2.5(0.5) + 0.75) 2 \\ &= (0.4192)(2) 2 \\ &= 1.675 \text{ pulg.}^2 \end{aligned} \qquad 1.675 \text{ pulg.}^2$$

$$\begin{aligned} A_4 &= 2 (0.5) (\text{tamaño sold. ext.}^2 + \text{tamaño sold. int.}^2) \\ &= 2 (0.5) (0.625^2 + 0.75^2) \\ &= 0.953 \text{ pulg.}^2 \end{aligned} \qquad 0.953 \text{ pulg.}^2$$

$$\text{Area proporcionada por } A_1 + A_2 + A_4 = 5.556 \text{ pulg.}^2$$

Si la placa de refuerzo, es del mismo material que la envoltura con un esfuerzo permisible máximo a la tensión de 13,750 lb/pulg.² tenemos:

$$\begin{aligned} A_5 &= (D_p - d - 2t_n) t_g \\ &= (19 - 12 - 2(0.5)) (0.75) \cdot \frac{13750}{15000} \\ &= 6 (0.75) (0.915) \\ &= 4.120 \text{ pulg.}^2 \end{aligned} \qquad 4.120 \text{ pulg.}^2$$

Area total aprovechable 9.676 pulg.²

Esta es menor que el área requerida, por lo tanto la abertura no está adecuadamente reforzada.

El tamaño del elemento debe ser aumentado. Entonces tenemos:

$$A_1 + A_2 + A_4 = 5.556 \text{ pulg.}^2$$

$$A_5 = (20.5 - 12 - 1)(0.75) \cdot \frac{13750}{15000}$$

$$= (7.5)(0.75)(0.915)$$

$$= 5.15 \text{ pulg.}^2 \qquad 5.150 \text{ pulg.}^2$$

Area total aprovechable incrementando el diámetro exterior de la placa de refuerzo 3/4" ----- 10.706 pulg.²

Carga soportada por las soldaduras.-

$$W = (A - A_1) S$$

$$= (10.572 - 2.928) (15000)$$

$$= (7.644)(15000) = 114,660 \text{ lb.}$$

Esfuerzos unitarios.-

Corte en la soldadura de filete exterior =

$$0.49 (13750) = 6,730 \text{ lb/pulg.}^2$$

Corte en la soldadura de filete interior =

$$0.49 (13750) = 6,730 \text{ lb/pulg.}^2$$

Tensión en la soldadura de ranura =

$$0.74 (15000) = 11,100 \text{ lb/pulg.}^2$$

Resistencia de las placas de conexión.-

(A) Corte de la soldadura de filete exterior (placa de refuerzo)

$$= (\pi)/2 \cdot (D_{\text{ext. boquilla}})(\text{pie de la soldadura}) (6730)$$

$$= (1.57) (13) (0.75) (6730)$$

$$= 103,000 \text{ lb.}$$

(B) Corte en la pared de la boquilla.

$$= (\pi)/2 \cdot (\text{diámetro medio de la boquilla}) (t_n)(11,000)$$

$$= (1.57) (12.375) (0.5) (11100)$$

$$= 108,250 \text{ lb.}$$

(C) Tensión en la soldadura de ranura

$$= (\pi)/2 \cdot (D_{\text{ext. boquilla}})^2 (t) (6730)$$

$$= (1.57) (13) (1.125) (6730)$$

$$= 155,000 \text{ lb.}$$

(D) Corte en la soldadura de filete exterior

$$= (\pi)/2 \cdot (\text{diámetro ext. placa refuerzo}) (\text{pie de la soldadura}) (6730)$$

$$= (1.57) (21.0) (0.625) (6730)$$

$$= 139,500 \text{ lb.}$$

Posibles trayectorias de falla :

(1) A través de (B) y (D)

$$108,250 + 139,500 = 247,750 \text{ lb.}$$

(2) A través de (A) y (C)

$$103,000 + 155,000 = 258,000 \text{ lb.}$$

(3) A través de (C) y (D)

$$155,000 + 139,500 = 294,500 \text{ lb.}$$

Todas las trayectorias de falla son mas fuertes que la resistencia requerida de 114,660 lb.

La resistencia de diseño de la soldadura exterior que fija la placa de refuerzo a la envoltura es 139,500 lb o mayor que la placa de refuerzo que es de $2.164 (13750) = 29,750 \text{ lb.}$

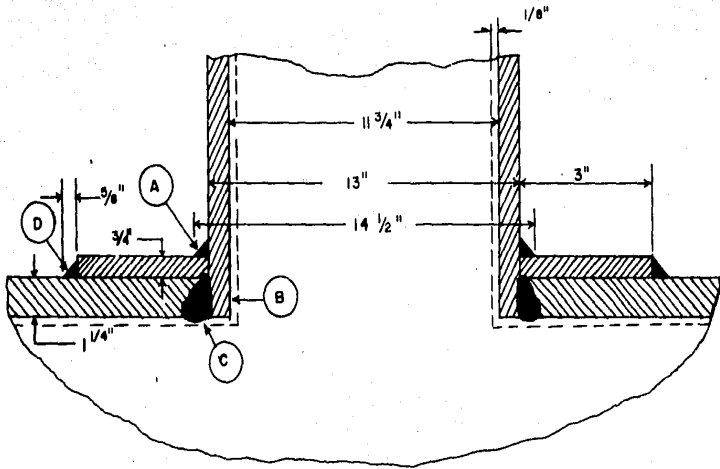


Fig. III-28.— Ejemplo de abertura reforzada.

IV.- ESTUDIO DE GRAFICAS PARA DETERMINAR EL COSTO ESTIMATIVO DE TANQUES

a) ANALISIS MATEMATICO.

Para evaluar el costo del equipo en una planta, puede recurrirse al método de graficar curvas partiendo de datos obtenidos de la práctica, los cuales una vez clasificados y aplicando un procedimiento estadístico pueden comprobarse.

Los datos que se presentan mas adelante fueron recolectados de cotizaciones de proveedores sobre tanques de diversos tipos, los cuales se utilizaron en proyectos reales.

La construcción de las gráficas descansa básicamente en el trazo de curvas dibujadas sobre coordenadas cartesianas, ya sea en papel log-log ó a escala natural. La utilidad de las gráficas reside en la aproximación que nos pueden dar el costo real del equipo que especifiquen al cotizar.

Estas gráficas son trazadas, considerando variables típicas contra pesos.

Por ejemplo, en el caso de un tanque se considera como variable típica, su capacidad o su peso, y se observa la relación que pueda existir con su costo.

Es obvio que las gráficas de éste tipo que nos proporciona en general la literatura Norteamericana, está fuera de la realidad de nuestro País, por diversos factores, además de que en general no nos indican el tipo de aproximación o rango dentro del cual podemos confiar en ellos, o bien, desplazarlos dentro de la variable costo. El objeto de mostrar la gráfica que al final del capítulo se incluye, es el de exponer en una forma sencilla y explícita, una forma de construirla.

Por ejemplo, para tanques de acero al carbón con capacidad de (1000 a 100 000) galones, de almacenamiento, puestos sobre el piso, con tapas, atmosféricas, horizontales; se considero la posibilidad de construir gráficas con las siguientes variables y coeficiente de confianza de 90%, tal como se muestra en la tabla siguiente:

COORDENADAS		TIPO DE PAPEL	TIPO DE CURVA	PENDIEN-TE	CORRE-LACION	AMPLI-TUD DE BANDA
ABSCISAS	ORDENADAS					
Capacidad (en galones)	Costo (\$)	log-log	recta	0.600	0.980	10%
Capacidad (en galones)	Costo/Cap. (\$/gal.)	log-log	recta	-0.358	-0.985	10%
Capacidad (en galones)	Peso (kilos)	natural	recta	0.200	0.953	10%
Peso (en kilos)	Costo/Peso (* /kilos)	log-log	recta	-0.162	-0.766	10%

El análisis matemático del método estadístico que se empleó para calcular las gráficas, se desglosa a continuación mediante un resumen de las fórmulas empleadas para su construcción:

N = Número total de datos.

$\Sigma x, \Sigma y$ = Variables involucradas en los ejes coordenados.

$\Sigma x^2, \Sigma y^2, \Sigma xy$ = Operaciones efectuadas con las variables antes mencionadas y que son aplicables en las fórmulas que se citan a continuación.

$$\bar{x} = \frac{\Sigma x}{N} \quad (IV.1)$$

$$\bar{y} = \frac{\Sigma y}{N} \quad (IV.2)$$

$$\Sigma x'^2 = \Sigma x^2 - \frac{(\Sigma x)^2}{N} \quad (IV.3)$$

$$\Sigma y'^2 = \Sigma y^2 - \frac{(\Sigma y)^2}{N} \quad (IV.4)$$

$$\Sigma x'y' = \Sigma xy - \frac{\Sigma x \Sigma y}{N} \quad (IV.5)$$

$$b = \frac{\Sigma x'y'}{\Sigma x'^2} \quad (IV.6)$$

$$a = \bar{y} + b \bar{x} \quad (IV.7)$$

Los valores de la recta central, pueden ser obtenidos mediante la ecuación siguiente:

$$y = a + b x \quad (IV.8)$$

El coeficiente de correlación puede obtenerse como sigue:

$$r = \frac{\sum' xy}{(\sum' x^2 \sum' y^2)^{1/2}} \quad \text{el cual debe valer entre } 0.0 \text{ y } \pm 1.0 \quad (IV.9)$$

$$s^2(\hat{y}) = \frac{(1 - r^2) \sum' y^2}{N - 2} \quad (IV.10)$$

$$s^2(b) = \frac{s^2(\hat{y})}{\sum' x^2} \quad (IV.11)$$

$$s(b) = \sqrt{s^2(b)} \quad (IV.12)$$

$$s^2(\bar{y}) = \frac{s^2(\hat{y})}{N} \quad (IV.13)$$

$$s(\bar{y}) = \sqrt{s^2(\bar{y})} \quad (IV.14)$$

$$\bar{y}_{1,2} = \bar{y} \pm t s(\bar{y}) \quad \left\{ \begin{array}{l} \bar{y}_1 = \bar{y} + t s(\bar{y}) \\ \bar{y}_2 = \bar{y} - t s(\bar{y}) \end{array} \right. \quad (IV.15)$$

$$b_{1,2} = b \pm t s(b) \quad \left\{ \begin{array}{l} b_1 = b + t s(b) \\ b_2 = b - t s(b) \end{array} \right. \quad (IV.16)$$

TABLA (IV.1)
(Valores de t)

N-2	90% 0.1	95% 0.05
9	1.833	2.262
10	1.812	2.228
11	1.796	2.201
12	1.782	2.179
13	1.771	2.160
14	1.761	2.145
15	1.753	2.131
16	1.746	2.120

SIENDO N EL NUMERO DE DATOS
CONOCIDOS.

De la tabla (IV.1), se escoge un valor t para un N-2 y el rango de confianza que se desee. (Para la gráfica que aparece en el inciso (b) del capítulo IV, se escogió 90%).

$$a_1 = \bar{y} - b_1 \bar{x} \quad (IV.17)$$

$$a_2 = \bar{y} - b_2 \bar{x} \quad (IV.18)$$

Con la obtención de los valores a_1, a_2, b_1, b_2 , se encuentran las ecuaciones de las rectas que limitan la amplitud de la banda, y son:

$$y = a_1 + b_1 x \quad (III.19)$$

$$y = a_2 + b_2 x \quad (III.20)$$

Dando valores a x, en las ecs. (III.19) y (III.20), se obtienen valores de y, y por consiguiente puntos correspondientes a cada recta.

Los puntos para la ec. (III.19), serán: $P_1(x, y)$ y $P'_1(x_1, y_1)$

Los puntos para la ec. (III.20), serán: $P_2(x, y)$ y $P'_2(x_2, y_2)$

Conociendo dichos puntos, se procede a trazar las rectas correspondientes a cada par de ellos.

Los cálculos y cantidades que deben obtenerse de las ecuaciones antes mencionadas, pueden simplificarse empleando una calculadora de escritorio.

b) CALCULO DE UNA GRAFICA.

Con el fin de exponer en forma mas detallada el uso de las ecuaciones mencionadas en el inciso (a) de éste capítulo, a -- continuación se muestra un ejemplo indicando la forma mas conveniente para proceder al trazo de una gráfica de éste tipo.

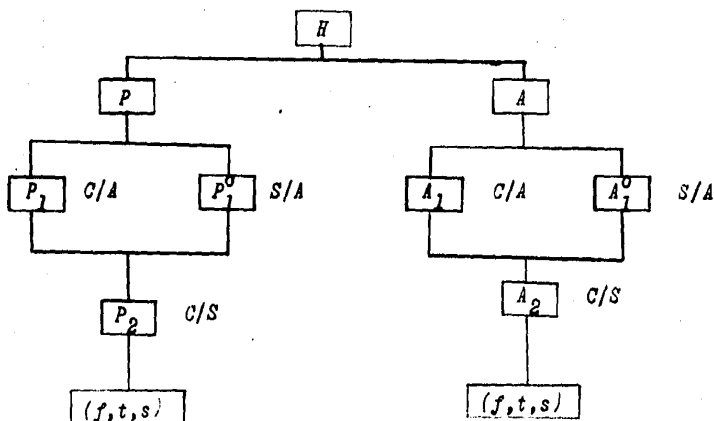
Los datos que se incluyen en el ejemplo, fueron recolectados de cotizaciones de proveedores de diversos proyectos. Como al -- hacer dicha recopilación surgieron diversos problemas, en lo -- referente a las características de construcción de los tanques haciendo que el costo de algunos de ellos subiera enormemente, ya fuere porque usáran faldones, soportes u otros aditamentos, se vió en la conveniencia de clasificarlos. Para tal objeto, una clasificación que nos puede servir es la que se indica en la tabla (IV.2) o en el organigrama mostrado en la fig. (IV.1).

TABLA (IV.2)

CLAVE	DESCRIPCION CLAVE	DESCRIPCION TANQUES
HP-1	$P_1^0 P_2 (f, t, s)$	Horizontal a presión, sin aditamentos, con soportes.
HP-2	$P_1 P_2 (f, t, s)$	Horizontal a presión, con aditamentos, con soportes.
HA-1	$A_1 A_2 (f, t, s)$	Horizontal, Atmosférico, con aditamentos, con tapa, con soportes.
HA-2	$A_1^0 A_2 (f, t, s)$	Horizontal, Atmosférico, sin aditamentos, con tapa, con soportes.

Fig. (IV.1) ORGANIGRAMA

RECOPIACION DE DATOS PARA TANQUES Y RECIPIENTES HORIZONTALES



Ejemplo.- Datos para tanques de 9 a 2000 galones.

N	CAP. (gal.)	§	X	Y	X ²	Y ²	XY
1	9	1000	0.95424	3.00000	0.91057	9.0000	2.8627
2	10	1000	1.00000	3.00000	1.00000	9.0000	3.0000
3	25	1150	1.39794	3.06070	1.95420	9.3679	4.2787
4	30	1600	1.47712	3.20412	2.18190	10.2664	4.7329
5	65	1700	1.81291	3.23045	3.28680	10.4358	5.8565
6	66	2900	1.81954	3.46240	3.31070	11.9882	6.2999
7	100	2500	2.00000	3.39794	4.00000	11.5460	6.7959
8	140	3000	2.14613	3.47712	4.60590	12.0903	7.4623
9	147	2400	2.16732	3.38021	4.69730	11.4258	7.3260
10	300	4400	2.47712	3.64345	6.13610	13.2747	9.0253
11	500	11000	2.69897	4.04139	7.28440	16.3328	10.9076
12	1000	6500	3.00000	3.81291	9.00000	14.5383	11.4387
13	1000	11000	3.00000	4.04139	9.00000	16.3328	12.1842
14	1000	12000	3.00000	4.07918	9.00000	16.6397	12.2375
15	1600	16000	3.20412	4.20412	10.26640	17.6746	13.4705
16	1700	11000	3.23045	4.04139	10.43580	16.3328	13.0555
17	1900	11500	3.27875	4.06070	10.75020	16.4893	13.3140
18	2000	12500	3.30103	4.09691	10.89680	16.7847	13.5240
			<u>41.96480</u>	<u>65.23400</u>	<u>108.71600</u>	<u>239.5184</u>	<u>157.4444</u>

DATOS:

$$\begin{aligned}
 N &= 18 & \sum'x^2 &= 108.716 - 97.837 = 10.879 \\
 \sum x &= 41.965 & \sum'y^2 &= 239.518 - 236.415 = 3.103 \\
 \sum y &= 65.234 & \sum'xy &= 157.444 - 152.0858 = 5.358 \\
 \sum x^2 &= 108.716 & & \\
 \sum y^2 &= 239.518 & & \\
 \sum xy &= 157.444 & & \\
 r &= \frac{5.358}{(10.879 \times 3.103)^{1/2}} = \frac{5.358}{5.8} = 0.9235
 \end{aligned}$$

$$r^2 = 0.853$$

$$\bar{x} = \frac{41.965}{18} = 2.331$$

$$\bar{y} = \frac{65.234}{18} = 3.624$$

$$b = \frac{5.358}{10.879} = 0.4925$$

$$a = 3.624 - 0.4925 (2.331) = 2.476$$

$$y = 2.476 + 0.4925 x \quad (1)$$

para $X = 100$; $x = 2$ o sea que $x = \log X$

en (1):

$$y = 2.476 + 0.985 = 3.461 \text{ cuyo antilog. es } Y = 2891$$

por lo tanto: $P (100 , 2891)$

para $X = 1000$; $x = 3$

en (1):

$$y = 2.476 + 1.4775 = 3.9535 \text{ cuyo antilog. es } Y = 8985$$

por lo tanto: $P (1000 , 8985)$

$$s^2(y) = \frac{(1 - 0.853) (3.103)}{16} = \frac{(0.147)(3.103)}{16} = 0.0285$$

$$s^2(b) = \frac{2.85 \times 10^{-2}}{10.879} = 26.197 \times 10^{-4} \quad s(b) = 5.12 \times 10^{-2}$$

$$s^2(y) = \frac{2.85 \times 10^{-2}}{18} = 15.834 \times 10^{-4} \quad s(y) = 3.98 \times 10^{-2}$$

$$t = 1.746$$

$$\bar{y}_1 = 3.624 + 1.746 (3.98 \times 10^{-2}) = 3.6935 \quad \bar{Y}_1 = 4938$$

$$\bar{y}_2 = 3.624 - 1.746 (3.98 \times 10^{-2}) = 3.5545 \quad \bar{Y}_2 = 3594$$

$$b_1 = 0.4925 + 1.746 (5.12 \times 10^{-2}) = 0.5819$$

$$b_2 = 0.4925 - 1.746 (5.12 \times 10^{-2}) = 0.4031$$

$$a_1 = 3.624 - 0.5819 (2.331) = 2.268$$

$$a_2 = 3.624 - 0.4031 (2.331) = 2.6844$$

$$y = 2.268 + 0.5819 x \quad (2)$$

para $X_1 = 100$; $x = 2$ y en (2):

$$y = 2.268 + 1.1638 = 3.4318 \text{ cuyo antilog. es } Y_1 = 2703$$

por lo tanto: $P_1 (100 , 2703)$

para $X_2 = 1000$; $x = 3$ y en (2):

$$y = 2.268 + 1.7457 = 4.0137 \text{ cuyo antilog. es } Y_2 = 10320$$

por lo tanto: $P_2 (1000 , 10320)$

$$y = 2.6844 + 0.4031 x \quad (3)$$

para $X'_1 = 100$; $x = 2$ y en (3):

$$y = 2.6844 + 0.8062 = 3.4906 \text{ cuyo antilog. es } Y'_1 = 3091$$

por lo tanto: $P'_1 (100 , 3091)$

para $X'_2 = 1000$; $x = 3$ y en (3):

$$y = 2.6844 + 1.2093 = 3.8937 \text{ cuyo antilog. es } Y'_2 = 7829$$

por lo tanto: $P'_2 (1000 , 7829)$

Con los valores de P_1, P_2, P'_1 , y P'_2 se proceden a trazar las rectas correspondientes a cada par de ellos, obteniéndose la gráfica de la *fig. (IV.2)*

Para un mejor uso de la *graf. (IV.2)*, se recomienda una vez -- analizadas las características de un recipiente (si lleva muchos aditamentos, si lleva faldones, tipo de tapas, líquido a contener, etc.), localizar primeramente sobre el eje de las abscisas la capacidad del tanque que se desea obtener, una vez hecho esto, trazar una paralela al eje de las ordenadas; veremos que ésta línea al cruzarse con la gráfica nos muestra un ancho de banda en el cual para la misma capacidad obtenemos diferentes costos. Por consiguiente dependiendo de las características del tanque, elegiremos un valor sobre la banda que sea el mas cercano al real.

El trazo de estas gráficas tiene una amplitud de 10% de aproximación, por lo tanto en el peor de los casos en que se escoja el valor medio, se obtendrá $\pm 5\%$ de error en el costo real obtenido.

Tanques Horizontales a Presión de A al C.

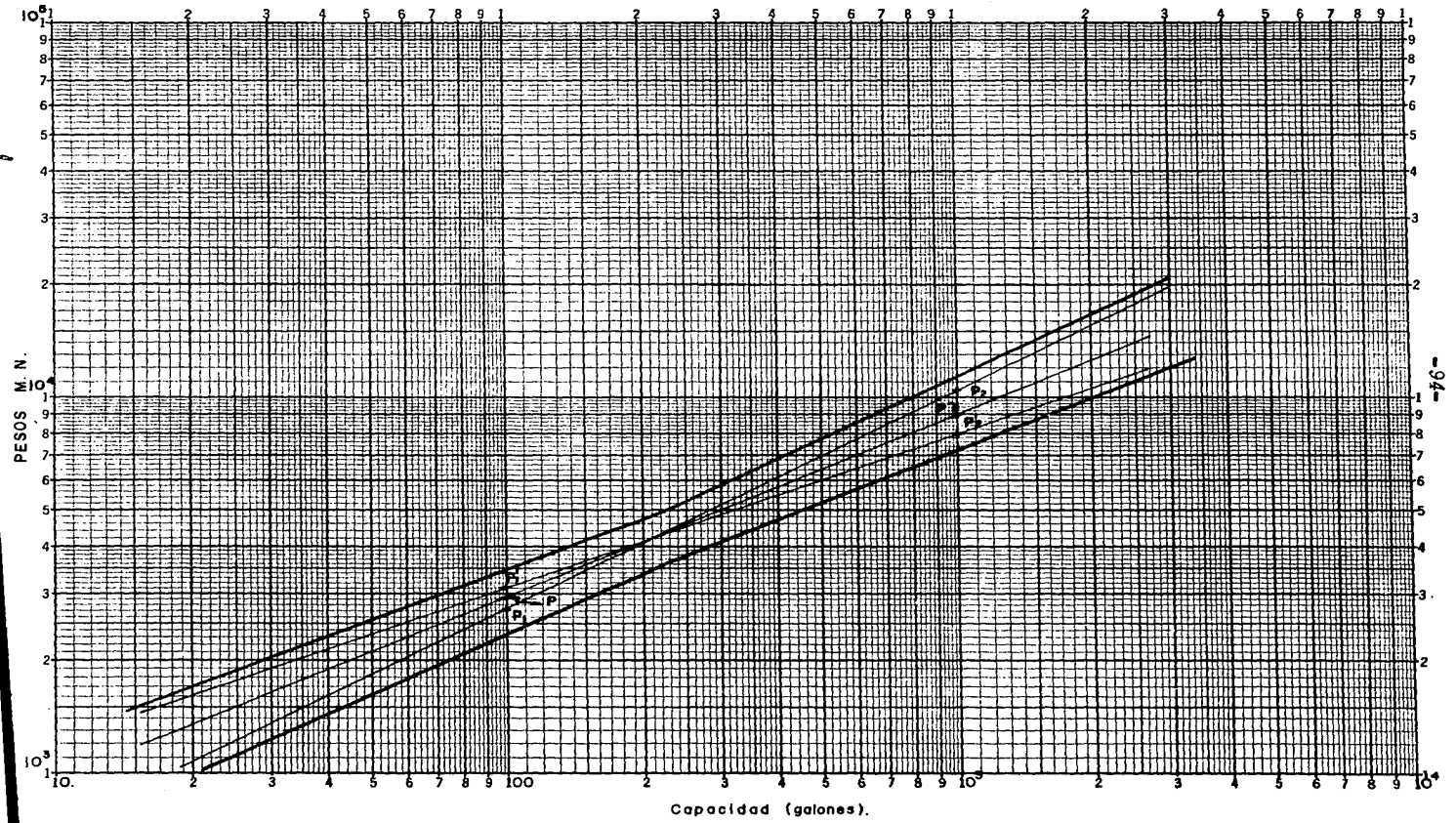


Fig. IV-2-

-34-

7.- CONCLUSIONES.

El presente tema de tesis proporciona una guía de diseño del tanque que se desarrolla, así como un método práctico de aplicación utilizado en la labor diaria del ingeniero dedicado a tales propósitos.

En el diseño del tanque se presentan conjugados no solamente el factor cálculo, sino de manera determinante la experiencia, habilidad y grado de destreza del individuo dedicado al estudio y formación de éste fin.

En general, algunos de los factores principales que hay que considerar para la solución en el análisis de tanques debiendo operar en condiciones normales, son:

Materiales.—La selección del material adecuado estará en función directa al monto presupuestado de inversión, por lo tanto los materiales que estarán sujetos a utilizarse podrán ser de mayor o menor costo, así como de características diferentes uno del otro. Por ejemplo, tratándose de la envoltura del tanque podrá emplearse acero inoxidable con un espesor menor que si usáramos acero al carbono. En éste ejemplo el uso del material se decidirá de acuerdo con el grado de corrosión, esfuerzo permisible, propiedades físicas y químicas, costo, etc. del mismo.

Así mismo, la soldadura empleada variará según el grado de eficiencia y seguridad que se escoja. El costo aumentará cuando se prevenga la necesidad de efectuar inversiones adicionales, como son las radiografías, las cuales darán a conocer las deficiencias localizadas en los cordones soldados.

Disponibilidad de materiales en el mercado.—Una vez efectuados los cálculos correspondientes al análisis matemático, es conveniente saber cuales son los tipos de materiales los cuales son fáciles de conseguir en el mercado, y compararlos con los que nos muestran los resultados. Por ejemplo al hablar del espesor de la envoltura y las tapas, posiblemente en los cálculos obtengamos un valor el cual no sea comercial, en tales casos podemos optar por dar el valor inmediato superior que si lo es, y volver a hacer los cálculos para éste nuevo espesor.

Las tapas que se utilizan en la construcción de éste tipo de tanques pueden presentar diversas formas como son: tori-esféricas, planas, elipsoidales, elípticas cóncavas, etc.

En México se ha generalizado la construcción de tanques con la forma de tapa elíptica cóncava, debido a que estas se encuentran pre-fabricadas a diversos tamaños y son las más comunes que se fabrican en el país.

Dimensiones del tanque.—Las dimensiones del tanque, deben estar en función directa a la capacidad del mismo, y a su vez del espacio que deba ocupar según las condiciones previstas en los requisitos del área disponible.

El cálculo que se desarrolla en el presente estudio se funda en el uso de las normas ASME, aplicables a la construcción del tanque y sus partes.

En el inciso correspondiente al cálculo de una abertura reforzada, el procedimiento que se siguió puede generalizarse, empleándose en otros tipos de aberturas como son boquillas, entradas de hombre, etc., exceptuando aquellos casos en que son aplicables directamente las normas del código.

Con referencia al capítulo IV, debido a que el costo de los diferentes equipos varía con el tiempo, es difícil que una misma gráfica pueda servir indefinidamente. Sin embargo puede aplicarse el índice de costos, el cual es un factor que puede emplearse para corregir el valor del costo leído en la gráfica tomando como referencia el índice de costos de la fecha en que se tomaron los datos para construir la gráfica.

Por ejemplo, si se considera el valor del índice de costos igual a 112 para el año de 1958, y el índice de costos para 1969 es de 120, el valor leído en la gráfica deberá multiplicarse por 120 y dividirse entre 112, o sea que el costo real estimado sería igual a:

$$\frac{\text{costo. (120)}}{(112)} \frac{---(1969)}{---(1958)} = 1.7 \text{ costo}$$

Comentarios sobre el tema tratado.-

La construcción de tanques y su método de cálculo es un problema que se ha generalizado en las diversas ramas de la industria en la República Mexicana.

Hoy en día, no es exclusivo de algún tipo de industria en particular la utilización de tanques de almacenamiento, debido a que estos pueden ser necesarios en cualquier tipo de industrias, siendo -mas comunes en la industria química, petrolera, cervecera, de aguas -gaseosas, etc.

El estudio relacionado con el cálculo y diseño a que se refiere el presente trabajo incrementa el conocimiento del estudiante y -- del estudioso del tema, facilitándole el observarlo en su idioma -- (el castellano), con el objeto de tener a mano para su consulta los problemas inherentes al caso.

En nuestro país posiblemente se haya escrito y estudiado éste -problema en otras ocasiones y de igual forma pudo haber sido tema de tesis, sin embargo en la preparación del trabajo y previo a éste revise lo existente en bibliografía y únicamente encuentre publicaciones escritas en inglés. Por ésta razón la aseveración anterior.

Comentarios sobre el método.-

En los E. E. U. U. de Norteamérica, siendo uno de los países industrialmente hablando mas importantes de nuestra era, se han inplan---tado normas en lo referente a tanques en general. El cálculo que se siguió en dichas construcciones, ha estado vigilado y previamente -- aprobado por las organizaciones de ingenieros mecánicos existentes en ése país. La formulación que se menciona en el cuerpo de éste -- trabajo es el resumen de años de estudio de muchas personas, así como de las experiencias positivas y negativas que se han tenido antes de llegar a determinar en forma general las aplicaciones manifestadas a través de códigos.

Comentarios sobre los resultados.-

Los resultados que se han obtenido en el mencionado trabajo denotan por sí mismo todas las previsiones que se deben tener cada vez que se trate de analizar un estudio similar. Se podrá observar que de faltar cualquiera de las previsiones mencionadas, el estudio carecerá de validez para ser considerado como un trabajo incompleto. Es importante que si otras personas han llegado a obtener magníficos resultados utilizando éste tipo de sistema, siempre se deberá -- tener cuidado en seguir paso a paso las normas correspondientes, y así obtener resultados similares y tener la satisfacción de que el trabajo ha sido y será juzgado como eficiente siempre.

Comentarios sobre el criterio.-

Quando se trata de hacer un trabajo de investigación en el que intervienen aspectos de uso común, el profesionista deberá tomar - las experiencias de estudiosos en la materia, y cuyos resultados -satisfactorios han llegado a ser publicados.

El profesionista a diferencia del investigador científico deberá ser práctico en todos los ámbitos de la vida, deberá conocer con ---

cierta profundidad la integración de los factores de todas las fórmulas que utilice, pero no profundizará al grado de desglosar o desintegrar a su vez cada uno de los elementos en forma concienzuda.

Con ésta aseveración no se trata de comentar en forma determinante que un profesionista de acuerdo con sus inclinaciones no se transforme en investigador, sino por el contrario el escalafón lógico que en función propia de toda profesión deba ocupar el mismo.

Por las razones citadas, el criterio que se adopto en el presente trabajo y como profesionista en embrión que soy, he tomado el criterio y las experiencias que a mi juicio han destacado en ésta rama.

II.- BIBLIOGRAFIA

- 1.- Resistencia de Materiales
Timoshenko S.
Vol. I y Vol II
Van Nostrand, Nueva York, 2a. edición, 1940.
- 2.- Resistencia de materiales
Norley A.
Longmans, Londres, 11ava. edición, 1954.
- 3.- Resistencia de Materiales Avanzada
Clark D. A. R.
Blackie and Son, Londres, 1951.
- 4.- Resistencia de Materiales Avanzada
Den Hartog J. P.
McGraw-Hill, Nueva York, 1952.
- 5.- Un Tratado Matemático de la Teoría de la Elasticidad
Love A. E. H.
Publicaciones Dover, Nueva York, 4a. edición, 1944.
- 6.- Teoría Matemática de la Elasticidad
Sokolnikoff I. S.
McGraw-Hill, Nueva York, 1a. edición, 1946.
- 7.- Teoría de la Elasticidad
Timoshenko S.
McGraw-Hill, Nueva York, 2a. edición, 1951.
- 8.- Una Introducción a la Teoría de la Elasticidad
Southwell R. V.
Oxford, Nueva York, 1936.
- 9.- Elasticidad en Ingeniería
Sechler E.
Wiley, Nueva York, 1952.
- 10.- Manual de Tablas y Fórmulas Matemáticas
Burlington R. S.
Publicadores de Manuales, Sandusky, Ohio, 1937.
- 11.- Esfuerzos en Tanques Soldados, a Presión
Kerkhof W. P.
Welding J. (N. Y.), suplemento 35, No 1 (1956) pág. 41-S.
- 12.- Diseño de Tanques Soldados, a Presión, de Acero Templado
Zick L. P.
Welding J. (N. Y.), suplemento 34, No 9 (1955) pág. 442-S
- 13.- Adecuabilidad de Aceros Templados para Construcción de
Tanques a Presión
Bibber L.C.
Welding J. (N. Y.), suplemento 34, No 9 (1955) pág. 449-S
- 14.- Código ASME para Tanques a Presión y Calderas, sección VIII
Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, 1956.

- 15.- Reporte sobre el Diseño de Tapas en Tanques a Presión
Boardman H. C.
Apéndice I - Historia del Diseño de Tapas para Tanques a Presión - Welding J. (N. Y.) , suplemento 32 (1953).
- 16.- Manual de Diseño de Soldadura
Jefferson T. B.
McGraw-Hill, Nueva York.
- 17.- Enciclopédia de la Soldadura
Jefferson T. B.
Editorial The Welding Engineer, llava edición, 1943.
- 18.- Principios de Soldadura para Ingenieros
Morris J. L.
Prentice-Hall, 1951.
- 19.- "Manual de Soldadura"
Sociedad Americana de Soldadura, 3a. edición, 1950.
- 20.- Esfuerzos en Tanques Cilíndricos Horizontales a Presión Grandes, sobre dos Soportes de Silleta
Zick L. P.
Welding J. (N. Y.), suplemento 30 (1951), pág. 435-S.
- 21.- Fórmulas para Esfuerzo y Deformación
Roark R. J.
McGraw-Hill, Nueva York, 2a. edición, 1943.
- 22.- Mecánica de Materiales Avanzada
Seely F. B.
Wiley, Nueva York, 2a. edición, 1952.
- 23.- Estadística Aplicada para Ingenieros
William Volk
McGraw-Hill Book Company.

Nota.- En varios párrafos de capítulos comprendidos dentro de la tesis, existen números anotados dentro de paréntesis. Estos tienen correspondencia con los números que encabezan la lista de libros de la bibliografía.