

23

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO



FACULTAD DE INGENIERIA

“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN TANQUE DE
TECHO CONICO FIJO CON MEMBRANA INTERNA
DE ALUMINIO DE 100,000 BLS, PARA
ALMACENAMIENTO DE GASOLINA EN LA
TERMINAL MARITIMA DE TUXPAN, VER”.
DE PEMEX - REFINACION

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA (INDUSTRIAL)
P R E S E N T A :
DARIO ALFREDO CRUZ HERNANDEZ

DIRECTOR DE TESIS: ING. JORGE GONZALEZ RAMIREZ

SI HE VISTO MAS LEJOS ES PORQUE ESTOY EN HOMBROS DE GIGANTES.



CIUDAD UNIVERSITARIA.

2001



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



REPUBLICA NACIONAL
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS

FORMATO - 4

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA
MECÁNICA E INDUSTRIAL

Asunto: Solicitud de Jurado para
Examen Profesional

Director de la Facultad de Ingeniería
de la UNAM.
Presente

El (a) Señor (ita) CRUZ HERNANDEZ DARIO ALFREDO

registrado en esta facultad con el número de cuenta 8830344-Z en la carrera de

Ingeniero MECANICO ELECTRICISTA AREA (INDUSTRIAL) habiendo satisfecho los

requisitos académicos necesarios para realizar sus trámites de examen profesional, le solicita

atentamente autorizarle el siguiente jurado:

PRESIDENTE: ING. JESUS ROVIROZA LOPEZ

VOCAL: ING. JORGE GONZALEZ RAMIREZ

SECRETARIO: ING. HECTOR RAUL MEJIA RAMIREZ

1º Suplente: ING. ANTONIO ZEPEDA SANCHEZ

2º Suplente: ING. VICTOR YAZQUEZ HUAROTA

Atentamente.

“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”

Cd. Universitaria, D.F., 17 DE ABRIL del 2001.

COORDINACIÓN DE TITULACIÓN

ENTERADO

GRACIAS A LA VIDA

Gracias a la vida, que me ha dado tanto
me dio dos luceros, que cuando los abro,
perfecto distingo el negro del blanco,
y en el alto cielo su fondo estrellado
y en las multitudes la mujer que yo amo.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto ,
me ha dado la marcha de mis pies cansados.
con ellos anduve ciudades y charcos,
playas y desiertos, montañas y llanos,
y la casa tuya, tu calle y tu patio.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto,
me ha dado el oído, que en todo su ancho,
graba noche y día grillos y canarios,
marillos, turbinas, ladridos, chubascos,
y la voz tan dulce de la que estoy amando.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto,
me dio el corazón, que agita su marco
cuando miro el fruto del cerebro humano
cuando miro al bueno tan lejos del malo,
cuando miro el fondo de sus ojos claros.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto,
me ha dado el sonido y el abecedario,
con él las palabras que pienso y declaro
padre, amigo, hermano y luz alumbrando
el fondo del alma de la que estoy amando.

Gracias a la vida, que me ha dado tanto,
me ha dado la risa, y me ha dado el llanto,
así yo distingo dicha de quebranto,
los dos materiales que forman mi canto,
y el canto de todos que es mi propio canto.

EN PAZ

Muy cerca de mi ocaso yo te
bendigo. Vida porque nunca
me diste ni esperanza fallida
ni trabajos injustos ni pena
inmerecida.

Porque veo al final de mi rudo
camino que yo fui el arquitecto
de mi propio destino; que si
extraje las mieles o la hiel de
las cosas; fue porque en ellas
puse hiel o mieles sabrosas
cuando planté rosales coseche
siempre rosas.

Cierto a mis lozanias va a seguir
el invierno ¡mas tú no me dijiste
que mayo fuese eterno!

Halle sin duda largas las noches
de mis penas; mas no me
prometistes tú sólo noches
serenas

Amé, fui amado, el sol acarició
mi faz .

¡Vida, nada me debes!
¡Vida estamos en Paz!

A la Universidad Nacional Autónoma de México UNAM
Gracias por haberme dado la oportunidad de estudiar
en tus aulas

A la Facultad de Ingeniería
Por todo el conocimiento que
me brindó durante los años
Que estuve en sus aulas

A Lic. María Teresa de Vaca
Te agradezco por haberme ayudado en
los momentos más difíciles de mi vida, te
agradezco ayer que te quería mucho y estoy seguro
que mañana te diré lo mismo te admiro y respeto
mucho, este trabajo te lo dedico a ti con todo
mi cariño GRACIAS

A MARIE BOISSO

Dicen que de tras de una gran mujer
hay un gran hombre, gracias Marie por
darme lo que no se compra con dinero
que es lo más sagrado para mí
tu amistad TE QUIERO MUCHO.

Ing. Archivaldo Deneken Garces
Gracias hoy y siempre fueron años difíciles
pero creo que lo logramos juntos con tu apoyo
y tus consejos, vencimos, chubascos y momentos
duras pero ganamos, este trabajo es el resultado
de lo que sembraste gracias, no podré pagarte jamás
lo que hiciste por mí, pero una cosa sí es importante
que sepas voy a triunfar

Al Doctor Alejandro Villaseñor Serrano
Mi más profundo agradecimiento por
todo lo que hizo por mí cuando niño
y ahora cuando hombre, recuerdo que
un día me dijo que tenía madera para
ser grandes cosas en la vida creo que
no se ha equivocado

A mi amigo de toda la vida
Dr. Mauricio Villaseñor Zavala
Recuerdo aquellas palabras que
Siempre he has dicho que soy de
Buena entraña, a pesar de las
Circunstancias lo más importante
Es que cumplí con lo que te prometí
Que saldría adelante fuera como fuera
He cumplido es un gran triunfo para
La amistad que nos une por más de
20 años de conocernos gracias comprade
por lo que representas hoy, mañana y siempre.

MI MADRE

*Porque el pasado queda compensado
por este trabajo de tesis gracias por
haberme lo mas sublime que una mujer
pueda ser como tu eres puede dar
por tu vida" gracias mama.*

*Al Ing. Salvador Gómez Rodríguez
Gracias por sus consejos y su gran
experiencia para ya que sin ella viera
lo muy difícil acabar mi tesis.*

mis amigos.

*Por los cuales les agradezco su
presencia y ayuda .*

Érica Ocaña

Óscar Guzmán

Óscar del Angel Barberena

Soria

Fili

Abel cruz

Ricardo Coutino

Hector Moreno

Benito Corpus

Por todos ellos gracias, por su amistad

A MIS ABUELOS

*Por haberme dado un
techo y una educación
que valoro y valorare
toda mi vida gracias a
sus enseñanzas soy lo
que soy.*

*Al Ing. Marco A González
Gracias por haber confiado
que tengo capacidad para
Desarrollarme como buen
Ingeniero y como buena
Persona, como usted gracias*

*Al Ing. Jorge González Ramírez
por sus consejos y por haberme
guiado hacia la terminación de
este trabajo de tesis.*

*A mis hermanos Dario III
Ricardo, Oswaldo, Alejandro
Hermanos el conocimiento
nos hará felices tengamos
pues el conocimiento*

INTRODUCCION
OBJETIVO
ALCANCE

CAPITULO 1	DEFINICION DE CONCEPTOS	INDICE
1.1	Diferentes tipos de tanques de almacenamiento	3
1.2	Características generales del código API	6
1.3	Materiales Disponibles	7
1.4	Aplicaciones en el diseño de tanques de almacenamiento	9
1.5	Producto almacenado	9
1.6	Evaporación	11
1.7	Principio de Flotación	12
1.8	Propiedades de la Presión	14
1.9	Deducción de la ecuación Fundamental de la Hidrostática	15
1.10	Información básica para el diseño del tanque	16
CAPITULO 2	SELECCION Y DIMENSIONES DEL TANQUE	
2.1	Información básica	17
2.2	Selección del Tipo de Tanque	18
2.3	Dimensiones del tanque	19
2.3.1	Proporción Óptima del Tanque	19
CAPITULO 3	ESFUERZOS EN RECIPIENTES ATMOSFERICOS	
3.1	Análisis de recipientes cilíndricos que trabajan bajo presión hidrostática de un líquido	24
3.2	Análisis general de recipientes de pared delgada	28
3.2.1	Análisis de las fuerzas internas	28
3.2.2	Tensión Simple	28
3.3	Cilindro de pared delgada	33
3.4	Análisis de recipientes cilíndricos que trabajan bajo presión interna	37
3.5	Análisis de recipientes cilíndricos que trabajan bajo presión hidrostática	38
3.6	Criterios de diseño	39
3.7	Evaluación de los esfuerzos de trabajo	39

CAPITULO 4 DISEÑO DEL CUERPO Y FONDO EN TANQUES DE ALMACENAMIENTO INDICE

4.1	Determinación del despiece de la envolvente	44
4.2	Diseño de la envolvente para tanques de almacenamiento	45
4.3	Esfuerzo circunferencial	45
4.4	Eficiencia de las juntas y corrosión admisible	46
4.5	Modificación de la ecuación	46
4.6	Procedimiento de Punto Variable	47
4.7	Tipos de esfuerzos en tanques de almacenamiento	51
4.8	Procedimiento de calculo de los espesores por el metodo de un Pie	52
4.9	Datos para el diseño de los espesores del cuerpo	52
4.10	Procedimiento de cálculo de los espesores por el metodo del punto variable	55
4.11	Diseño del fondo por el metodo estático y dinámico	76
4.12	Tipos de falla e implicaciones	76
4.13	Interacción Fluido-Estructura	77
4.14	Calculo de la estabilidad por Sismo para tanques de almacenamiento	79
4.15	Diseño por viento	89
4.15.1	Consideraciones Generales	89
4.15.2	Requisitos Generales	89
4.16	Velocidad Básica	90
4.17	Fuerzas debidas al viento	90
4.18	Presiones Exteriores	92
4.18.1	Presión dinámica de base (q)	93
4.18.2	Factor de topografía (F_T)	93
4.18.3	Factor de Exposición (F_a)	94
4.18.4	Factor de tamaño (F_C)	95
4.18.5	Factor de rugosidad y altura (F_{rz})	95
4.18.6	Velocidad regional (V_R)	96
4.19	Calculo de los Factores de Viento	97

CAPITULO 5 DISEÑO DEL TECHO FIJO CON MEMBRANA INTERNA FLOTANTE

5.1	Análisis de los elementos constitutivos de la estructura	103
5.1.1	Viga uniformemente cargada con extremos libres	103
5.2	Acción de las columnas	108
5.3	Esparcimiento de Largueros	110
5.3.1	Calculo de la separación de traves largueros y seleccionamiento de los mismos	113
5.3.2	Esparcimiento de un lado del Hexagono	115
5.4	Selección de Largueros	116
5.5	Selección de Traves	119

CAPITULO 6	FABRICACION DEL TANQUE	INDICE
6.1	Alcance de fabricación	123
6.2	Habilitado de los materiales en taller	124
6.2.1	Generalidades	125
6.2.2	Habilitado del fondo	127
6.2.3	Habilitado del cuerpo	127
6.2.4	Habilitado de los accesorios	128
6.3	Armado y soldadura en campo	131
6.3.1	Generalidades	131
6.3.2	Tecnología de la soldadura a mano por arco	132
6.3.3	Accesorios para el armado en campo	134
6.3.4	Armado y soldadura del fondo	135
6.3.5	Secuencia del armado de las placas del fondo	136
6.4	Armado y soldadura del cuerpo	137
6.4.1	Aplicación de la soldadura en el cuerpo	140
6.4.2	Fases de colocación de Accesorios	143
6.4.3	Instalación del sello	143
6.5	Inspección de los trabajos en campo	144
6.5.1	Generalidades	149
6.6	Fallas internas comunes en las juntas soldables	149
6.6.1	Inspección del fondo	150
6.6.2	Inspección de los accesorios del tanque	153
6.7	Limpieza y pintura	153
6.7.1	Generalidades	153
6.7.2	Limpieza previa a la aplicación de la pintura	153
6.7.3	Aplicación de la pintura	154

CAPITULO 7	ANALISIS ECONOMICO	
7.1	Introducción	157
7.2	Costo de materiales	158
7.3	Análisis general del costo de la Hora/Hombre y gastos indirectos en taller y en campo	160
7.4	Costo total del arrendamiento del equipo requerido	161
7.5	Costo total del Tanque de Almacenamiento	162

CONCLUSIONES

ANEXO "A"

Diferentes tipos de membranas internas de Aluminio

ANEXO "B"

uniones mediante soldadura por fusión o soldadura por presión

ANEXO "C"

Conversiones

ANEXO "D"

Bibliografía

INTRODUCCION

El desarrollo de México depende en alto grado de los hidrocarburos. De la energía total que consume el país, el 65% es generada por el proceso de aceite crudo y el 22% por el gas natural.

Dentro de las industrias más importantes del país, se encuentra Petróleos Mexicanos. (PEMEX)

PEMEX es una empresa que requiere de gente capacitada en todas las ramas de la Ingeniería, ya que de ella dependerá el buen funcionamiento de sus instalaciones para un mejor aprovechamiento de nuestros recursos naturales.

La necesidad en la que se ha visto PEMEX, al incrementar su petróleo crudo, sus principales destilados y derivados petroquímicos, esta también la de incrementar sus áreas de almacenamiento siendo parte importante en ella los tanques atmosféricos.

Los tanques atmosféricos son usados para almacenar fluidos cuyo índice de volatilidad no es muy elevado, y cuyas presiones internas no excedan de 0.17 kg/cm^2 (man), (2.5 lb/pulg^2 man.)

El empleo del tanque implica gravar el costo de los productos por concepto de almacenamiento.

El costo de almacenamiento está integrado por la depreciación de la inversión inicial del tanque, los costos de operación, reparación, mantenimiento y el costo del producto perdido por el uso del tanque.

La cuantificación del costo de almacenamiento en los diferentes tipos de tanques sirve para la solución del sistema de almacenamiento más adecuado.

El trabajo de tesis consiste en el desarrollo del diseño de un tanque de $15,900 \text{ m}^3$ (100,000 barriles) de capacidad se presentan los parámetros y criterios mas comunes que se consideran para la selección, dimensionamiento, análisis y diseño estructural, determinación de las cantidades de material y la evaluación económica de un tanque de 100,000 Bbls, con tapa cónica.

La Terminal Marítima de almacenamiento de Tuxpan Veracruz tiene como función principal la formulación de gasolinas calidad ecológica para la zona Metropolitana Valle de México, con el fin de garantizar el mezclado y abastecimiento de 150,000 Bls. de productos al área metropolitana y proporcionar apoyo a la refinería de Tula Hidalgo en el suministro de gasolinas al Altiplano, que es una zona densamente poblada donde se concentra el desarrollo de importantes actividades económicas, industriales y de servicios.

Con la finalidad de evitar que el volumen actual de almacenamiento del sistema de mezclado en línea se vea afectado por el mantenimiento programado a los tanques de almacenamiento y reducir los tiempos de estadía de los buquetanques que operan en la terminal, PEMEX-REFINACION conciente de su compromiso de prestar un servicio oportuno y de calidad, buscando preservar el entorno del centro de trabajo, la conservación del medio ambiente y satisfacer las necesidades de suministro de combustibles, cumpliendo con las normas internacionales de calidad y seguridad construirán 6 tanques de almacenamiento con una capacidad de 100,000 bls. cada uno, con techo fijo y membrana interna flotante.

A). OBJETIVO.

El propósito de este documento es definir los criterios de diseño de tanques atmosféricos Verticales de Petróleos Mexicanos, para la terminal marítima de Tuxpan, Ver.

B). ALCANCE

Diseño, construcción e integración de seis tanques de almacenamiento de techo fijo con membrana flotante, de 100,000 Barriles,(tres en una etapa inicial y tres al futuro)

Los tres tanques nuevos, de la etapa inicial se han denominado TV-109 y TV-110 para gasolina Pemex-Magna calidad Zona Metropolitana Valle de México y TV-111 para gasolina Premium, baja en aromáticos.

En este trabajo se presentan los lineamientos a seguir para diseñar tanques de almacenamiento con techo flotante, diseño basado en el código American Petroleum Institute-650 (API-650).

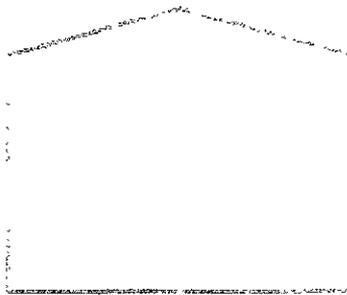
CAPITULO 1 DEFINICION DE CONCEPTOS.

DIFERENTES TIPOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.

Los diferentes tipos de tanques de almacenamiento, diseñados en base al código API, se diferencian por el tipo de techo, siendo el fondo y el cuerpo de las mismas características. De acuerdo a lo anterior se analizaran los techos más comunes, los cuales se describen a continuación:

- Techo cónico fijo autosoportado
- Techo cónico fijo con estructura soporte
- Techo flotante tipo cubierto sencillo
- Techo flotante fijo pontón perimetral

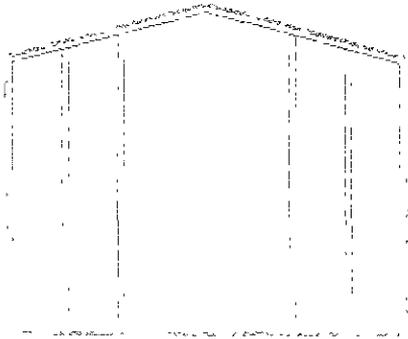
Techo cónico fijo autosoportado Estos techos se utilizan cuando el diámetro del tanque es menor de 15m. este techo como su nombre lo indica carece de estructura soporte, la inclinación de este tipo de techo fluctúa entre $9^{\circ} 28'$ y $36^{\circ} 52'$, el rango de espesores es de 5mm a 13mm de espesor. De lo anterior se deduce que la inclinación y espesor del techo, depende directamente del diámetro del tanque.



AUTO SOPORTADO

Fig.1.1

Techo cónico fijo con estructura soporte: Se utiliza generalmente en tanques de diámetro mayor a 15m este techo se fabrica con placa de 5 mm de espesor y una pendiente de relación 1:16. la estructura soporte generalmente se fabrica con perfiles estructurales de aceros identificados como IPR(perfil tipo I reforzado) y CPS(canal perfil eslandar), dicha estructura se encuentra apoyada en el fondo del tanque.



SOPORTAJAO

Fig.1.2

En los tanques con techo cónico fijo, que almacena petróleo crudo o alguno de sus derivados, las pérdidas por evaporación son considerables debido a que existe un espacio libre en la superficie del producto, permitiendo que se presente la evaporación que se originen pérdidas por el venteo al exterior, que de no hacerlo, incrementaría la presión en el interior del tanque

Techos Flotantes: Los techos flotantes reúnen múltiples ventajas que los hacen más adecuados para satisfacer eficientemente el servicio de almacenaje de petróleo crudo o alguno de sus derivados. Las principales ventajas se enumeran a continuación.

- Se eliminan las pérdidas por venteo del producto evaporado.
- Se eliminan las pérdidas de producto evaporado en el proceso de llenado y vaciado del tanque.
- Se elimina el riesgo de que ocurra un incendio como consecuencia del exceso de vapores combustibles.
- Se reduce la corrosión de las caras interiores del tanque debido a que se reduce al mínimo la cantidad de vapor del producto almacenado.

Existen en la actualidad tres tipos de techos flotantes: tipo cubierta sencilla, tipo anclaje perimetral y tipo doble cubierta.

Techo Flotante tipo cubierta sencilla: Este tipo de techo es el más simple, consiste en un diafragma que cubre toda la superficie del líquido y presenta el inconveniente de tener poca estabilidad al carecer de pontones que eviten el hundimiento del techo en casos críticos como pueden ser la inundación del techo por efecto de las lluvias o por la ruptura del diafragma.



Fig.1.3

Techo Flotante tipo panal de abeja: Este tipo de techo es el más común actualmente. este tipo de techo presenta más estabilidad que el tipo cubierta sencilla, está constituido por un diafragma y un pontón anular.

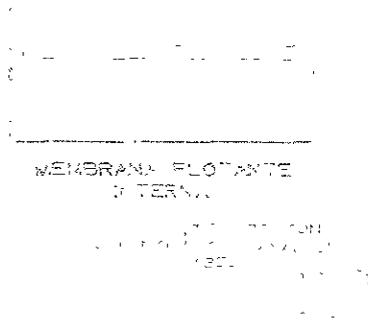


Fig.1.4

La relación de área del pontón al área total, depende del tamaño del tanque y de los requerimientos de flotación. Por otra parte el espacio de aire interior del pontón, proporciona un aislamiento al calor de los rayos solares, inhibiendo así la ebullición del producto almacenado en la región del área anular.

El diafragma central puede abombarse por efecto del calor y guardar de esa manera el vapor formado hasta que la temperatura baje y se condense nuevamente.

Por lo general este tipo de techo está diseñado para soportar una columna de lluvia de 254 mm en un periodo de 24 horas, ya sea almacenando toda el agua o bien almacenando una parte y drenando la restante.

El pontón anular esta formado por una serie de compartimentos independientes unidos para dar la apariencia de ser uno solo. con ello se consigue que el techo permanezca a flote aún cuando el diafragma y dos compartimentos del pontón integral estén picados.

1.2 CARACTERISTICAS GENERALES DEL CODIGO API

El código API-650, es una especificación que cubre materiales, diseño, fabricación, erección y requerimiento de prueba para tanques de almacenamiento verticales, soportados directamente sobre el piso, con o sin techo, en varios tamaños y capacidades, para presiones internas aproximadamente iguales a la atmosférica.

Este código fue elaborado para proveer a la industria del petróleo herramientas de diseño de tanques con seguridad adecuada y economía razonable asimismo para ser usados en el almacenamiento de petróleo y sus derivados.

En los siguientes capítulos se detallan los requerimientos necesarios para su diseño, fabricación y erección, se describe brevemente a continuación el contenido de algunos de ellos.

El capítulo de materiales incluye la especificación de placa, electrodos para soldadura, perfiles estructurales, fundición, tubería, bridas forjadas y tornillería.

El capítulo de diseño incluye el diseño de juntas soldables, fondo, cuerpo, aro de refuerzo perimetral, techo y selección de accesorios.

El capítulo de fabricación incluye generalidades acerca del trazo, corte, rolado, montaje, embarque e inspección de taller.

El capítulo de erección incluye generalidades acerca de detalles de soldadura, inspección, prueba y reparaciones.

El capítulo de requerimientos de prueba para las juntas soldables del cuerpo incluye la inspección radiográfica y el seccionamiento.

3.3 MATERIALES DISPONIBLES

Para la fabricación de tanques de almacenamiento tipo API, el material que reúne los requisitos mencionados anteriormente es el acero al carbono calidad estructural ASTM A-283-C, así mismo es uno de los materiales sugeridos por el código API.

Las Propiedades mecánicas del material A-283-C son:

Esfuerzo último a la tensión (ruptura)	3865 Kg/cm ²
Esfuerzo mínimo de cedencia	2100 Kg/cm ²

Composición Química.

Carbono (c)	0.15-0.40%
Manganeso (Mn)	0.60-1.65%
Fósforo (P)	0.040% máx.
Azufre (S)	0.050% máx
Silicio (Si)	0.050% máx

La utilización en el material ASTM A-283-C, es apropiada cuando se tienen presiones y temperaturas iguales o cercanas a las condiciones atmosféricas.

Aceros estructurales: dentro de la clasificación de aceros al carbono de bajo y mediano contenido de carbono, se encuentran los aceros estructurales que tienen un contenido aproximado, de 0.30% de carbono. Los aceros estructurales tienen una variedad de aplicaciones y para cada aplicación existe un tipo de acero adecuado, para el caso de tanques de almacenamiento el material a utilizar es de la especificación ASTM A-283-C.

es fácil de comprender que algunas construcciones con acero requieren de mayor resistencia y mayor control de calidad que otras, por ejemplo no es tan importante que el acero usado en la fabricación de una ventana sea de una determinada resistencia a la tensión y esta resistencia a la tensión no disminuye absolutamente nada de un límite establecido para este tipo de fabricación es lógico que se tiene un margen relativamente amplio con respecto a su control de calidad y en las soldaduras sólo vigilarémos que no existan agrietamientos como son los que produce el azufre que en algunos casos ocasionan gran parte de la soldadura, que no existan oxidaciones excesivas y sobre todo que la soldadura este correctamente aplicada, es decir que no tenga interferencia de escoria y la fusión sea correcta, bien repartida y con la penetración debida.

sin embargo para una construcción que trabajará en condiciones más críticas, se requiere de un estricto control del material usado y con mayor razón de la soldadura, ya que en estos casos el material se ve sometido a esfuerzos cercanos a su capacidad de resistencia y si en alguna parte hubiera una reducción en cuanto a estas propiedades, puede resultar que en una concentración de esfuerzos, el material falle en esa parte ocasionando los daños o pérdidas económicas que pueden llegar a ser de cuantiosa magnitud. Pues bien para estos casos es necesario los aspectos que pueden dar origen a fallas en los cordones de soldadura.

En la continuación se presenta en la tabla 1.3.1 las diferentes composiciones de aceros estructurales y sus usos comerciales más usados en la industria de Tanques de Almacenamiento.

TABLA 1.3.1

Grupo I Como rolado semipasivado		Grupo II Como rolado pasivado o semipasivado		Grupo III Como rolado pasivado a practica de grano fino		Grupo IV Normalizado pasivado a practica de grano fino		Grupo V Como rolado pasivado a grano fino
Material	Notas	Material	Notas	Material	Notas	Material	Notas	Material
A131MC	2	A131MB	7	A573M-400		A131MCS		
A36MC	2	A36M	2,6	A516M-380		A573M-400	10	A573M-450
A4021MA	2	G4021M		A516M-415		A516M-380	10	A573M-485
A516M	2,3	GR.41		G4021M	9	A516M-415	9,10	A516M-450
A573M	3,5			GR.41	5,9	G4021M	9,10	A516M-485
A516M	6					GR.41	5,9,10	

as:

Debe tener tratamiento semipasivado o pasiva
 espesores menores que 12.5mm
 Contenido máximo de Manganeso de 1.5%

6.- Contenido de Manganeso en el cuerpo, debe ser de 0.80 a 1.2% por calor transmitido para espesores mayores que 20mm excepto para cada reducción del 0.01% debajo de la especificación máxima, esta puede ser permitida hasta un máximo de 1.35% para espesores menores de 12.5mm, el cuerpo debe tener un contenido de Manganeso de 0.8% a 1.2% por análisis de calor.

7.-Para espesores menores de 25mm

9.-Debe tener tratamiento de pasividad y presentarse como a practica de grano fino

10.-Debe ser normalizado

Selección del tipo de electrodo que se utilizará

Los electrodos por utilizar serán de revestimiento grueso, tipo básico de bajo hidrógeno, apto para soldaduras exigidas en construcciones metálicas y recipientes.

Núcleo: Varilla de acero

Designación: según norma: ASTM-AWS E-7018

Resistencia última a la tensión: 4922 kg/cm²

APLICACIONES EN EL DISEÑO DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.

El material de aporte del electrodo básico es de óptima calidad y pureza, resistente al envejecimiento y de alta tenacidad, constituyendo así también a bajas temperaturas un alto factor de seguridad. Es especialmente apto para soldaduras de unión y de aporte en acero con contenido hasta de 0.40% de carbono dado por su revestimiento básico especial elimina la posibilidad de fisuras.

Es también ampliamente utilizado en soldaduras de unión o de aporte de recipientes fabricados con aceros de 3865 kg/cm² de resistencia.

Propiedades de la soldadura e instrucciones de uso: Se distingue el electrodo por su usión suave, pudiendo ser utilizado en todas las posiciones de soldadura. Utilizando un arco corto el mismo sale bien dirigido evitándose las perdidas por chisporoteo. Los cordones de soldadura horizontales y verticales ascendentes son planos y uniformes, siendo la eliminación de la escoria en todos los casos sumamente fácil.

1.5 PRODUCTO ALMACENADO.

El petróleo crudo es una mezcla de hidrocarburos (compuestos formados principalmente por carbono e hidrogeno), adicionalmente contiene algunos contaminantes entre los que se pueden citar pequeñas cantidades de azufre, oxígeno nitrógeno y metales.

El total de hidrocarburos que típicamente están presentes en el petróleo crudo, varían desde un átomo de carbono hasta varios cientos. debido a la complejidad de identificar toda esta gama de componentes, la industria petrolera los agrupa en familias, así se tienen la de las parafinas (cuya formula típica es C_nH_{2n+2}), siendo la más simple el metano (CH_4); las olefinas (formula típica C_nH_{2n}), éstos son hidrocarburos insaturados como es el caso del etileno ($CH_2=CH_2$); los nafténicos (formula típica C_nH_{2n}), representado por el ciclohexano; los aromáticos (formula típica C_nH_{2n-6}), cuyo compuesto más conocido es el benceno.

El petróleo crudo en el mercado internacional se clasifica como ligero y pesado, en base a su gravedad API (American Petroleum Institute) valores menores de 30 se consideran pesados

y por arriba se definen como ligero. otra forma de identificación se basa en la familia de hidrocarburos predominante en el crudo; bajo caracterización basada en un factor de desarrollo por Universal Oil Products (UOP), conocido como factor UOP (identificado como k), que para los crudos de base parafínica fluctúan entre 12.15 grados API y 12.9 grados API mientras que los intermedios se sitúan entre 11.5 grados API y 12.1 grados API finalmente los nafténicos presentan un rango entre 10.5 grados API y 11.45. Grados API

La producción y características del crudo producido en México han venido cambiando a lo largo de los últimos 15 años; esto se debe a que algunos de los yacimientos productores han declinado su producción, teniendo que localizar, desarrollar y explotar nuevas cuencas geológicas para la producción.

El petróleo crudo es la materia prima de la industria de refinación, sus características fisicoquímicas se derivan las necesidades de infraestructura de proceso requeridas en las refinerías para lograr la producción y calidad de los productos derivados del petróleo (gasolinas, diesel, gas licuado, etc)

En los años recientes la principal fuente de producción de crudo en México es la sonda de Campeche, región que obtiene principalmente crudo del tipo pesado volumen que representa aproximadamente 1.2 millones de barriles por día (1 barril = 159 litros) mientras que los crudos ligeros y de otros tipos es de cerca de 1.4 millones de barriles por día a nivel nacional. De lo anterior, se puede observar que de los 2.6 millones de barriles por día de crudo producido por nuestro país, el 46% es pesado y la diferencia (54%) corresponde a los ligeros y otros.

De la producción total de crudo en México, el 50% se destina a la exportación y la diferencia al consumo doméstico, procesándose aproximadamente 1.3 millones de barriles en las refinerías del sistema nacional de refinación.

El crudo pesado mexicano se conoce con el nombre de Maya, el ligero como Istmo y existe una producción de un superligero identificado como Olmeca

El maya es un crudo de 22 grados API, mientras que el Istmo es de 33 grados API y el del Olmeca es de más de 38 grados API. Estos son los principales crudos producidos y comercializados por nuestro país en el mercado internacional aunque en realidad se extraen del subsuelo aproximadamente 17 tipos, por tanto, la producción de los 14 remanentes es pequeña comparada con los anteriores.

5 EVAPORACION.

La evaporación se efectúa a cualquier temperatura, independientemente de la presión, que en condiciones ordinarias es de 760 mm Hg la evaporación a diferencia de la ebullición, es un proceso mas lento.

En cuanto abrimos la superficie del líquido, las moléculas del producto empiezan a pasar a la capa mas cercana del aire, la densidad del vapor empieza a crecer en esta capa; en poco tiempo.

Sobre el producto hay vapor con aire; más arriba están las capas de aire sin vapor, éstas inevitablemente se mezclan, el vapor ira subiendo continuamente a las capas mas altas y a su sitio, a la capa inferior, afluirá el aire que no contiene moléculas del producto .

Por eso a la capa más cercana al producto, se irán librando todo el tiempo sitios para nuevas moléculas del producto. el producto se evaporará continuamente, manteniendo la presión de vapor en la superficie

Cuando mayor sea la presión del vapor, tanto más vapor habrá en la capa contigua de aire y con tanta mayor rapidez se evaporará el líquido.

La presión de vapor crece con el aumento de temperatura, por lo cual aumenta la velocidad de la evaporación con el calentamiento. También se puede influir en el aumento de la velocidad de evaporación, separando más rápidamente el vapor de la superficie del líquido, es decir, se tiene que acelerar la mezcla con el aire.

Es muy importante darse cuenta de que la presión de vapor, a una temperatura dada, es una propiedad del líquido en cuestión. La presencia de aire no ejerce influencia considerable en la presión de vapor del líquido.

Un análisis detallado muestra que la presión de vapor del petróleo crudo es mayor que la del agua, a todas las temperaturas, esto quiere decir que el petróleo se evapora más fácilmente que el agua, es decir es más volátil que el agua.

El vapor que se halla en equilibrio con su líquido, se denomina saturado, la curva de equilibrio líquido –vapor se puede considerar como la curva de dependencia de ésta tensión respecto a la temperatura. la tensión de vapor saturado siempre aumenta con la temperatura.

En condiciones normales, sobre la superficie del líquido, además del propio vapor, existe las capas de aire circundantes, el cual influye poco en el equilibrio de las fases; la evaporación continuará hasta que la presión parcial del vapor sea igual a la tensión de vapor saturado a la temperatura del líquido.

Los diversos hidrocarburos puros tienen distinta temperatura de vaporización, por ser una mezcla de hidrocarburos, por lo cual se evaporan parcialmente a distintas temperaturas.

PRINCIPIO DE FLOTACION

FLOTACION

Cuando un cuerpo se encuentra total o parcialmente sumergido en un fluido experimenta con una fuerza ascendente que actúa sobre él, llamado fuerza de flotación la causa de esa fuerza es la diferencia de presiones existentes sobre la superficies superior e inferior.

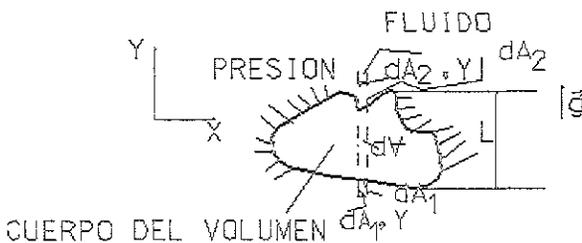


Fig.1.5

La figura 1.5 muestra un cuerpo sumergido en un fluido se desea calcular la fuerza vertical neta que la presión ejerce sobre el cuerpo.

El cuerpo está cerrado de tal manera que cada área inferior dA_1 , tiene una área superior correspondiente dA_2 la fuerza de presión neta sobre la dos áreas es.

$$dF = P_1 dA_1, y - P_2 dA_2, y$$

Donde :

dF = Diferencial de la fuerza vertical neta que la presión ejerce sobre el cuerpo

$(P_1 - P_2)$ = La diferencia de presiones del cuerpo sumergido

dA = Es la diferencial de área

γ = Peso específico

Las proyecciones Verticales de dA_1 y dA_2 son iguales, por lo que.

$$dF = (P_1 - P_2) dA_y = \gamma dA_y$$

$$dF = P_1 dA_1, y - P_2 dA_2, y$$

$$dF = (P_1 - P_2) dA_y = \gamma dA_y$$

Integrando tenemos que.

$$\int dF = \int \gamma dA_y$$

$$F = \gamma \int dA_y$$

$$F = \gamma A$$

recordando que longitud * área = volumen

$$\forall = l \gamma$$

$$\therefore F = \forall \quad (1)$$

La ecuación (1) demuestra que la fuerza de flotación sobre un cuerpo sumergido en un fluido es igual al peso del fluido desplazado por el cuerpo.

También se puede demostrar que:

La línea de acción de la fuerza de flotación pasa a través del centroide del volumen desplazado. este centroide se denomina centro de flotación.

Estos principios también se aplican cuando el cuerpo sólo, está parcialmente sumergido. sin embargo, se debe tener cuidado para considerar sólo la parte del cuerpo que esta en el fluido.

Esta información acerca de la magnitud y línea de acción de la fuerzas de flotación se conoce como primer principio de flotación de Arquímedes ya que aparentemente el lo descubrió en el año 220 A.C.

Un cuerpo flotará si su densidad promedio es menor que la densidad del fluido en el cual se encuentra.

Para un cuerpo que flota (figura 1.6) el peso es.

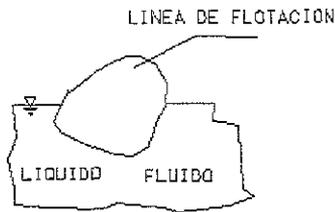


Fig 1.6

$$W = \gamma \nabla_s$$

Donde γ = *Peso específico del fluido*

$$\nabla_s = \text{Volumen del fluido}$$

Un cuerpo que flota desplaza un volumen de fluido equivalente a su propio peso.

1.8

PROPIEDADES DE LA PRESIÓN.

1.-La presión en un punto de un fluido en reposo es igual en todas direcciones (principio de Pascal). es decir, una pequeña placa sumergida en un fluido experimentarían el mismo empuje de parte del fluido, sea cual fuere la orientación de la placa.

2.-La presión en todos los puntos situados en un mismo plano horizontal en el seno de un fluido en reposo es la misma.

1.9

DEDUCCION DE LA ECUACION FUNDAMENTAL DE LA HIDROSTATICA.

En el líquido en reposo en la figura 1.7 consideremos un volumen infinitesimal formado por un prisma rectangular de base A y de altura dz . Consideremos también un plano de referencia horizontal desde donde se miden las alturas en el eje Z .

La presión en la base inferior del prisma es p , la presión en la base superior será $p+dp$. La ecuación de equilibrio en la dirección del eje Z será

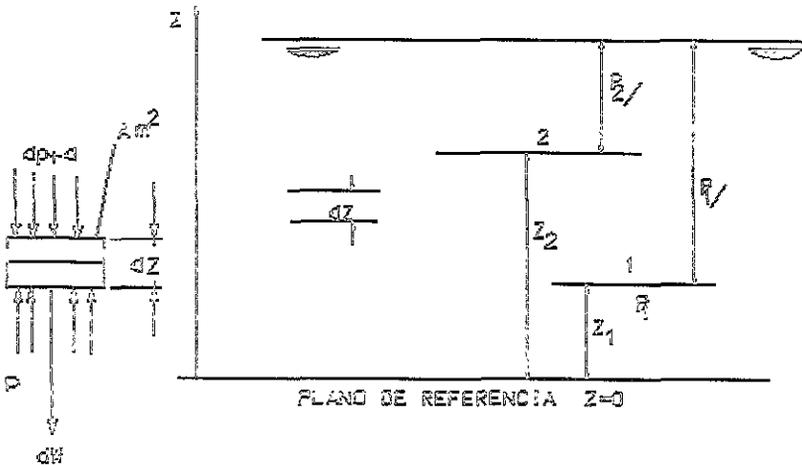


Fig 1.7

Donde:

P_1 Y P_2 = Diferencia de presiones

H_1-H_2 = Diferencia de alturas

γ = Peso específico

Z =

$$H_1 - H_2 = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad \text{o sea,} \quad \frac{P_1}{\gamma} - H_1 = \frac{P_2}{\gamma} - H_2$$

Como 1 y 2 son dos puntos cualesquiera en el interior del fluido, se deduce la ecuación fundamental de la hidrostática

$$\frac{P}{\gamma} - Z = C \quad (2)$$

CONSIDERACIONES PARTICULARES:

A) Si $H_1=H_2$, $P_1=P_2$, o sea.

En un fluido que permanece en reposo todos los puntos en la misma cota de un plano horizontal de referencia tienen la misma presión.

B) En particular la superficie libre de un líquido en equilibrio estático se halla toda a la misma presión, la presión atmosférica, y por lo tanto: la superficie libre de un líquido es horizontal. esta superficie se llama plano piezométrico.

1.10 INFORMACION BASICA PARA EL DISEÑO DEL TANQUE.

Para el diseño de cualquier recipiente, el primer paso es la selección adecuada de acuerdo al tipo de servicio particular en cuestión, que ofrecerá dicho recipiente, los principales factores que se deben tomar en cuenta son:

1.-Localización del recipiente: En este punto hay que tomar en consideración el lugar geográfico donde quedará ubicado el recipiente: espacio disponible, velocidad de viento, zona sísmica y temperatura del medio ambiente.

2.-Función que deberá cumplir el recipiente: En este punto se debe analizar y definir adecuadamente.

- 3.-Naturaleza del fluido: En este punto se definirán las propiedades físicas y químicas del producto por almacenar.
- 4.-Volumen por almacenar: la capacidad del almacenamiento del tanque es un punto de importancia en la fase del diseño del recipiente.
- 5.-Materiales disponibles: se tiene el alcance de utilizar materiales que cumplan con los requisitos de tener propiedades mecánicas y químicas adecuadas, así como precio razonable y facilidad para conseguirlos en el mercado.
- 6.-Costó de fabricación: En este punto se analizarán los métodos de fabricación, así como su repercusión en el costo total del equipo.
- 7.-Tiempo de vida útil: Este es un punto que necesariamente debe ser evaluado y debe estar directamente relacionado con la depreciación del equipo.
- 8.-Mantenimiento: En este punto se deberán analizar las dos formas de mantenimiento el preventivo y el correctivo; el grado de dificultad y el costo del mismo.
- 9.--Financiamiento: Se analizará la disponibilidad del financiamiento y el monto del capital disponible. En muchas ocasiones un diseño óptimo puede verse afectado por un costo excesivo que lo hace irrealizable.

CAPITULO 2 SELECCION Y DIMENSIONES DEL TANQUE.

2.1 INFORMACION BASICA

Capacidad Nominal	100,000 barriles
Producto almacenado	Gasolina Pemex-Magna
Peso específico del producto	0.863 Kg/dm ³
Presión de diseño	atmosférica (columna hidrostática)
Temperatura de diseño	24.2 grados Celcius
Velocidad del viento (para diseño)	200 Km/hr
Riesgo sísmico	Clasificación "B"
Nivel de diseño	API-650
Contenido de azufre en el producto	2.5%
Lugar de montaje del tanque	Terminal Maritima Tuxpan, Ver
Espacio disponible	Sin restricción

CONDICIONES AMBIENTALES.

Temperatura alta media de Invierno	35 ° C
Temperatura baja media de invierno	14.6 °C
Humedad relativa máxima	100%
Humedad relativa mínima	42%
Precipitación/Hora máxima	88 mm/hr
Velocidad del viento sustentada	240Km/hr
Velocidad de ráfaga instantanea	290Km/hr

2.2 SELECCION DEL TIPO DE TANQUE

Entre los diferentes tipos de tanques, los de techo flotante son los que reúnen las características más apropiadas cuando se trata de satisfacer las siguientes necesidades.

- 1.- Reducir al mínimo las pérdidas del producto evaporado, que en tanques de gran capacidad es sumamente importante.
- 2.- Eliminar la posibilidad de que ocurra un incendio como consecuencia del exceso de vapores consumibles generados.
- 3.- Evitar la contaminación atmosférica que se produce como consecuencia de la vaporación del producto.
- 4.- Tener mayor estabilidad en el momento en que ocurra un sismo, debido a que el techo flotante opera libremente, no se originan concentraciones de esfuerzos peligrosos.
- 5.- Reducir la corrosión en las paredes interiores del cuerpo y la parte interior del techo, al eliminar la atmósfera de vapores combustibles.

Los tanques de techo flotante son más costosos que los de techo fijo, debido a que requieren de un diseño y fabricación más especializada, sin embargo este costo mayor es justificado, ya que se eliminan las pérdidas por evaporación del producto, que en tanques de gran diámetro son sumamente considerables.

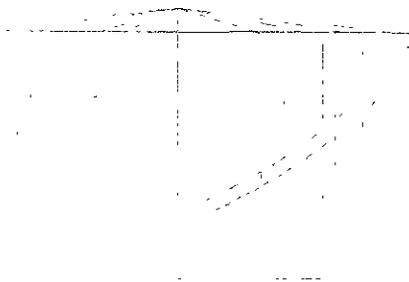


Fig.1.9

2.3 DIMENSIONES DEL TANQUE.

Determinación del diámetro y altura óptimos.

ANALISIS: El siguiente análisis servirá para definir el diámetro y la altura óptimas, con los cuales se obtiene una superficie minimizada del tanque.

PROPORCION OPTIMA DEL TANQUE.

Antes de que un tanque de almacenamiento sea diseñado, la proporción H-D será establecida. los diámetros de tanques de acero para almacenamiento, cuya presión de trabajo es la atmosférica usualmente son de rango de 3.048 m (10 pies) a 67.056 m (220pies) y la altura varía desde 1.829 m (6pies) a 19.5 m (64pies).

$$A_T = A_C + A_F \quad \text{-----}(1)$$

Donde:

A_T = área total del tanque (cuerpo y fondo).

A_C = área del cuerpo.

A_F = área del fondo.

Para el cuerpo tenemos que: $A_C = \pi DH$ -----(2)

Para el fondo tenemos que: $A_F = \frac{\pi D^2}{4}$ -----(3)

Donde:

H= Altura del tanque

D= Diámetro del tanque en metros

Sustituyendo las ecuaciones (2) y (3) en (1), obtenemos la ecuación (4):

$$A_T = \pi DH + \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{-----}(4)$$

Para tener el área en función del volumen, se despeja la altura H de la ecuación siguiente:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H$$

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (5)$$

Y sustituyendo la ecuación (5) en (4), obtenemos que.

La ecuación (4) es $A_r = \pi D H + \frac{\pi D^2}{4}$ Y la ecuación (5) es $H = \frac{4V}{\pi D^2}$

$$A_r = \pi D \left(\frac{4V}{\pi D^2} \right) + \frac{\pi D^2}{4}$$

Desarrollando y efectuando operaciones tenemos.

$$A_r = \left(\frac{4\pi D V}{\pi D^2} \right) + \frac{\pi D^2}{4} = \frac{4\pi D V}{\pi D^2} + \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_r = \frac{4(4\pi D V) + (\pi D^2)}{4\pi D^2} = \frac{16\pi D V + \pi^2 D^4}{4\pi D^2}$$

$$A_r = \frac{16\pi D V}{4\pi D^2} + \frac{\pi D^4}{4\pi D^2}$$

$$A_r = \frac{4V}{D} + \frac{\pi D^2}{4}$$

Para obtener el área mínima se procede a derivar el área con respecto al diámetro tenemos.

$$\frac{d_a}{dD} = \frac{D}{dD} \left(\frac{\pi D^2}{4} + \frac{4V}{D} \right)$$

$$D = \frac{2\pi D}{4} - \left(\frac{-4V}{D} \right)$$

Efectuando operaciones y simplificando tenemos.

$$D = \frac{\pi D}{2} - \frac{4V}{D^2}$$

$$D = \frac{\pi D^3 - 8V}{2D^2}$$

igualando a cero la ecuación y simplificando tenemos que.

$$0 = \frac{\pi D^3 - 8V}{2D^2}$$

$$(0)(2D^2) = \pi D^3 - 8V$$

$$0 = \pi D^3 - 8V, \pi D^3 = 8V$$

$$D^3 = \frac{8V}{\pi}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}}$$

$$\therefore D = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}}$$

Las dimensiones más apropiados para el tanque serán:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}}$$

Y

$$H = \frac{4V}{\pi D^2}$$

De estas ecuaciones podemos considerar lo siguiente para llegar a las dimensiones óptimas del tanque.

Sabemos que:

1 barril = 159 litros.

El volumen en m^3 es $V = 100,000 \text{barriles} \times \frac{159 \text{litros}}{1 \text{barril}} \times \frac{1 m^3}{1000 \text{litros}} = 15900 m^3$

Sustituyendo en la ecuación encontrada del diámetro tenemos.

$$\sqrt[3]{\frac{8(15900)}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{127200}{\pi}} = 34.34m$$

$$D=34.34 m$$

Sustituyendo en la ecuación de la altura optima encontrada tenemos.

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{(4)(15900m)}{\pi(34.34m)^2} = \frac{63600m}{3704.6779m^2} = 17.17m$$

$$H=17.17m$$

diámetro y altura óptimos para un tanque de capacidad de 15900 m³ (100,000 barriles) en 34.34 m y 17.17 m respectivamente.

API establece una limitante: para tanques de 100,000 barriles de capacidad la altura deberá ser de 12.192 m (40'-0"), de acuerdo a lo anterior, una vez que hemos definido la altura apropiada, del tanque y conociendo la capacidad del mismo podemos definir su diámetro, que para este caso será de.

$$D= 40.843 m (134' - 0")$$

CAPITULO 3 ANALISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES ATMOSFERICOS

3.1 ANALISIS DE RECIPIENTES CILINDRICOS QUE TRABAJAN BAJO PRESION HIDROSTATICA DE UN LIQUIDO

Presión de un fluido.

Concepto de presión hidrostática, se desprecia el peso del fluido y se supuso que la presión será la misma en todos los puntos y definiremos la presión en cualquier punto como la razón de la fuerza normal df ejercida sobre una pequeña superficie dA que comprende dicho punto al área dA

$$P = \frac{df}{dA} \quad df = P(dA)$$

Si la presión es la misma en todos los puntos de una superficie plana finita de Area A , está ecuación se reduce a:

$$P = \frac{F}{A}; \quad F=PA$$

Hallaremos una relación general entre la presión "p" en cualquier punto del fluido y la cota "y" del punto. Si el fluido esta en equilibrio cualquier elemento de volumen se encuentra en equilibrio y se considera el elemento en forma de lamina delgada representada en la fig.3.1

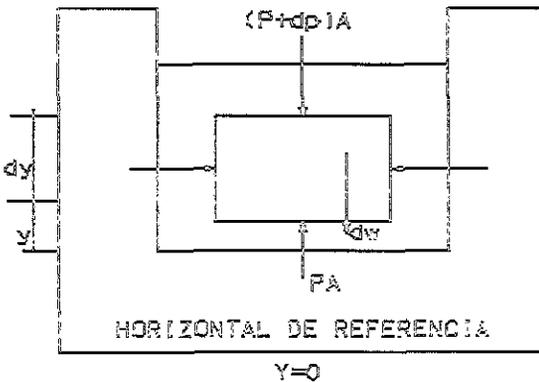


FIG 3.1

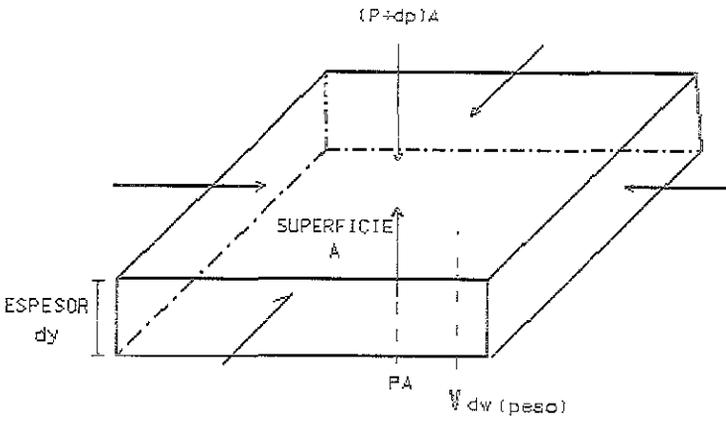


Figura 3.2

Analizando la figura tenemos que.

$$\sum F_y = 0$$

$$PA - (P + dp)A - dw = 0 \quad (1)$$

Efectuando operaciones en (1) tenemos.

$$PA - (P + dp)A - \rho_s A dy = 0 \quad \text{y recordando que } dw = \rho g A dy$$

$$PA - (PA - A dp) - \rho g A dy = 0$$

Quitando paréntesis tenemos que.

$$PA - PA + A dp + \rho g A dy = 0$$

$$A dp + \rho g A dy = 0$$

$$A dp = -\rho g A dy$$

$$\frac{dp}{dy} = -\rho g \quad \text{Pero } \rho g = \gamma$$

$$\therefore \frac{dp}{dy} = -\gamma$$

Sabemos que $\rho = \text{Densidad} \frac{m}{v}$

Donde:

$g = \text{Aceleración de la gravedad } LT^{-2}$

$\gamma = \text{PESOESPECIFICO } ML^{-3}$

Dado que ρ y g son magnitudes positivas, se deduce que a una "dy" positiva (aumento de altura) corresponde una "dp" (disminución de presión)

Si P_1 y P_2 son las presiones a la altura Y_1 e Y_2 contadas por encima de un cierto plano horizontal, la integración de la ecuación donde p y g son constantes tenemos que.

$$\frac{dp}{dy} = -\rho g$$

Integrando por variables separables tenemos que:

$$\int dp = \int -\rho g dy$$

$$\int dp = -\rho g \int dy$$

$$P_2 - P_1 = -\rho g (Y_2 - Y_1)$$

Aplicando esta ecuación a un líquido contenido en un recipiente sujeto a presión atmosférica, tal como el representado en la fig. 3.3

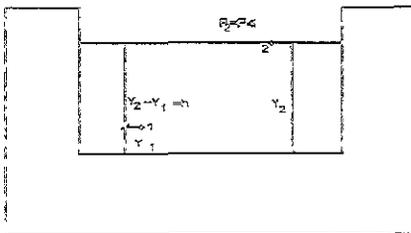


Figura 3.3

Tomando el punto "1" a un nivel cualquiera y designamos por "p" la presión en ese punto. Tomemos el punto "2" en la superficie libre, donde la presión es la atmosférica, "Pa" de donde deducimos que.

$$P_a - P = -\rho g(Y_2 - Y_1)$$

$$P = P_a + \rho g h$$

Obsérvese que la forma del recipiente no afecta a la presión y que ésta es la misma en todos los puntos situados a la misma profundidad.

Las ecuaciones de la Hidrostática son casos especiales del teorema de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Y_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Y_2$$

Cuando la velocidad es nula en todos los puntos, por ejemplo la variación de la presión con la profundidad de un fluido incompresible puede aplicarse el Teorema de Bernoulli a los puntos 1 y 2 de la siguiente figura.3.4

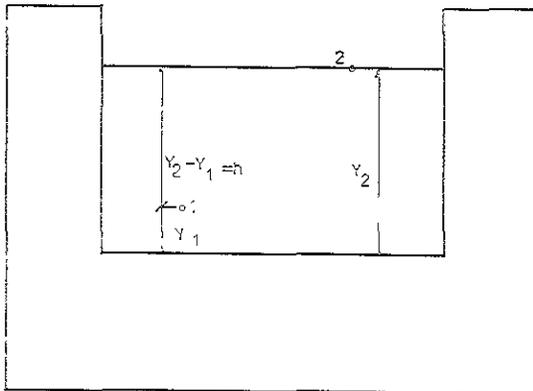


Figura 3.4

$$P_2 = P_a \text{ (atmosférica); } \quad V_1 = V_2 = 0$$

Si las alturas se miden desde el fondo, como es frecuente, entonces

$$\frac{P_1}{\rho g} + Y_1 = \frac{P_a}{\rho g} + Y_2$$

O bien.

$$P_1 = P_a + \rho g(Y_2 - Y_1) = P_a + \rho gh$$

3.2 ANÁLISIS GENERAL DE RECIPIENTES DE PARED DELGADA

3.2.1 ANÁLISIS DE LAS FUERZAS INTERNAS

Consideremos un sólido de forma cualquiera sobre el que actúan una serie de fuerzas como se representa en la figura 3.5

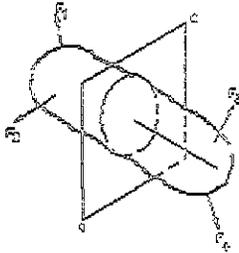


Fig.3.5

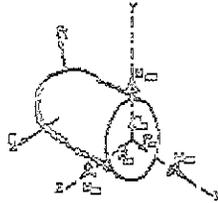


Fig. 3.5.1

En general el sistema de fuerzas internas equivale a una normal y tangente a la sección como se muestra en la fig.3.5.1

La notación empleada en la fig 3-5 identifica tanto la sección de exploración como la dirección de las componentes de la fuerza y el momento. El primer subíndice indica la cara sobre la que actúa las componentes, y el segundo la dirección de cada una de ellas. Por lo tanto P_{xy} es la fuerza que actúa sobre la cara X en la dirección de Y.

Cada componente representa un efecto distinto de las fuerzas aplicadas sobre el sólido, en esta sección, recibe un nombre especial, que se nombra a continuación

P_{xx} = Fuerza axial. Esta componente mide una acción de tirar (o de empujar) sobre la sección. Tirar representa una fuerza de extensión o tracción que tiende a alargar el sólido, mientras que empujar representa una fuerza de compresión que tiende a contraerlo. Se representa generalmente por P

P_{xy}, P_{xz} = Fuerza cortante. Son componentes de la resistencia total al deslizamiento de la porción de sólido a un lado de la sección de exploración respecto de la otra porción. La fuerza cortante total se suele representar por V y sus componentes, V_y y V_z identifican sus direcciones.

M_{xx} = Momento torsor o par. Esta componente mide la resistencia a la torsión del sólido considerado, y se suele representar por M_t

M_{xy}, M_{xz} = Momentos flectores. Estas componentes miden la resistencia del cuerpo a curvarse o flexar respecto de los ejes Y o Z y se suelen expresar, simplemente, por M_y y M_z respectivamente.

De todo lo anterior, se deduce que el efecto interno de un sistema de fuerzas exterior dado depende de la elección y orientación de la sección de exploración. en particular si las cargas actúan en un plano que se suele considerar como el plano XY , las seis componentes de la fig. 3.6. se reducen a tres. LA FUERZA AXIAL (P), LA FUERZA CORTANTE (V) Y EL MOMENTO FLECTOR (M) en estas condiciones, como se observa en la Fig. 1.4 a, estas componentes equivalen a una fuerza resultante R .

Este hecho demuestra que si la sección de exploración tuviera otra orientación, por ejemplo $b-b$, perpendicular a R en la Fig. 1.4 b el efecto de cortadura en la sección de podría anular, con lo que el efecto de tracción alcanzaría su valor máximo.

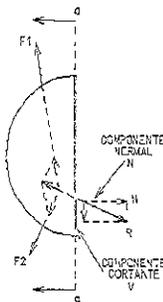


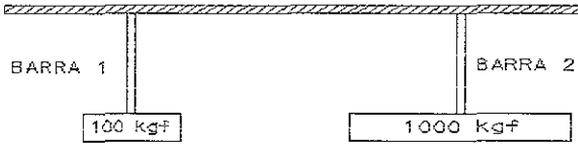
FIG. 1.4a



FIG. 1.4b

3.2.2 TENSION SIMPLE.

Uno de los problemas básicos de la Ingeniería es seleccionar el material más apropiado y dimensionarlo correctamente de manera que permita trabajar a la estructura o maquina con la mayor eficacia.



BARRAS QUE SÓPORTAN DIFERENTES

CARGAS MÁXIMAS

Fig 37

Consideremos dos barras prismáticas de igual longitud y distinto material, suspendidas de un soporte común, como se observa en la fig. 3.7 si solamente se sabe que las barras pueden soportar las cargas máximas indicadas, no se puede afirmar a priori qué material es más resistente.

Por supuesto que la barra 2 puede soportar una carga mayor, pero no se puede cotejar las resistencias sin establecer una base común de comparación. En este caso se necesita conocer el área de la sección recta de las barras. Supongamos, pues que la barra 1 tiene una sección de 0.1 cm^2 , y la barra 2 de 10 cm^2 . Ahora si es posible comparar sus resistencias, reduciendo los datos a la capacidad de carga por unidad de área de la sección recta.

En estas condiciones, la resistencia unitaria de la barra 1 es.

$$\sigma_1 = \frac{100}{0.1} = 1000 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

y la correspondiente de la Barra 2 es

$$\sigma_2 = \frac{1000}{10} = 100 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Por lo tanto, el material de la barra 1 es diez veces más resistente que el de la barra 2.

La fuerza por unidad de área que soporta un material se suele denominar tensión en el material y se expresa matemáticamente en la forma.

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

En donde:

σ = es la tensión o fuerza por unidad de área

P = Carga aplicada

A = Es el área de la sección recta.

Ahora supongamos que, mediante una corte ideal, aislamos la mitad inferior de una de las barras de la Fig. 3-7 entonces, como se observa en la fig.3.8 las fuerzas resistentes en la sección de corte, y que representan la acción de la porción superior suprimida sobre la inferior, deben equilibrar a la carga aplicada P , ya que la parte inferior aislada debe seguir en equilibrio como antes de la separación.

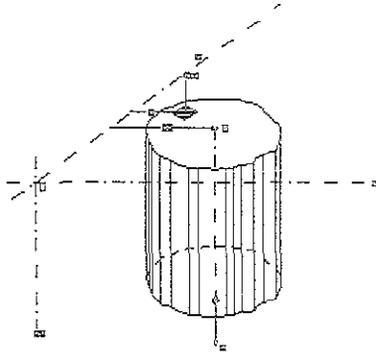


Fig 3.8

Sea dP una fuerza resistente elemental. aplicando las dos condiciones de equilibrio plano resulta:

$$\left[\sum Z = 0 \right] \quad P = \int dP = \int \sigma dA$$

$$\left[\sum M_y = 0 \right] \quad P = \int x dP = \int x(\sigma dA)$$

Si, como se ha supuesto, la distribución de tensiones es uniforme en la sección de corte σ es constante y sale fuera de la integral en las expresiones anteriores, con lo que se obtiene:

$$P = \sigma \int dA = \sigma A$$

Y por lo tanto
$$Pb = (\sigma A)b = \sigma \int x dA$$

Por consiguiente eliminando σ se deduce que:

$$b = \frac{\int x dA}{A} = \bar{x}$$

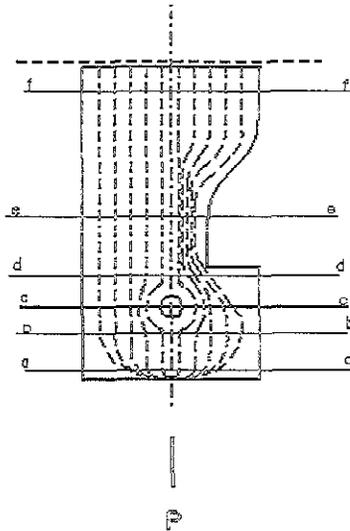


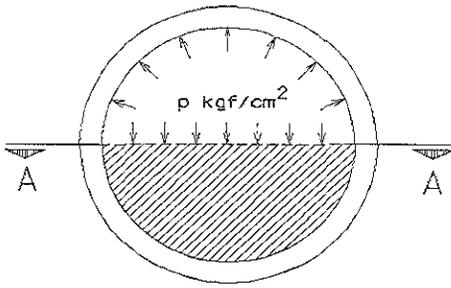
Fig.3.9

Es decir, la coordenada b del punto C es la misma coordenada x del centro de gravedad de la sección. Tomando momentos respecto del eje X , se obtendría análogamente que y coincide con la coordenada y de C .

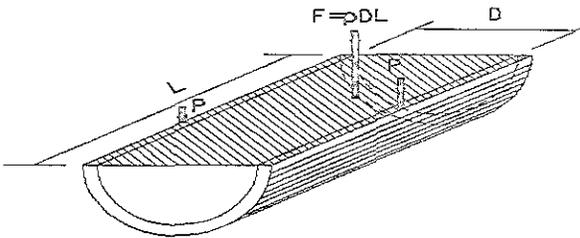
De aquí se deduce que solo es posible obtener una distribución uniforme de tensiones cuando la fuerza aplicada pasa por el centro de gravedad de la sección considerada.

3.3 CILINDROS DE PARED DELGADA

Un depósito cilíndrico que contenga un fluido a una presión p (Kg/cm^2) está sometido a fuerzas de tracción según sus secciones longitudinales y transversales, y las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que reviente. consideremos primeramente una sección de longitud cualquiera A-A que corte diametralmente al cilindro de la figura 3.9 sometido a presión interior. en la fig. 3.9.1 se representa el diagrama del sólido aislado de una de las mitades del cilindro.



(a)



(b)

Fig.3.9.1

La fuerza elemental, que actúa normalmente a un elemento diferencial de la pared del cilindro, a una distancia angular θ del diámetro horizontal, es :

$$dF = p dA = pL \frac{D}{2} d\theta$$

Por simetría respecto del plano vertical que pasa por el eje del cilindro, a cada dF le corresponde otro cuya componente horizontal será igual, pero de sentido contrario, por lo que todos los pares de componentes horizontales se anulan y la fuerza total F que tiende a separar una mitad del cilindro de la otra es la suma de los componentes verticales de dichas fuerzas elementales.

$$F = \int_0^{\pi} \left(pL \frac{D}{2} d\theta \right) \sin \theta$$

$$F = pL \frac{D}{2} \int_0^{\pi} d\theta = pL \frac{D}{2} [-\cos \theta]_0^{\pi}$$

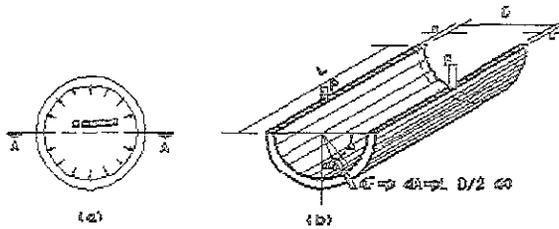
$F = pDL$ Evidentemente y para mantener el equilibrio del medio cilíndrico, la fuerza total F , que actúa normal al plano A-A ver fig. 3.9 es soportada por la fuerzas iguales P que actúan en las dos secciones cortadas de la pared del cilindro por lo tanto.

$$\left[\sum Y = 0 \right]$$

$$F = pDL = 2P \quad F = pDL = 2P$$

Un procedimiento más sencillo para determinar la fuerza F resultante de todas las fuerzas elementales en una dirección, es el indicado en la fig. 3.9.1. la mitad inferior del cilindro está ocupada por un fluido y puesto que éste transmite por igual las presiones en todas las direcciones, la distribución de presiones y de fuerzas elementales es la misma que en a fig. 3.9

En estas condiciones y de acuerdo con la Fig. 3.9, en donde se representa el diagrama del sólido aislado correspondiente a la mitad inferior del cilindro, es evidente que la fuerza F (que es la misma que antes,) es igual a la presión por el área en la que actúa. como esta área es la superficie libre del fluido o sea, DL , se obtiene, como antes, que $F = PdL$.



DETERMINACIÓN ANALÍTICA DE LA FUERZA "F"
QUE TIENDE A SEPARAR LAS DOS PARTES DEL CILINDRO

Fig.3.10

La tensión en la sección longitudinal que soporta la fuerza F resulta de dividir ésta por el área de las dos secciones de corte, por lo tanto.

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad \sigma = \frac{pDL}{2eL} = \frac{pD}{2e}$$

Esta tensión suele llamarse tensión tangencial o circunferencial. el adjetivo tangencial se debe a que actúa tangente a la circunferencia directriz del cilindro, pero es preferible llamarla circunferencial, excepto en aquellos casos en que pueda incurrir a error, para no confundirla con la tensión cortante a la que también se conoce con el nombre de tangencial.

La tensión calculada mediante la expresión anterior es la tensión media; para cilindros en los que la pared tenga un espesor igual o menor que un décimo de su radio interior esta tensión media calculada es prácticamente igual a la tensión máxima que aparece en la superficie exterior.

Si consideramos ahora el diagrama del sólido de una parte del depósito cilíndrico separada del resto por una sección transversal cualquiera A-A, fig. 3.10, se observa que la fuerza F que tiende a separar esta parte del cilindro de la otra, y que es la fuerza F que tiende a separar esta parte del cilindro de la otra, y que es la fuerza que actúa sobre el fondo del mismo, ha de ser contrarrestada por la resultante P de las fuerzas que actúan en la pared del cilindro, normalmente al plano de la sección transversal de corte. el área de esta sección es igual al espesor de la pared multiplicado por la longitud de la circunferencia media o sea $\pi(D+e)$.

Si e es muy pequeño comparado con D , el área es aproximadamente igual a $\pi D e$. Por lo tanto,

$$[P = F] \quad \pi D e \sigma_l = \frac{\pi D^2}{4} p \quad (1)$$

$$\sigma_l = \frac{pD}{4e} \quad (2)$$

En donde el subíndice l indica que se trata de una tensión longitudinal, porque actúa paralelamente al eje longitudinal del cilindro.

Comparando las expresiones (1) y (2) se observa que la tensión circunferencial tiene un valor doble de la longitudinal y, por lo tanto, se puede afirmar que si la presión de un depósito cilíndrico se eleva hasta alcanzar el valor de rotura, el fallo del material tendrá lugar a lo largo de una sección longitudinal, o de una junta longitudinal. cuando un depósito cilíndrico se construye con dos o más planchas rebonadas, como en la fig.3.11 la resistencia de las juntas longitudinales deberá hacerse doble que la resistencia de las juntas circunferenciales dicho con otras palabras, si las juntas longitudinales no tiene doble resistencia que las circunferenciales, cosa que ocurre con frecuencia, la presión interna admisible dependerá de la resistencia de las juntas longitudinales

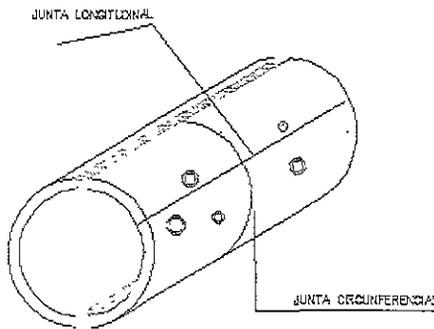


Fig. 3.11

La deducción de las ecuaciones (1.5) y (1.6) se ha hecho principalmente para determinar la relación que se acaba de establecer en el párrafo anterior,

3.4 ANÁLISIS DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS QUE TRABAJAN BAJO PRESIÓN INTERNA

En este caso $R_1 = R$ (radio del cilindro) y $R_2 = \infty$

De la Ecuación de Laplace se obtiene:

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{e} \qquad \frac{\sigma_1}{R_1} = \frac{p}{e}$$

Para calcular la tensión σ_2 , seccionamos el recipiente por un plano perpendicular a su eje y analizamos la condición de equilibrio de una de las paredes del recipiente

Proyectando sobre el eje del recipiente todas las fuerzas que actúan sobre la parte separada, obtenemos

$$-F + \sigma_2 2\pi R e = 0$$

Siendo $F = \pi R^2 p$, la resultante de las fuerzas de presión del gas sobre el recipiente.

$$\text{Así pues} \qquad -p\pi R^2 + \sigma_2 2\pi R e = 0$$

$$\sigma_2 = \frac{pR}{2e}$$

Observamos que, puesto que el anillo que constituye la sección del cilindro, donde actúan los esfuerzos de pared delgada, su área se calculó como el producto de la longitud de la circunferencia por el espesor de la pared.

Comparando los esfuerzos σ_1 y σ_2 , en el recipiente cilíndrico, observamos que

$$\sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_1$$

3.5 ANALISIS DE RECIPIENTES CILINDRICOS QUE TRABAJAN BAJO PRESION HIDROSTATICA

Los espesores de recipientes que trabajan bajo presión hidrostática, varían linealmente y en relación con la altura del cuerpo. de acuerdo a lo anterior a mayor altura del recipiente se tendrá mayor espesor en las paredes del cuerpo, debido a que aumenta la presión hidrostática.

De la ecuación $\frac{\sigma}{R} = \frac{P}{e}$ se deduce la ecuación para recipientes sujetos a presión hidrostática.

Donde: σ Resistencia del material
 R Radio interior del recipiente
 P Presión hidrostática
 e Espesor del cuerpo

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{P}{e} \quad e = \frac{\gamma HR}{\sigma} \quad (1)$$

$$P = \gamma H \quad (2)$$

Sustituyendo la ecuación (2) en la (1) tenemos que:

$$e = \frac{\gamma HR}{\sigma}$$

Utilizando la ecuación $e = \frac{\gamma HR}{\sigma}$ donde para cada caso particular, el peso específico del producto almacenado (γ), el radio del recipiente (R) y la resistencia del material (σ), son constantes, por lo que quedaría una ecuación con una variable: la altura (H)

$$e = \frac{\gamma HR}{\sigma}$$

$$\frac{\gamma R}{\sigma} = CTE$$

$$e = CTE \times H$$

3.6 CRITERIOS DE DISEÑO

El criterio de diseño estructural estará de acuerdo con lo establecido en los estándares API-650 para las condiciones estándar de diseño las siguientes cargas son consideradas normalmente.

- 1.-Considerando el diafragma inundado 254 mm de agua de lluvia.
- 2.-Condición de ruptura del techo.
- 3.-Condición de vapor ocasionando un domo de 381mm
- 4.-Carga muerta del techo.
- 5.-Cuando el techo está soportado en sus postes en el fondo del tanque considerando 122.2 Kg/m² de carga viva uniformemente distribuida.

3.7 EVALUACION DE LOS ESFUERZOS DE TRABAJO

El siguiente análisis define el criterio utilizado para determinar los esfuerzos que se presentan en un techo flotante con doble pontón perimetral y domo central.

El código API-650 del Instituto Americano del Petróleo, define que para un techo flotante la suma de los esfuerzos estáticos no exceda a 1406.5 Kg/cm², en tensión o compresión.

El esfuerzo máximo permisible de diseño se dedujo de la siguiente manera:

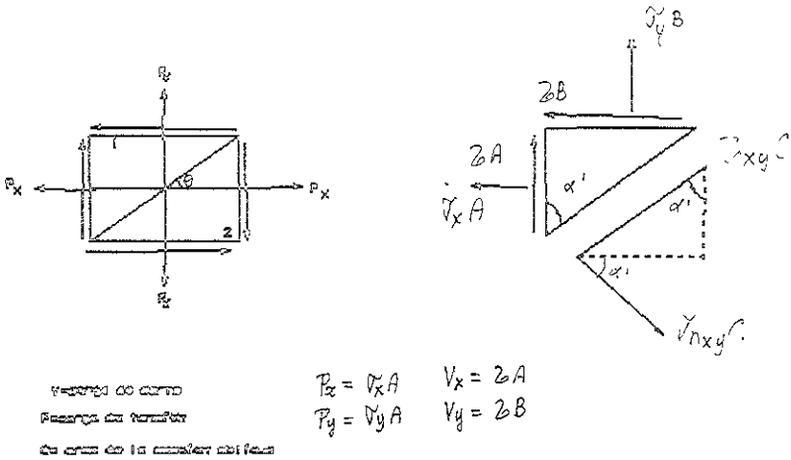
El esfuerzo de cedencia fué establecido en una sola dimensión de la resistencia estática de tensión, prueba establecida para varios aceros estructurales aleados los esfuerzos de diseño fueron establecidos en base al esfuerzo de cedencia dividido entre un factor de seguridad. Este factor de seguridad fué determinado por el Instituto Americano del Petróleo (API), de sus experiencias de campo y pruebas. los esfuerzos de diseño se derivan de la siguiente relación:

$$\text{EsfuerzodeDiseño} = \frac{\text{EsfuerzodeCedencia}}{\text{FactordeSeguridad}}$$

El Instituto Americano Del Petróleo recomienda un esfuerzo de diseño de 1406.5 Kg/cm²

Los esfuerzos que se presentan en un techo cónico, actúan en las direcciones circunferencial y radial. Para esta condición los esfuerzos actúan en plano, y la teoría de ruptura por concepto de esfuerzo constante máximo es generalmente empleada como criterio de diseño.

Para un material dado, el esfuerzo normal máximo es igual al esfuerzo de cedencia (o esfuerzo límite de diseño) en tensión o compresión simples. La ecuación para calcular el esfuerzo cortante máximo se puede derivar de la ecuación de esfuerzo cortante para esfuerzos combinados de la siguiente manera:



τ_{xy} = Esfuerzo cortante que se produce en la sección oblicua debido a las cargas que actúan sobre el cuerpo

$\sigma_{n_{xy}}$ = Esfuerzo normal que se produce en la sección oblicua debido a las cargas que actúan sobre el cuerpo

- P_x = Carga de tensión en la dirección x
- P_y = Carga de tensión en la dirección y
- V_x = Carga de compresión en la dirección x
- V_y = Carga de compresión en la dirección y
- σ = Esfuerzo Normal
- τ = Esfuerzo Cortante
- C = Area de la sección oblicua.

Si aplicamos las ecuaciones de la estática

De $\sum F_x = 0$ Tendremos

$$-\sigma_x A - \tau B + \sigma_{xy} C * \cos \alpha + \tau \gamma C * \operatorname{sen} \alpha' = 0 \quad (1)$$

DE $\sum F_y = 0$ Tendremos

$$\sigma_y B + \tau A - \sigma_{xy} C * \cos \alpha + \tau \gamma C * \cos \alpha' = 0 \quad (2)$$

DIVIDIENDO LA (1) Y (2) ENTRE C TENEMOS QUE.

$$\frac{-\sigma_x A - \tau B + \sigma_{xy} C * \cos \alpha' + \tau \gamma C * \operatorname{sen} \alpha'}{C} = 0$$

$$\frac{\sigma_y B + \tau A - \sigma_{xy} C * \operatorname{sen} \alpha' + \tau \gamma C * \cos \alpha'}{C} = 0$$

$$-\sigma_x \frac{A}{C} - \tau \frac{B}{C} + \sigma_{xy} \cos \alpha' + \tau \gamma \operatorname{sen} \alpha' = 0 \quad (3)$$

$$\sigma_y \frac{B}{C} + \tau \frac{A}{C} - \sigma_{xy} \operatorname{sen} \alpha' + \tau \gamma \cos \alpha' = 0 \quad (4)$$

$$\operatorname{sen} \alpha' = \frac{B}{C}; \quad \cos \alpha' = \frac{A}{C} \quad \therefore \text{SUSITUYENDO EN (3) Y (4)}$$

$$-\sigma_x \cos \alpha' - \tau \operatorname{sen} \alpha' + \sigma_{xy} \cos \alpha' + \tau \gamma \operatorname{sen} \alpha' = 0 \quad (5)$$

$$\sigma_y \operatorname{sen} \alpha' + \tau \cos \alpha' - \sigma_{xy} \operatorname{sen} \alpha' + \tau \gamma \cos \alpha' = 0 \quad (6)$$

SIMPLIFICANDO TENEMOS QUE

DE (5)

$$-\sigma_x \cos \alpha' + \sigma_{xy} \cos \alpha' - \tau \sin \alpha' + \tau \sin \alpha' = 0$$

$$(\sigma_{xy} - \sigma_x) \cos \alpha' + (\tau \sin \alpha' - \tau) \sin \alpha' = 0$$

DE 6

$$\sigma \sin \alpha' - \sigma_{xy} \sin \alpha' + \tau \cos \alpha' + \tau \cos \alpha' = 0 \quad (7)$$

$$(\tau \sin \alpha' + \tau) \cos \alpha' - (\sigma_{xy} - \sigma_y) \sin \alpha' = 0 \quad (8)$$

Como habíamos establecido que los esfuerzos principales se producen en la sección donde el esfuerzo cortante es nulo, por lo tanto, cuando.

$$\tau_{xy} = 0; \quad \sigma_{xy} = \sigma_{\bar{x}} \quad \text{y} \quad \alpha' = \alpha$$

Sustituyendo en las ecuaciones (7) y (8) tendremos que.

$$(\sigma_{xy} - \sigma_x) \cos \alpha' + (\tau \sin \alpha' - \tau) \sin \alpha' = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} (\sigma_p - \sigma_x) \cos \alpha + (0 - \tau) \sin \alpha &= 0 \\ (\sigma_p - \sigma_x) \cos \alpha - \tau \sin \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

DE (8)

$$(\tau \sin \alpha + \tau) \cos \alpha' - (\sigma_{xy} - \sigma_y) \sin \alpha' = 0 \quad (8)$$

$$(0 + \tau) \cos \alpha - (\sigma_p - \sigma_y) \sin \alpha = 0$$

$$\tau \cos \alpha = (\sigma_p - \sigma_y) \sin \alpha \quad (10)$$

Dividiendo la ecuación (9) entre (10) tenemos que.

$$\frac{\sigma_p - \sigma_x \cos \alpha}{\tau \cos \alpha} = \frac{\tau \sin \alpha}{(\sigma_p - \sigma_y) \sin \alpha}$$

$$\frac{\sigma_p - \sigma_x}{\tau} = \frac{\tau}{\sigma_p - \sigma_y}$$

$$(\sigma_p - \sigma_x)(\sigma_p - \sigma_y) = \tau^2$$

$$\sigma_p^2 - \sigma_x \sigma_p - \sigma_p \sigma_y + \sigma_x \sigma_y = \tau^2$$

$$\sigma_p^2 - \sigma_p(\sigma_x + \sigma_y) + \sigma_x \sigma_y - \tau^2 = 0$$

$$\sigma_p = \frac{-(-(\sigma_x + \sigma_y)) \pm \sqrt{[-(\sigma_x + \sigma_y)]^2 - 4(\sigma_x \sigma_y - \tau^2)}}{2}$$

$$\sigma_p = \frac{(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 - 4(\sigma_x \sigma_y - \tau^2)}}{2}$$

$$\sigma_p = \frac{(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{\sigma_x^2 + 2\sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 - 4\sigma_x \sigma_y + 4\tau^2}}{2}$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x^2 - 2\sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2}{4} + \tau^2}$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

σ_x = Esfuerzo límite de diseño = 1406.5 Kg/cm² (Esfuerzo radial)

σ_y = Esfuerzo circunferencial

$\tau = \tau_{xy}$ = Esfuerzo cortante máximo permisible

$$\tau_{max\ permisible} = \frac{1406.5}{2} = 703.24 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante máximo que actúa sobre cualquier elemento de un miembro estructural del techo flotante, puede compararse con el esfuerzo cortante máximo permisible de 703.2 Kg/cm². utilizando la ecuación anterior, el esfuerzo cortante máximo que actúa sobre un elemento del techo flotante puede encontrarse de la siguiente manera.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

Si el máximo esfuerzo cortante es menor que el esfuerzo cortante permisible de 703.2 Kg/cm², la estructura es segura.

Esfuerzos permisibles.

- A) Esfuerzo normal permisible (tensión o compresión 1406.5 Kg/cm²)
- B) Esfuerzo cortante permisible 703.2 Kg/cm²
- C) Espesor mínimo de placa 5mm