



**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIUDAD MADERO
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA**



TESIS

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN UTILIZADO EN
UN BANCO DE PRUEBAS DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD**

Que para obtener el Grado de
Maestro en Ingeniería Mecánica

Presenta
Ing. Luis Carlos Olguín Ríos
G76070186

Director de Tesis
M. C. Eduardo Abid Becerra

Codirector de Tesis
M. C. Javier Reséndiz Hidalgo



Cd. Madero, Tam. **11 de junio de 2021**

OFICIO No. : U.057/21
ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE
IMPRESIÓN DE TESIS

C. LUIS CARLOS OJ GUIN RÍOS
No. DE CONTROL G76070186
P R E S E N T E

Me es grato comunicarle que después de la revisión realizada por el Jurado designado para su Examen de Grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, se acordó autorizar la impresión de su tesis titulada:

"DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN UTILIZADO EN UN BANCO DE PRUEBAS DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD"

El Jurado está integrado por los siguientes catedráticos:

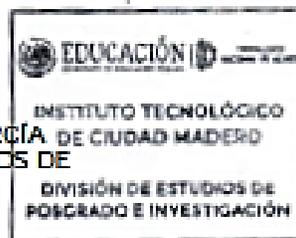
PRESIDENTE:	MTRO. EDUARDO ABID BECERRA
SECRETARIO:	MTRO. JAVIER RESÉNDIZ HIDALGO
VOCAL:	MTRO. EDUARDO VEGA VÁZQUEZ
SUPLENTE:	MTRO. MACARIO LÓPEZ MEZA
DIRECTOR DE TESIS:	MTRO. EDUARDO ABID BECERRA
CO-DIRECTOR:	MTRO. JAVIER RESÉNDIZ HIDALGO

Es muy satisfactorio para la División de Estudios de Posgrado e Investigación compartir con usted el logro de esta meta. Espero que continúe con éxito su desarrollo profesional y dedique su experiencia e inteligencia en beneficio de México.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica
Por mi patria y por mi trabajo

MARCO ANTONIO CORONEL GARCÍA
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN



cc.p.- Archivo
MAGG/mdcca'



I. AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, deseo expresar mi agradecimiento al director de esta tesis, M. C. Eduardo Abid Becerra, por la dedicación y apoyo que ha brindado a este trabajo, por el respeto a mis sugerencias e ideas, así como por la dirección y el rigor que ha transmitido a las mismas; gracias por la confianza que me fue otorgada desde que llegué a esta Maestría. Asimismo, agradezco a mis compañeros de posgrado por su amistad y fraternidad, especialmente al Ing. Mario Gómez García, con quien he compartido proyectos e ilusiones durante estos años.

Un trabajo de investigación es siempre fruto de ideas y esfuerzos previos que corresponden a otras personas. En este caso, expreso mi más sincero agradecimiento al M. C. Macario López Meza del Tecnológico de Ciudad Madero, con cuyo trabajo estaré siempre en deuda; gracias por su amabilidad para facilitarme su tiempo y sus reflexiones. Por su orientación y atención a mis consultas sobre metodología, mi agradecimiento al M. C. Eduardo Vega Vázquez del Tecnológico de Ciudad Madero. Finalmente, gracias al M. C. Javier Reséndiz Hidalgo, por la revisión cuidadosa que ha realizado de este texto y sus valiosas sugerencias en momentos de duda.

Una tesis también fruto del reconocimiento y el entusiasmo que nos ofrecen las personas que nos estiman, sin las cuales no tendríamos la fuerza y energía que nos anima a crecer como personas y como profesionales. A mis padres, Alfonso Olguín Barrios (QEPD) y Joaquina Ríos Messenger, porque con ellos compartí una infancia feliz que guardo en el recuerdo y representan mi aliento para continuar escribiendo. Este agradecimiento lo hago extensivo a mis hermanos; Alfonso Rafael (QEPD), Nora Hilda, Federico Alfredo, Nice María Guadalupe, Martín Iván, Esteban Jesús y Salvador Gerardo.

Gracias a mi familia, a mis hijos, Dr. Luis Carlos Olguín Delgado y Ricardo Alfonso Olguín Delgado (estudiante de la carrera de Medicina), por su ejemplo y motivación a seguir estudiando. A mis amigos, que siempre me han prestado un gran apoyo

moral y humano, siempre necesarios en los momentos difíciles de este estudio y esta profesión.

Y, sobre todo, quiero agradecer a mi esposa, Dra. Ivonne Delgado Herbert, por su paciencia, comprensión y solidaridad con esta investigación, por el tiempo que me ha concedido, un tiempo robado a la historia familiar. Sin su apoyo esta obra nunca habría sido escrita y, por eso, este trabajo también es suyo.

A todos, Muchas Gracias.

II. RESUMEN

El propósito de esta tesis es el desarrollo del diseño y simulación de un tanque o recipiente de almacenaje el cual estará sometido a presión interna. Este será utilizado en un banco de pruebas de válvulas de seguridad, con la finalidad de realizar calibraciones a las mismas, y así dar cumplimiento a las presiones de apertura y/o operación de las válvulas.

Para concretar este proyecto se analizaron los diferentes tanques horizontales que existen en la actualidad, de igual modo se elaboró un estudio de los materiales, mismos que serán aplicados para mejorar la calidad en el diseño y simulación el cual fue utilizando el software Solidworks®.

Asimismo, se evaluaron las diferentes configuraciones estructurales necesarias para el correcto diseño y simulación del tanque sometido a presión interna. Todo basado en normas ASME, sección VIII, división 1. Cuya norma rige la fabricación de los recipientes.

También se compararon y definieron cada uno de los materiales que pudieran ser empleados, con el fin de obtener el más adecuado para el diseño y simulación del tanque que será utilizado en el banco de pruebas de válvulas de seguridad.

Uno de los principales beneficios que se obtendrán al realizar este proyecto será el de incrementar la vida útil del tanque y así asegurar su correcto funcionamiento, de igual modo podrán llevarse a cabo una mayor cantidad de calibraciones y/o pruebas, sin la necesidad de hacer reparaciones al tanque por oxidación y/o corrosión.

III ABSTRACT

The purpose of this thesis is the development of the design and simulation of a storage tank or container which will be subjected to pressure. This will be used in a safety valve test bench, in order to perform calibrations to them, and thus comply with the opening and / or operating pressures of the valves.

To carry out this project, the different horizontal tanks that exist today were analyzed, in the same way a study of the materials was elaborated, which will be applied to improve the quality of the design and simulation, which was using the Solidworks® software.

Likewise, the different structural configurations necessary for the correct design and simulation of the tank under pressure were evaluated.

Each of the materials that could be used were also compared and defined, in order to obtain the most suitable for the design and simulation of the tank that will be used in the safety valve test bench.

One of the main benefits that will be obtained when carrying out this project will be to increase the useful life of the tank and thus ensure its correct operation, in the same way, a greater number of calibrations and / or tests can be carried out, without the need to do repairs to the tank due to oxidation and / or corrosion.

IV. ÍNDICE GENERAL

Pag.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Objetivo general.....	2
1.1.2. Objetivos específicos	2
1.2. Problemas a resolver.....	2
1.2.1 Soluciones propuestas	3
1.3. Justificación	3
CAPÍTULO 2. ANTECEDENTES	5
2.1. Historia de los recipientes o tanques de almacenamiento	5
2.2. Implementación de un recipiente a presión para un banco de pruebas de válvulas de seguridad	7
2.3. Clasificación de los recipientes a presión.....	8
2.3.1. Clasificación de acuerdo con su aplicación.....	10
2.4. Clasificación de tapas de los recipientes bajo presión	14
2.5. Normas de materiales.....	17
2.6. Partes de un recipiente a presión	24
2.7. Accesorios de un recipiente sometido a presión	30
2.7.1. Boquillas en recipientes a presión	31
2.8. Unión de elementos con soldadura	32
2.8.1. La soldadura por arco eléctrico	35
2.9. Bases analíticas de recipientes a presión de acuerdo a normas	38
2.9.1. Análisis del cuerpo o envoltorio en los recipientes	40
2.9.2. Análisis de cabezas del recipiente a presión.....	42
2.9.3. Módulo de elasticidad	43
2.10. Pruebas hidrostáticas a tanques sometidos a presión	45
2.11. Pruebas neumáticas	46
CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA	47
3.1. Recipientes utilizados para bancos de pruebas de válvulas de seguridad	47
3.2. Normas y estándares de materiales	48
3.3. Elementos del recipiente sometido a presión	49
3.4. Diseño modelado y simulación	51
CAPÍTULO 4. DISEÑO, MODELADO Y SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS®	52
4.1. Diseño de los elementos del recipiente a presión interna	53
4.1.1. Diseño de cuerpo del recipiente a presión interna	53
4.1.1.1 Cálculo de tamaño óptimo de recipiente sometido a presión.....	54
4.1.2. Diseño de las tapas de recipiente sometido a presión interna	56
4.1.2.1 Cálculo de espesor de cuerpo y cabezas en función de dimensiones exteriores	57

4.1.3. Diseño de soportes del recipiente a presión	71
4.1.3.1 Cálculo del peso total del recipiente sometido a presión	72
4.1.4. Ensamblaje de elementos del tanque sometido a presión	77
4.2. Cálculos de esfuerzos en recipiente sometido a presión interna	80
4.2.1 Cálculo de esfuerzos longitudinales en las silletas y a mitad del claro	81
4.2.2 Cálculo de esfuerzos cortante tangencial	85
4.2.3 Cálculo del esfuerzo circunferencial en silletas.....	87
CAPÍTULO 5. RESULTADOS	92
5.1.Prueba #1: Recipiente sometido a presión interna con acero inoxidable 304.....	92
5.2.Prueba #2: Recipiente sometido a presión interna con hierro colado.	96
5.3. Prueba #3: Recipiente sometido a presión interna con acero SA-285 C.	99
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS	103
6.1. Conclusiones	103
6.2. Recomendaciones	103
6.3. Trabajos futuros.....	104
REFERENCIAS	105
APENDICES	107
Apéndice A	107
Apéndice D	109
Apéndice E	111
Apéndice F	113
Apéndice G	113
Apéndice J	117
ANEXO 1	
ANEXO 2	

V. ÍNDICE DE IMÁGENES Y TABLAS

	Pag.
Imagen 2.1 Esquema de los primeros tanques a presión.....	5
Imagen 2.2 Caldera de principios del siglo XIX.....	6
Imagen 2.3 Recipiente a presión cilíndrico con tapas esféricas.....	7
Imagen 2.4 Clasificación de recipientes a presión.....	8
Imagen 2.5 Tanque o recipiente acumulador de fluidos.....	9
Imagen 2.6 Recipiente de almacenaje tipo esfera.....	10
Imagen 2.7 Recipiente abierto.....	11
Imagen 2.8 Tanque cerrado usado para almacenar combustible.....	11
Imagen 2.9 Tanque cilíndrico fondo plano.....	12
Imagen 2.10 Recipiente horizontal con cabeza formada.....	13
Imagen 2.11 Recipientes esféricos de mayor volumen de almacenaje.....	14
Imagen 2.12 Clasificación de tapas de los recipientes a presión.....	17
Imagen 2.13 Diagrama de esfuerzos a las que está sometida una partícula de un cilindro.....	24
Imagen 2.14 Partes de un recipiente a presión.....	25
Imagen 2.15 Recipientes a presión con diferentes soportes.....	28
Imagen 2.16 Indicador de presión.....	31
Imagen 2.17 Válvula de seguridad para tanque.....	31
Imagen 2.18 Regulador de presión.....	31
Imagen 2.19 Conexión de tubería o venteo.....	31
Imagen 2.20 Partes de una unión con soldadura de arco eléctrico.....	36
Imagen 2.21 Posición de la aplicación de la soldadura.....	37
Imagen 2.22 Uso del Código ASME Sección VIII, div. 1 o 2 para distintos diámetros y presiones.....	40
Imagen 2.23 Esquema de la deformación producida por un esfuerzo de cizalla.....	44
Imagen 3.1 Recipiente con nitrógeno.....	47
Imagen 3.2 Recipiente con mayor capacidad de gas.....	47
Imagen 3.3 Tamaños de válvulas de seguridad.....	48
Imagen 3.4 Características del acero SA-285 C.....	49
Imagen 4.1 Grafica para determinar el tamaño óptimo del recipiente.....	55

Imagen 4.33 Valores en la gráfica de la constante K_6	90
Imagen 4.34 Dimensiones del tanque sometido a presión interna.....	91
Imagen 5.1 Aplicación de presión interna en recipiente.....	93
Imagen 5.2 Aplicación de malla en recipiente a presión.....	93
Imagen 5.3 Deformación de tensión Von Mises.....	94
Imagen 5.4 Mayor concentración de desplazamiento en tapas del recipiente.....	94
Imagen 5.5 Resultados de simulación de recipiente sometido a presión.....	95
Imagen 5.6 Aplicación de presión de 150 psi en el interior del recipiente.....	96
Imagen 5.7 Aplicación de malla en recipiente sometido a presión.....	97
Imagen 5.8 Esfuerzos de tensión Von Mises en recipiente sometido a presión.....	97
Imagen 5.9 Resultados de esfuerzos en recipiente sometido a presión.....	98
Imagen 5.10 Recipiente sometido a presión de 150 psi.....	99
Imagen 5.11 Mallado de recipiente sometido a presión.....	100
Imagen 5.12 Esfuerzo de tensión Von Mises.....	100
Imagen 5.13 Resultados de esfuerzos en recipiente sometido a presión.....	101

ÍNDICE DE TABLAS

	Pag
Tabla 2.1 Clasificación de tipos de recipiente.....	10
Tabla 2.2 Capacidad de los materiales a la temperatura.....	22
Tabla 2.3 Identificación del ultimo dígito de la nomenclatura del electrodo.....	34
Tabla 3.1 Materiales específicos para recipientes a presión.....	49
Tabla 3.2 Elementos de recipiente sometido a presión	50
Tabla 4.1 Datos de diseño del cuerpo o envoltorio.....	53
Tabla 4.2 Datos de diseño de tapa semielíptica lateral	56
Tabla 4.3 Datos de diseño de soportes o silletas para recipiente a presión.....	73
Tabla 5.1 Comparación de resultados de pruebas de materiales.....	102

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, cualquier industria que utiliza un fluido o gas a presión requiere de un sistema de seguridad, con el fin de evitar daños a las instalaciones, a los equipos, así como por prevención de accidentes que pongan en riesgo a los trabajadores.

Este sistema está constituido principalmente por equipos denominados válvulas de seguridad; dispositivos que operan a través de un mecanismo de apertura por sobrepresión específica.

Estas válvulas de seguridad necesitan de un documento denominado certificado de calibración, el cual especifica que el funcionamiento de apertura de la válvula es el correcto de acuerdo a la presión de operación.

Existen empresas que se dedican a la calibración de las válvulas. Mediante el empleo de un banco de pruebas, las válvulas son montadas y se les realizan los cotejos pertinentes para garantizar su correcto funcionamiento.

Los bancos de pruebas están constituidos por diferentes elementos los cuales son: manómetros, indicadores de presión, reguladores de presión, bridas de anclaje, tanques de almacenamiento de aire/nitrógeno, así como una estructura de acero que soporta el peso de todo el equipo.

Esta tesis estará centrada en un elemento concreto, el recipiente o tanque de almacenaje. Este tanque normalmente se encuentra sometido a una presión interna, ya sea de aire o gas nitrógeno, por lo tanto, es de suma importancia realizar un diseño y una correcta selección de materiales para el recipiente que será utilizado en el banco de pruebas.

1.1. Objetivo general

Diseño y simulación de un tanque o recipiente sometido a presión interna que será utilizado en un banco de pruebas de válvulas de seguridad.

1.1.2. Objetivos específicos

- Evaluar los diferentes tipos de recipientes o tanques que podrán ser sometidos a presión, con la finalidad de utilizarse en un banco de pruebas de válvulas de seguridad. Así como verificar el correcto funcionamiento del mismo.
- Definir los materiales de acuerdo a los estándares y normativas que serán empleados en el diseño y simulado del recipiente a presión interna.
- Diseñar, modelar y simular el comportamiento de un recipiente que esté sometido a presión interna.

1.2. Problemas a resolver

Los bancos de pruebas de válvulas de seguridad actuales presentan problemas de portabilidad, debido a que requieren sistemas que suministren aire o nitrógeno; en consecuencia, las calibraciones deben realizarse en áreas específicas donde se cuente con las condiciones ideales para efectuar la revisión.

Dada esta situación, se vuelve oportuno desarrollar un recipiente que pueda almacenar y suministrar un volumen y presión de fluido adecuado para ejecutar las pruebas y calibraciones en cualquier sitio.

1.2.1 Soluciones propuestas

Debido a que las válvulas de seguridad se encuentran montadas en equipos críticos y/o bajo una presión mayor a la atmosférica, se vuelve indispensable que dichos dispositivos se mantengan en buenas condiciones operativas, de manera que la industria proteja tanto a sus equipos e instalaciones, como a sus trabajadores.

Dada esta situación, se vuelve oportuno desarrollar un recipiente que pueda almacenar y suministrar un volumen y presión de fluido adecuado para ejecutar las pruebas y calibraciones en cualquier sitio.

1.3. Justificación

El diseño de un recipiente, o tanque a sometido a presión interna, que será utilizado en un banco de pruebas de válvulas de seguridad nace de la necesidad que tiene una empresa tamaulipeca denominada Mantenimiento, Construcciones, Calibraciones e Instrumentación Industrial S.A de C.V (MCCII) que es una compañía dedicada a realizar servicios de calibración de válvulas de seguridad (PSV). Por lo tanto, el tanque o recipiente tendrá que resistir una presión por lapsos de tiempo considerable, de igual modo deberá soportar incrementos de presión, ya que existe una variedad de válvulas de seguridad que trabajan a diferentes presiones, por ejemplo 150 psi, 300 psi, 600 psi, etc. De esta manera podrán realizarse diferentes calibraciones y se obtendrán mayores beneficios, debido a su soporte de diferentes rangos de presión.

Cabe mencionar que el diseño del recipiente que estará sometida a presión será cilíndrico y estará ubicado de manera horizontal teniendo como soporte dos silletas asegurando su estabilidad y soportando el peso del mismo, también se realizó un análisis comparativo de 3 tipos de materiales para su diseño.

En los siguientes párrafos se describe el contenido general de cada uno de los capítulos.

Capítulo 1. Se detallan los objetivos, generales y específicos, problemas a resolver, soluciones propuestas, así como la justificación de esta investigación.

Capítulo 2. Se describen los antecedentes de los tanques o recipientes sometidos a presión, así como de los bancos de pruebas de válvulas de seguridad.

Capítulo 3. Se establece y se puntualiza la metodología aplicada para el diseño del tanque sometido a presión, así como toda la información respecto a las normas en las cuales fue basada esta investigación.

Capítulo 4. Se expone el modelo analítico empleado para el diseño del tanque sometido a presión y que será utilizado para el banco de pruebas de válvulas de seguridad, así como los resultados obtenidos de la simulación desarrollada en el software SolidWorks®.

Capítulo 5. Se demuestra que los resultados obtenidos en el diseño del tanque sometido a presión, el cual es utilizado en el banco de pruebas de válvulas de seguridad, cumplen satisfactoriamente con las necesidades operativas respecto a las presiones que la industria maneja actualmente en sus válvulas de seguridad.

Capítulo 6. Se menciona los trabajos que se pretenden plantear a futuro, así como las recomendaciones que se deberán aplicar cuando las presiones de operación de los equipos que serán calibrados sean mayores a las que el tanque pueda soportar.

CAPÍTULO 2. ANTECEDENTES

2.1. Historia de los recipientes o tanques de almacenamiento

Un recipiente hermético o depósito bajo presión (*pressure vessel*) es un contenedor estático, diseñado para confinar fluidos gases y/o líquidos sometidos a una presión, ya sea interna o externa, sustancialmente superior a la presión atmosférica, siendo ésta su presión manométrica de operación en condiciones normales, independientemente de su forma y/o dimensiones. Cuando el diseño interno de un contenedor excede 15 psi, este será conocido como un recipiente a presión.

Los recipientes a presión fueron concebidos durante la Revolución Industrial. Tuvieron un particular desarrollo en Gran Bretaña, donde fueron utilizados como calderas con la función de generar vapor para el accionamiento de las máquinas. Estos tanques fueron capaces de soportar presiones mayores a las 10,000 psi con un diámetro de 6 pulg., mismos que eran enrollados en espiral con dos capas de alambre de acero de alta tensión y resistencia, con el fin de prevenir las rupturas de las paredes y las tapas de los extremos, reforzadas longitudinalmente con barras de alta resistencia. Sin embargo, esto no fue suficiente ya que existían continuas explosiones con pérdidas humanas (ver imagen 2.1).

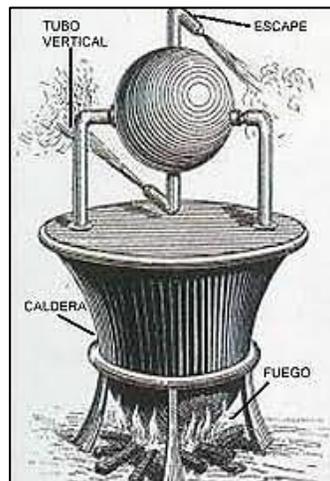


Imagen 2.1 Esquema de los primeros tanques a presión.

En los Estados Unidos, en 1889, las personas dedicadas a la fabricación de calderas se asociaron, con la finalidad de nombrar el comité encargado de formular las reglas y especificaciones para la producción de las mismas; esto resultó en la constitución de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME, por sus siglas en inglés), quien presentó un informe en el que se valoraron temas como: especificaciones de los materiales, armado por medio de remaches, factores de seguridad, tipos de cabezales y bridas, así como lo relacionado a las pruebas hidrostáticas (ver imagen 2.2).

En 1911 los fabricantes y usuarios de las calderas y recipientes a presión apelaron estos criterios, ya que consideraron necesario que se formularan especificaciones uniformes para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión, así que solicitaron la integración de un comité.



Imagen 2.2 Caldera de principios del siglo XIX.

El código ASME para los recipientes a presión ha tenido que mantenerse al día, y al ritmo que impera en el desarrollo de innovaciones en el mundo de la tecnología; por lo que este grupo celebra seis reuniones anuales para adaptar el código según los avances que se generen en los métodos y los procesos. Las ediciones del código se publican regularmente cada tres años.

En la actualidad existen diferentes formas y diseños de recipientes con la finalidad de contener líquidos y gases a presión, los más comunes son aquellos de forma cilíndrica con sus extremos cerrados y esféricos, también los hay de pared gruesa y pared delgada (ver imagen 2.3).



Imagen 2.3. Recipiente a presión cilíndrico con tapas semiesféricas.

Por décadas, los contenedores a presión han estado presentes en la sociedad. Su relevancia reside en la gran cantidad de usos que se le dan en la industria, así como en nuestra vida diaria, lo cual ha dado lugar a una diversidad de equipos, que varían tanto en formas y tamaños, como en aplicaciones.

2.2. Implementación de un recipiente a presión para un banco de pruebas de válvulas de seguridad

Con la implementación del recipiente a presión, las pruebas y calibraciones que tengan que realizarse a las válvulas de seguridad podrán hacerse en sitio, esto traería una serie de beneficios entre los que podemos nombrar: un ahorro en tiempos de traslado, verificación de las condiciones en las que se encuentran montadas las válvulas, así como un incremento en la ganancia económica.

2.3. Clasificación de los recipientes a presión

Existen numerosos tipos de recipientes que se utilizan en las plantas industriales o de procesos. Algunos de estos tienen la finalidad de almacenar sustancias que se dirigen o convergen de algún proceso, este tipo de recipientes son llamados, en general, tanques. Los diferentes tipos de recipientes que existen se clasifican de la siguiente manera (ver imagen 2.4).

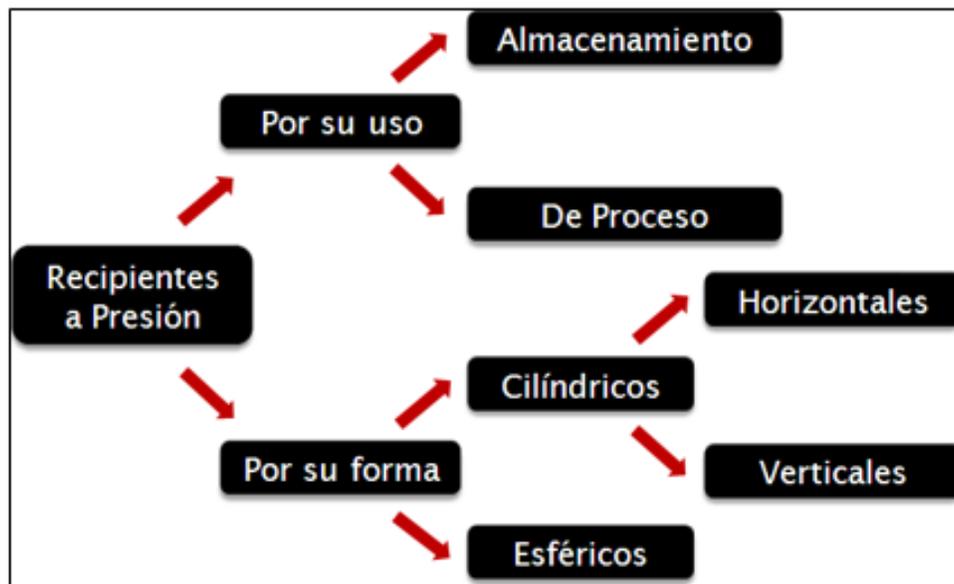


Imagen 2.4. Clasificación de recipientes a presión.
Recipientes a presión Pate I, Diseño de Equipos, Envolvertes, Javier Tirenti, Pag. 4

Por su uso: Se pueden dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de procesos. Los primeros sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y, de acuerdo con sus servicios, son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc. Mientras que los recipientes de proceso se emplean como intercambiadores de calor, reactores, torres de destilación, torres fraccionadoras, entre otros usos (ver imagen 2.5).



Imagen 2.5. Tanque o recipiente acumulador de fluidos.

Por su forma: Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos o esféricos. Los primeros son horizontales o verticales y pueden tener, en algunos casos, chaquetas para incrementar o disminuir la temperatura de los fluidos. Los recipientes esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento; son recomendables para contener grandes volúmenes de fluidos a altas presiones.

Puesto que la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna es la esférica, se pensaría que dicho modelo es el más adecuado y económico para almacenar fluidos a presión. Sin embargo, la fabricación de estos tanques es mucho más costosa a comparación de los recipientes cilíndricos (ver imagen 2.6).



Imagen 2.6. Recipiente de almacenaje tipo esfera.

2.3.1. Clasificación de acuerdo con su aplicación

Los tipos más comunes de recipientes pueden ser clasificados de acuerdo a su aplicación o necesidades que busca resolver (ver tabla 2.1).

Tabla 2.1. Clasificación de tipos de recipiente.

Recipiente abierto	Recipiente cerrado
Tanques abiertos	Tanques cilíndricos verticales
	Tanques cilíndricos de fondo plano
	Recipientes cilíndricos horizontales y verticales
	Recipientes esféricos

Recipientes abiertos: Son empleados como tanques igualadores o de oscilación. También sirven como tinas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados, como en desecadores, reactores químicos, depósitos, etc. La decisión sobre el uso de un recipiente abierto o uno cerrado dependerá del fluido a ser manejado y de la operación.

Los materiales que se utilizan en la elaboración de estos recipientes son acero, cartón, concreto. No obstante, en los procesos industriales son construidos de acero, por su bajo costo inicial y fácil producción (ver imagen 2.7).



Imagen 2.7. Recipiente abierto.

Recipientes cerrados: Son empleados para almacenar fluidos combustibles y/o gases finos, así como sustancias químicas peligrosas que deben permanecer aisladas, tales como ácidos, sosa cáustica, y solventes (ver imagen 2.8).



Imagen 2.8. Tanque cerrado usado para almacenar combustible.

Tanques cilíndricos de fondo plano: Cuentan con un techo cónico y un fondo plano que descansa directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada. En casos donde se desea usar una alimentación de gravedad, el tanque es levantado arriba del terreno y el fondo plano debe ser incorporado por columnas y vigas de acero (ver imagen 2.9).



Imagen 2.9. Tanque cilíndrico fondo plano.

Recipientes cilíndricos horizontales y verticales con cabezas formadas: Son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado es mayor, por lo tanto, requiere una mejor resistencia del material.

Existe una gran variedad de cabezas formadas, las cuales se emplean para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos. Las cabezas formadas incluyen la semiesférica, elíptica, toriesférica, cabeza estándar común, y toricoidal (ver imagen 2.10).



Imagen 2.10. Recipiente horizontal con cabeza formada.

Recipientes esféricos: El almacenamiento de grandes volúmenes bajo presiones materiales corresponde normalmente a los recipientes esféricos. Las capacidades y presiones manejadas varían considerablemente. Para los recipientes mayores el rango de capacidad es de 1,000 hasta 25,000 psi (70.31 - 1757.75 kg/cm²), y de 10 hasta 200 psi (0.7031 - 14.06 kg/cm²) para los recipientes menores (ver imagen 2.11).



Imagen 2.11. Recipientes esféricos de mayor volumen de almacenaje.

2.4. Clasificación de tapas de los recipientes bajo presión

Los recipientes sometidos a presión pueden estar constituidos por diferentes tipos de tapas o cabezas; según las condiciones de operación y costo monetario es como se recomienda el tipo de tapa a emplear (ver imagen 2.12).

- a) **Tapas planas:** Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Entre la clasificación de tapas, es la que posee un costo más bajo. De igual modo, este tipo de tapas son manejadas como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.
- b) **Tapas planas con ceja:** Estas tapas se emplean por lo general en tanques sometidos a presión atmosférica, su costo es relativamente bajo y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.
- c) **Tapas semiesféricas:** Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas. Como su nombre lo indica, su silueta describe una media

circunferencia perfecta; su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

- d) **Tapa 80:10:** Debido a que en México no se cuentan con prensas adecuadas para troquelar tapas semielípticas 2:1, de dimensiones relativamente grandes, se ha optado por fabricar este tipo de tapas. El radio de abombado es el 80% de diámetro, y el radio de esquina o de nudillos, es igual al 10% del diámetro.
- e) **Tapas semielípticas:** Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse con relación 2:1; su costo es alto y en México se producen hasta con un diámetro máximo de 3 m.
- f) **Tapas toriesféricas:** Son las de mayor aceptación en la industria debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas. Su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 m (11.8 pulg. - 236.22 pulg.).

Tapas cónicas: Se utilizan en fondos donde pudiese existir acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación; no hay restricciones en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitante consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana.

- g) **Tapas toricónicas:** A diferencia de las cónicas, estas tapas tienen en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor o 3 veces el espesor. Tiene las mismas restricciones que las cónicas a excepción de que en México no se pueden fabricar con un diámetro mayor de 6 m.

- h) **Tapas abombadas invertidas:** Estos tipos de tapas son altamente costosas debido a la complejidad de su fabricación; son empleadas en casos especiales.

- j) **Tapas únicamente abombadas:** Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja; su costo, en comparación con otras tapas, es menor. No obstante, si se usan para soportar presiones relativamente altas será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada al efectuar un cambio brusco de dirección.

- k) **Abombada con ceja plana:** Se usan comúnmente en recipientes a presión manométrica relativamente baja. Aunque su costo también es menor, tiene un límite de dimensiones a 6 m.

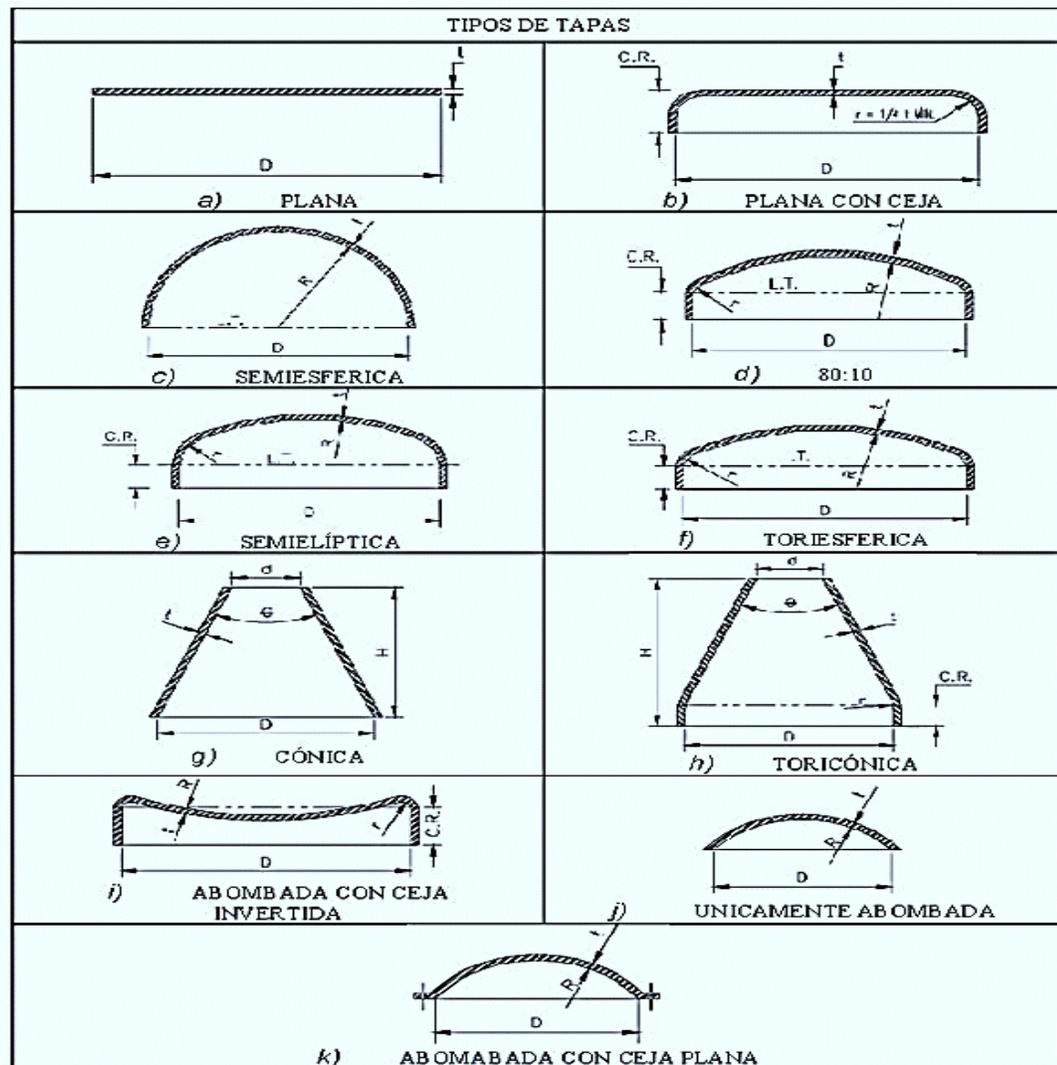


Imagen 2.12. Clasificación de tapas de los recipientes a presión.

2.5. Normas de materiales

Todo diseño, fabricación, prueba e inspección de recipientes a presión se basa en un código; en la mayoría de los países, incluyendo el nuestro, dicho código se toma como una norma, bajo la cual se dictaminan los requerimientos mínimos para evaluar cualquiera de las fases mencionadas.

En relación a lo anterior, los países más altamente industrializados cuentan con códigos propios, dentro de los cuales se pueden citar los siguientes:

- Código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*): es el que rige actualmente en los Estados Unidos de América.
- Código B.S 5500 o B.S.1515 (*British Standard*): que es el código británico.
- Código JIS (*Japanese Industrial Standard*): que es usado en Japón.
- Código alemán: que rige en Alemania y Países Bajos.

Cabe mencionar que cada uno de los códigos mencionados considera diferentes factores de seguridad.

Los códigos estándares fueron establecidos para proporcionar métodos de fabricación, registros, y reporte de datos de diseño; de igual manera establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección para los recipientes a presión, y así logren obtener la certificación autorizada de la ASME.

El código ASME cubre los requerimientos para el diseño y la fabricación de recipientes a presión, pero existen ciertos elementos de estos dispositivos que no son considerados dentro de la jurisdicción del código, o bien, no está definida explícitamente la forma en que deben ser analizados.

Por tal motivo, se hace necesario el uso de otros códigos, los cuales reglamenten el análisis y/o diseño de los elementos no considerados. Así, a manera de ejemplo, se puede mencionar que el código ASME establece que todos los recipientes a presión deben ser diseñados para resistir los esfuerzos generados por gradientes de temperatura, por solicitaciones de viento, nieve o sismo, pero en ningún momento proporciona los lineamientos en los cuales se deben basar para la cuantificación y evaluación de dichos efectos.

En el código ASME, sección VIII, división 1, se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de los recipientes a presión y los

pasos para obtener la certificación autorizada por la ASME para los mismos. Se dividen en:

- Subsección A. Parte UG que cubre los requerimientos generales.
- Subsección B. Requerimientos de fabricación, contiene las partes siguientes:
 - Parte UW. Para recipientes que serán fabricados por soldadura.
 - Parte UF. Para recipientes que serán fabricados por forjado.
 - Parte UB. Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso, a este proceso se le denomina *brazing*.
- Subsección C. Requerimientos de materiales, contiene las siguientes partes:
 - Parte UCS. Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.
 - Parte UNF. Para los construidos con materiales no ferrosos.
 - Parte UCI. Para los construidos con hierro fundido.
 - Parte UCL. Para los construidos con una placa *clad* integral o con recubrimiento tipo *lining*.
 - Parte UCD. Para los construidos con hierro fundido dúctil.
 - Parte UNT. Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas con tratamiento térmico.
 - Parte ULW. Para los fabricados por el método de multicapas.
 - Parte ULT. Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más altos a bajas temperaturas.

En lo que respecta a las conexiones y accesorios requeridos por los recipientes para la interconexión de los accesorios para la entrada y salida de los fluidos, se manejan los estándares del Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI American National Standards Institute) siguientes:

- a) ANSI B.16.5. Bridas y conexiones bridadas.
- b) ANSI B.16.11. Conexiones de acero forjado.
- c) ANSI B.16.25. Extremos para soldar a tope.
- d) ANSI B.16.30. Dimensiones de bridas para recipientes a presión.

Las partes secundarias de los recipientes (partes no sujetas a presión), como son soportes o algunas partes misceláneas, pueden ser fabricadas con aceros estructurales, tal como SA-36.

Existen tres aspectos fundamentales que intervienen en una adecuada selección del material:

1. Tipo de fluido a manejar.
2. Condiciones de temperatura y presión.
3. Facilidad para adquirir el material en el mercado.

El diseño de recipientes operando bajo presión interna consiste, básicamente, en el cálculo de los elementos que lo integran (cabezas, cuerpo o envolvente y conos), que se basan en la norma NRF-028-PEMEX-2004, capítulo 8, párrafo 8.1.2, la cual remite a la parte UG de la sección VIII, división 1. Esta parte del código ASME indica fórmulas y parámetros que se tienen que considerar, principalmente presión y temperatura de diseño, y dedica toda la sección a los materiales que ampara, en donde se proporciona el valor de los esfuerzos máximos permisibles a distintas temperaturas, y parte de la sección IX a materiales de los electrodos amparados por esta normativa.

Debido a la existencia de diferentes materiales disponibles en el mercado, en ocasiones no resulta sencilla la tarea de seleccionar estos, ya que deben considerarse varios aspectos como costos, disponibilidad, requerimientos de procesos y operación, facilidad de formato, etc.

Entre los materiales que pueden aplicarse a los recipientes están:

- a) **Aceros al carbón:** son de buena disponibilidad y los más económicos de los aceros, son recomendables para la mayoría de los recipientes donde no existen altas presiones ni temperaturas.

- b) Aceros de baja aleación:** como su nombre lo indica, estos aceros contienen bajos porcentajes de elementos de aleación como níquel, cromo, etc. Y en general están fabricados para cumplir condiciones de uso específico. Son un tanto más costosos que los aceros al carbón. Por otra parte, no se considera que sean resistentes a la corrosión, pero tienen mejor comportamiento en resistencia mecánica para rangos más altos de temperaturas respecto a los aceros al carbón.

- c) Aceros de alta aleación:** comúnmente llamados aceros inoxidable. Su costo en general es mayor que los ya mencionados. El contenido de elementos de aleación es mayor, lo que ocasiona que tengan alta resistencia a la corrosión.

- d) Materiales no ferrosos:** el propósito de utilizar este tipo de materiales es el de manejar sustancias con alto poder corrosivo, facilitar la limpieza en recipientes que procesan alimentos, y proporcionar tenacidad en la entalla en servicios a baja temperatura.

Las placas de acero al carbono se usan principalmente donde lo permiten las condiciones de servicio, debido a su bajo costo y mayor disponibilidad. Estos aceros son fabricados para que puedan ser soldados por fusión y cortados por medio de oxígeno; su contenido de carbono no excede de un 35%.

Existe una gran diversidad de materiales especificados por el código ASME, de los cuales los aceros al carbono más comerciales en nuestro país son el SA-285 C, SA-515 70, y SA-516 70. Los aceros al carbón y de baja aleación son usados donde las condiciones de servicio así lo permitan, por los bajos costos y la gran utilidad de estos (ver tabla 2.2).

Tabla 2.2. Capacidad de los materiales a la temperatura.

TEMPERATURA EN °C	TEMPERATURA EN °F	MATERIAL PARA CUERPO	CABEZAS Y PLANTILLAS DE REFUERZO
-67 a -46.1	-90 a -51	SA-203 B*	SA-203 A
-45.6 a -40.5	-50 a -41	SA-516-65	SA-203 B
-40 a 15.6	-40 a +60	SA-516-70+	SA-516-65
15.6 a 343	+60 a 650	SA-285 C	SA-515-70
344 a 412.8	-651 a +775	SA-515-70	

Los recipientes a presión pueden ser fabricados de placas de acero, siempre que se conozcan las especificaciones de SA-7; SA-113 C; y SA-283 A, B, C y D, con las siguientes consideraciones:

1. Que los recipientes no contengan líquidos o gases letales.
2. Que la temperatura de operación está entre -20 y 650° F.
3. Que el espesor de la placa no exceda de 5/8 pulg.
4. Que el acero sea manufacturado por horno eléctrico u horno abierto.
5. Que el material no sea usado para calderas.

Uno de los aceros más empleados en la construcción de recipientes a presión es el SA-283 C. Este acero tiene una buena ductilidad, fusión de soldadura y es de fácil mecanización.

Es también uno de los más económicos, así como de los más apropiados para recipientes a presión; sin embargo, su uso es limitado a recipientes con espesores de placas que no excedan de 5/8 pulg., además no son una buena opción en aplicaciones con temperaturas sobre los 650° F.

El acero SA-285 C es muy utilizado en recipientes con un gran espesor de cuerpo y presión de operación moderada; pero no puede ser manejado en aplicaciones con temperaturas que excedan de 900° F.

El acero SA-212 B se utiliza en casos de presiones altas o diámetros largos del recipiente, es un acero de alta resistencia, por lo que se usa en aplicaciones que requieren de un espesor de cuerpo de solamente 79% que el requerido por el SA-285 C. Este acero es fácilmente fabricado, pero es más caro que otros.

En tanto, el SA-212 tiene muchos esfuerzos bajos permisibles en las temperaturas más altas, por lo que es utilizado para temperaturas entre 650 y 1000° F.

El acero SA-204, el cual contiene 0.4 a 0.6% de molibdeno, es satisfactorio y tiene buenas cualidades. Para temperaturas de servicio bajas (-50 a -150° F), un acero niquelado tal como un SA-203 es recomendable. Los esfuerzos permisibles para estos aceros no están especificados para temperaturas bajas de -20° F.

Normalmente el fabricante hace pruebas de impacto para determinar la aplicación del acero y fracturas a temperaturas bajas.

En la etapa del diseño de los recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción es de suma importancia, por lo que se necesita definir una secuencia lógica para elegir estos.

El cuerpo de los recipientes muchas veces es cilíndrico debido a que, en esta forma geométrica, se tiene un área transversal más grande para un perímetro dado y por lo tanto una resistencia superior que con otras formas con excepción de la esférica y con ello mayor rendimiento económico y mejor facilidad de fabricación.

Los esfuerzos que se presentan en este tipo de formas son:

1. Esfuerzos circunferenciales σ_c o σ_1 : causados por la presión del fluido.
2. Esfuerzos longitudinales σ_L o σ_2 : causados por la presión del fluido.
3. Esfuerzos residuales: causados por el proceso de soldadura o cualquier trabajo mecánico.
4. Esfuerzos causados por cargas externas: tales como viento y sismo.

Si se considera al modelo cilíndrico como un recipiente de pared delgada para aplicar la teoría de las membranas, se obtiene que cualquier partícula del cilindro está sometida a dos tipos de esfuerzos principalmente, que son: El esfuerzo circunferencial σ_c o σ_1 y esfuerzo longitudinal σ_L o σ_2 (ver imagen 2.13).

$$\sigma_1 = \frac{Pr}{t} \qquad \sigma_2 = \frac{Pr}{2t}$$

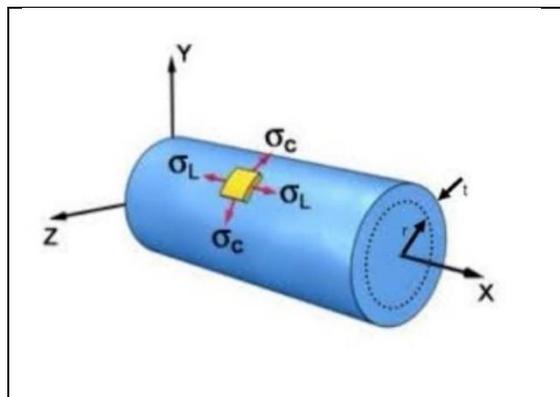


Imagen 2.13. Diagrama de esfuerzos a los que está sometida una partícula de un cilindro.

2.6. Partes de un recipiente a presión

Todo recipiente a presión está formado por: la envolvente; dispositivos de sujeción o apoyo del propio equipo; conexiones por las que entran y salen los fluidos; elementos en el interior; y accesorios en el exterior del recipiente (ver imagen 2.14).

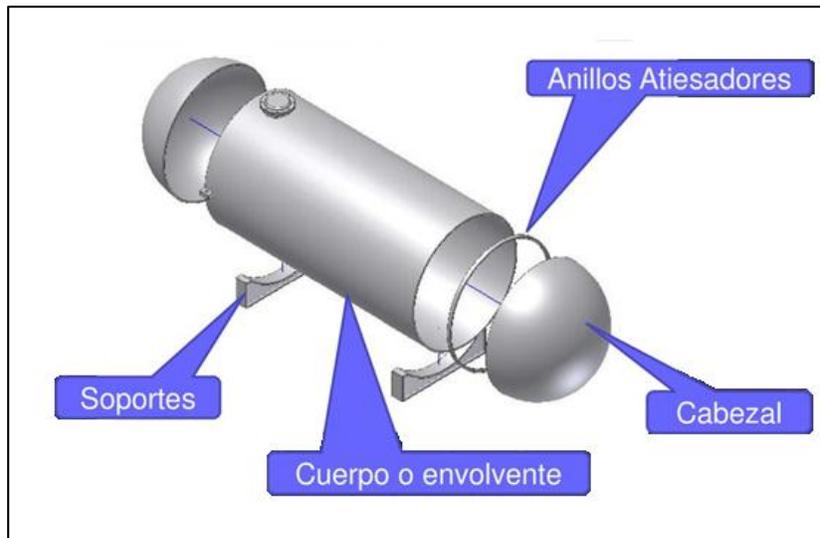


Imagen 2.14. Partes de un recipiente a presión.

Cuando el recipiente este diseñado con una altura mayor a los dos metros se recomienda realizar secciones de placas hasta formar el cilindro de las dimensiones deseadas, para esto se utilizan las virolas.

Las soldaduras de las virolas son axiales o longitudinales, ya que están realizadas siguiendo la generatriz del cilindro. En tanto, las soldaduras que unen virolas o los cabezales con la cubierta son circunferenciales o transversales, por elaborarse siguiendo una circunferencia situada en un plano perpendicular al eje del cilindro.

Cuando el diámetro del cuerpo es menor de 24 pulg. (60.9 cm) se utiliza, normalmente, tubería, y en diámetros superiores se realiza el cuerpo a partir de chapas.

La cubierta o envoltente será de chapa, si es que su diámetro es de 36 pulg. Cuando los espesores requeridos para la cubierta son muy grandes, se procede a realizarla con material forjado, o con varias cubiertas de menor espesor embebidas en caliente. Con maquinaria es posible producir el curvado de las chapas de hasta 15 cm de espesor, aunque este valor está en función del diámetro del cilindro.

A continuación, se procede a describir brevemente cada una de estas partes, y se expone la diversidad de posibilidades en cada una de ellas:

- **Cuerpo o Envolvente:** es una envoltura metálica que forma el cuerpo del recipiente. Como ya se ha indicado, los aparatos cilíndricos son los más utilizados y en ellos la envolvente está formada, básicamente, por dos elementos: la parte o cubierta (carcasa) y los fondos o cabezales. Si la cubierta está constituida por varios cilindros de diversos diámetros, la unión entre ellos se realiza, por lo general, por figuras troncocónicas que efectúan la transición.
- **Cubierta:** está integrada por una serie de virolas soldadas unas con otras (por virola entendemos un trozo de tubería o una chapa que está convenientemente curvada y soldada para formar un cilindro sin soldaduras circunferenciales). La unión de varias virolas forma la cubierta, de manera que la suma de las alturas de los cilindros obtenidos por las virolas sea la requerida por la cubierta.
- **Cabezales:** los cabezales o fondos son las tapas que cierran la carcasa. Normalmente son bombeados, aunque existe una gran diversidad, por ejemplo, los cónicos, y planos, de muy reducida utilización.
- **Anillos atiesadores.** Los anillos atiesadores son perfiles estructurales soldados a la envolvente que evitan deformaciones en las placas de los anillos del tanque, originadas por la carga de viento, para mantener su redondez cuando el tanque está sometido a cargas por viento.
- **Dispositivos de sujeción o apoyo:** todo recipiente debe ser soportado por silletas o patas, es decir, su carga debe ser transmitida al suelo o hacia alguna estructura que la propague al suelo; esta misión la cumplen los

dispositivos de sujeción. Las cargas a las que está sometido el recipiente y que transmitirá al suelo a través de su apoyo son:

- Peso propio.
- Peso del líquido en operación normal, o agua en la prueba hidráulica.
- Peso de todos los accesorios internos y externos.
- Cargas debidas al viento.
- Cargas debidas a terremoto.

Los dispositivos de apoyo, así como los pernos del anclaje que los fijan al suelo o a una estructura portante. Estos deberán estar dimensionados para que resistan cada una de las condiciones de carga posible del recipiente.

En todos los fondos se realiza la transición de una figura bombeada a una cilíndrica, que es la cubierta. Esta línea de transición, denominada justamente línea de tangencia, está sometida a grandes tensiones axiales que se traducen en fuertes tensiones locales y este es el punto más débil del recipiente; por esta razón no es aconsejable realizar la soldadura de unión fondo-cubierta a lo largo de esta línea.

Los recipientes a presión se subdividen en dos clases, dependiendo de la posición en que se encuentran instalados:

- Recipientes verticales.
- Recipientes horizontales.

En esta tesis se ha elegido usar un recipiente horizontal. Por otra parte, la elección del dispositivo de apoyo se toma a partir de él que mejor se ajuste a la aplicación en la que se usará el recipiente. Los dispositivos de apoyo son (ver imagen 2.15):

- a) Silletas o patas.
- b) Faldón cilíndrico o cónico.
- c) Ménsulas.



Imagen 2.15. Recipientes a presión con diferentes soportes.

Cada uno de estos dispositivos cuenta con las siguientes características.

a) Silletas o patas: con este tipo de dispositivo de sujeción el recipiente se apoya en tres o cuatro patas soldadas al cuerpo. Estas patas son perfiles en L – U - I unidos por encima de la línea de soldadura, ya sea directamente al cuerpo o envoltente o bien a una placa de refuerzo soldada sobre el recipiente.

La primera solución se utiliza para envoltentes en acero al carbono y de pequeño peso, mientras que la segunda se emplea para cuerpos en acero aleado o recipientes de gran peso; en esta segunda solución el material de la placa es igual al del cuerpo y las patas son de acero al carbono.

Cada pata está fijada al suelo por un perno de anclaje que resiste las cargas de tracción, la sujeción por medio de patas se utiliza en recipientes cuya altura no sea superior a 5 m y diámetros no superiores a 2.4 m, siempre que los esfuerzos a transmitir no sean excesivos o, dicho de otra manera, siempre que el peso no sea muy grande, en cuyo caso se utilizará como apoyo el faldón cilíndrico.

b) Faldón cilíndrico o cónico: en los recipientes que no pueden ser soportados por patas, bien sea por su tamaño o por tener que transmitir esfuerzos considerables, se utilizan los faldones cilíndricos, que consisten en un cilindro soldado al fondo. Con

este tipo de apoyo la carga se reparte uniformemente a lo largo del perímetro de la circunferencia de soldadura, lo que evita concentraciones de esfuerzos en la envolvente y disminuye la presión transmitida al suelo.

Los pernos de anclaje se sitúan a lo largo del perímetro de la circunferencia de apoyo y a una distancia entre 400 y 600 mm, según el tamaño y el número requerido. En todo caso, el número de pernos deberá ser múltiplo de 4 (4, 8, 12, 20, 24, etc.).

Si la presión transmitida sobre el suelo es muy grande o el número requerido de pernos no cabe en la circunferencia del faldón, se realiza un faldón cónico que aumenta el tamaño de ésta. El semi ángulo del cono no debe ser mayor a 6° .

Para evitar momentos de vuelco debidos al peso del recipiente, se debe realizar el faldón de manera que su diámetro medio coincida con el diámetro medio de la cubierta. Este tipo de apoyo es el más utilizado para torres, reactores y recipientes de tamaño medio y grande.

Al diseñar los faldones hay que tomar en cuenta la disposición de un acceso a su interior, el cual debe contar con dimensiones mínimas de 600 mm de diámetro, así como ventilaciones que prevengan la acumulación de gases en su parte interna.

c) Ménsulas: es el tipo de apoyo utilizado en recipientes verticales que deben soportarse en estructuras portantes cuando las dimensiones y cargas no son muy grandes. El número de ménsulas que se usan son 2, 4, 8; es inusual que se requiera un rango mayor, pero si así fuera necesario, su número deberá ser múltiplo de 4.

Al igual que las patas, las ménsulas pueden ser soldadas directamente a la envolvente o a una placa de refuerzo soldada al recipiente. Las razones que conducen a la adopción de uno u otro sistema son las mismas a las expuestas en el caso de apoyos del tipo de patas.

Para una columna de destilación el dispositivo que mejor se ajusta es el faldón cilíndrico, ya que este recipiente es de gran tamaño y este tipo de sujeción o apoyo soportará mejor el peso de la columna y también se evitará que puedan producirse concentraciones de esfuerzos.

2.7. Accesorios de un recipiente sometido a presión

Todo recipiente debe tener como mínimo una conexión de entrada del fluido y otra de salida, aunque siempre cuentan con varias más. A continuación, se indican los servicios más comunes que requieren de conexiones en el recipiente (ver imágenes 2.16, 2.17, 2.18, 2.19):

- De entrada y salida de fluidos.
- Para instrumentos como manómetros, termómetros, indicadores o reguladores de nivel.
- Para válvula de seguridad.
- Para servicios tales como drenaje, venteo, de limpieza, paso de hombre, paso de mano, etc.
- Salvo en casos excepcionales, las conexiones se realizan por medio de bridas ya que estas permiten su montaje y desmontaje sin tener que llevar a cabo ningún corte ni soldadura. Sólo en caso de operar fluidos extremadamente tóxicos, o altamente explosivos al contacto con el aire, se colocan las conexiones soldadas.



Imagen 2.16. Indicador de presión.



Imagen 2.17. Válvula de seguridad para tanque.



Imagen 2.18. Regulador de presión.



Imagen 2.19. Conexión de tubería o venteo.

2.7.1. Boquillas en recipientes a presión

Los recipientes a presión deben estar provistos de boquillas y conexiones de entrada y salida del producto, válvula de seguridad, entrada de hombre, etc.. De acuerdo con el tipo de recipiente a presión que se vaya a diseñar, puede tener una o varias de las boquillas antes mencionadas.

Para instalar una boquilla en un recipiente a presión es necesario hacer un agujero en el cuerpo o tapa donde se vaya a colocar con la finalidad de “quitar área”, así las líneas de esfuerzos que pasaban por el área retirada pasarán tangentes a la abertura. Asimismo, y para evitar fallas en la periferia donde se realiza el agujero, es importante reponer el material que se le suprimió.

El requisito básico es que, en torno a la abertura, el recipiente debe reforzarse con una cantidad igual a la que se le retiró. El refuerzo puede formar parte del recipiente y de la boquilla en forma integral, o bien puede ser un parche adicional.

Algunos fabricantes siguen una práctica simple y usan parches de refuerzo con un área de sección transversal igual al área de metal que se eliminó para la abertura, esto genera un excesivo refuerzo.

2.8. Unión de elementos con soldadura

La soldadura es uno de los aspectos importantes dentro de la industria, ya que con este método se puede lograr la unión y continuación de piezas o componentes de grandes dimensiones. El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura, mismo que eliminó el sistema de remachado que se usó hasta hace algunos años.

Para los recipientes sujetos a presión, la soldadura debe realizarse por medio del procedimiento de arco eléctrico, ya sea manual o automático. En cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa, eliminando la escoria dejada por el cordón de soldadura antes de aplicar el siguiente cordón.

Para verificar que una soldadura esté correctamente ejecutada, se le somete a una serie de pruebas o inspecciones, entre ellas está la de radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes, y algunas veces se utiliza el ultrasonido. La prueba más empleada es la de radiografiado, ésta puede ser total o por puntos.

Cuando se practica el radiografiado por puntos en recipientes a presión se debe realizar, por lo menos, una radiografía por cada 15 m de soldadura, y la longitud de cada radiografía será de 15 cm como mínimo.

El diseño de las juntas está dado por las condiciones del mismo, de lo cual se derivan los siguientes puntos:

- Tipo de soldadura.
- Examen radiográfico.
- Eficiencia de la junta.
- Tratamiento térmico después de la soldadura.

Una vez terminado el recipiente es necesario realizar una serie de pruebas de control de calidad, para verificar que el contenedor no presente ninguna fuga o falla en los materiales. Una de estas pruebas es la hidrostática, que consiste en someter al recipiente a una presión 1.5 veces mayor a la presión de diseño y así verificar que no tenga fugas en los cordones de soldadura.

Antes de aplicar cualquier soldadura en recipientes a presión, se debe preparar un procedimiento de soldadura para cada caso en particular, el cual indica la preparación, diámetro del electrodo, etc., para cada tipo y espesor de material. También se deben hacer pruebas a los soldadores, para asegurar que las uniones serán efectuadas por personal debidamente calificado. Estas pruebas y procedimientos deberán apearse estrictamente a las recomendaciones hechas por el código ASME, sección IX (*Welding and brazing qualifications*).

El material de aporte de la soldadura deberá ser compatible con el material base a soldar. Los electrodos más usuales para soldar recipientes a presión de acero al carbón son el E6010 y el E7018.

Se deben evitar los cruces de dos o más cordones de soldadura; la distancia mínima entre dos cordones paralelos será de 5 veces el espesor de la placa. Sin embargo, cuando sea inevitable el cruce de dos cordones, el código ASME, sección VIII, división 1, recomienda radiografiar una distancia mínima de 102 mm a cada lado de la intersección.

Aunque el proceso general es el explicado anteriormente, existen distintos tipos de soldadura según del resultado que se quiera obtener. Para este proyecto se recomienda la soldadura con arco eléctrico y electrodo E7018.

Debido a que hay muchos tipos diferentes de electrodos en el mercado, puede resultar muy confuso escoger los correctos para el trabajo que se va a ejecutar. Como resultado de la Sociedad Americana de la Soldadura (AWS, por sus siglas en inglés) estableció un sistema numérico aceptado y utilizado por la industria de la soldadura el cual enuncia la nomenclatura de los electrodos.

Se especifican cuatro o cinco dígitos con la letra E al comienzo, detallados a continuación:

- a).- Prefijo E de electrodo para acero
- b).- Resistencia a la tracción mínima del depósito en miles de libras por pulgada cuadrada (Lbs/pulg²)
- c).- Posición de soldar.
 - 1- Toda posición.
 - 2- Plana horizontal.
- d). - El cuarto dígito representa el tipo de recubrimiento y el tipo de corriente para soldar (CA, CD, o ambas) que puede usarse con el electrodo. (Ver tabla 2.3)

Tabla 2.3 Identificación del ultimo dígito de la nomenclatura del electrodo

Dígito	Tipo de Recubrimiento	Corriente de Soldadura
0	Sodio de alta celulosa	DC+
1	Potasio de alta celulosa	AC, DC+ o DC-
2	Sodio alto en titanio	AC, DC-
3	Potasio alto en titanio	AC, DC+
4	Polvo de hierro, titanio	AC, DC+ o DC-
5	Sodio bajo en hidrógeno	DC+
6	Potasio bajo en hidrógeno	AC, DC+
7	Oxido alto en hierro, Polvo de hierro	AC, DC+ o DC-
8	Potasio de bajo hidrógeno, Polvo de hierro	AC, DC+ o DC-

2.8.1. La soldadura por arco eléctrico

La soldadura por arco eléctrico consiste en someter a dos conductores que están en contacto a una diferencia de potencial, de manera que se establezca una corriente eléctrica entre ambos. Si posteriormente se separan ambas piezas, se provoca una chispa que va a ionizar el aire circundante, lo que permite el paso de corriente a través del aire, aunque las piezas no estén en contacto.

Entre las principales razones de emplear el establecimiento de un arco eléctrico se puede mencionar:

- Generar una concentración de calor en una zona muy delimitada;
- Se alcanzan temperaturas muy elevadas ($> 5.000\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- Se puede establecer en atmósferas artificiales.

Como vemos, este método permite la posibilidad de establecerse en forma visible (arco descubierto) o invisible (arco sumergido o encubierto), según el caso (entre la pieza y un electrodo fusible, entre la pieza y un electrodo no fusible, entre dos electrodos fusibles o no fusibles, entre las propias piezas a unir).

Existen una gran variedad de procedimientos de soldadura donde la fuente de calor es el arco eléctrico. Todos estos métodos se pueden agrupar en dos: por arco descubierto y por arco encubierto. A continuación, se detallan sus características correspondientes.

- Arco descubierto:

- Soldadura por arco manual con electrodos revestidos;
- Soldadura bajo gas protector con electrodo no fusible (TIG, TIG Orbital, Plasma);
- Soldadura bajo gas protector con electrodo fusible (MIG, MAG, Oscilador, Electrogás).

- Arco encubierto:

- Soldadura por arco sumergido;
- Soldadura por electroescoria (aunque en realidad es un procedimiento de soldadura por resistencia, el comienzo del proceso se lleva a cabo mediante un arco eléctrico).

En todo cordón de soldadura pueden distinguirse las partes representadas en la figura siguiente (ver imagen 2.20).

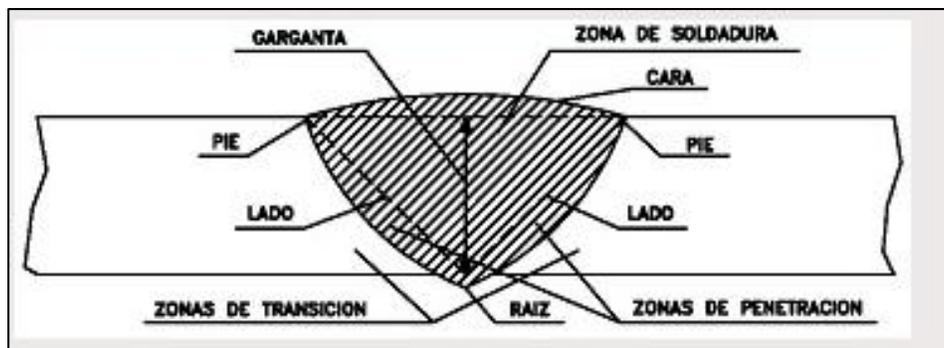


Imagen 2.20. Partes de una unión con soldadura de arco eléctrico.

Las partes del cordón de soldadura las integran:

- a) Zona de soldadura: es la parte central del cordón, formada principalmente por el metal de aportación.
- b) Zona de penetración: es la parte de las piezas que ha sido fundida por los electrodos. La mayor o menor profundidad de esta zona define la penetración de la soldadura. Una soldadura de poca penetración es una, por lo general, defectuosa.
- c) Zona de transición: es la más próxima a la zona de penetración. Esta zona, aunque no ha sufrido la fusión, sí ha soportado altas temperaturas, que le han proporcionado un tratamiento térmico con posibles consecuencias desfavorables, lo que provoca tensiones internas.

Las dimensiones fundamentales que sirven para determinar un cordón de soldadura son la garganta y la longitud.

La garganta (a) es la altura del máximo triángulo isósceles cuyos lados iguales están contenidos en las caras de las dos piezas a unir, y es inscribible en la sección transversal de la soldadura.

Por otro lado, se llama longitud eficaz (L_{eficaz}) a la longitud real de la soldadura menos los cráteres extremos. La longitud de cada cráter es igual a la garganta (ver imagen 2.21).

$$L_{\text{eficaz}} = L_{\text{geométrica}} - 2 \times a.$$

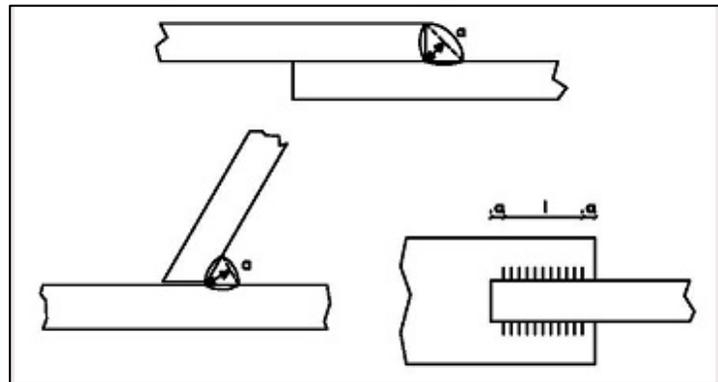


Imagen 2.21. Posición de la aplicación de la soldadura.

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión deben contar con buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de los componentes son de construcción soldada. Para el caso en que resulte imprescindible unir materiales diferentes, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. En un material, cuantos más elementos contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

2.9. Bases analíticas de recipientes a presión de acuerdo a normas

Se revisaron las bases matemáticas y físicas para el análisis de recipientes a presión tomando en cuenta la normativa del código ASME, la cual especifica los requerimientos y reglas para el diseño y construcción del mismo.

El código ASME, sección VIII, es un código de construcción. Contiene requerimientos mandatorios, prohibiciones específicas y reglas de construcción no obligatorias. El código no contempla todas las posibilidades relacionadas con estas actividades, por lo tanto, los aspectos no citados específicamente no deben considerarse prohibidos.

Existen tres divisiones del código ASME VIII: divisiones 1, 2 y 3. Los equipos diseñados de acuerdo con la div.1 se basan en reglas que no requieren una evaluación detallada de todos los esfuerzos. Existen esfuerzos secundarios elevados, también flectores, pero al admitir un factor de seguridad conservador, estos esfuerzos serán compensados.

Cuando se diseña considerando la div.2 se realiza un análisis más detallado, esto permite tomar en cuenta esfuerzos admisibles mayores, y de esta forma obtener resultados mucho más reales, económicos y seguros.

La div.3 se consulta en el cálculo y el diseño de equipos de muy alta presión, es decir, alrededor de 10,000 psi (703 kg/cm²). Mientras que las div.1 y div.2 se enfocan al resto de las aplicaciones.

Otra diferencia entre el ASME VIII, div.1 y div.2, radica en la teoría de fallas empleada para establecer las ecuaciones de cálculo. Mientras que la div.1 se basa en la teoría del esfuerzo normal, la div.2 se basa en la teoría de la máxima energía de distorsión (Von Mises).

Adicionalmente, el método de cálculo de la div.1 se basa en el diseño por reglas, mientras que la div.2 lo hace según el diseño por análisis, un método más riguroso.

Entre las limitaciones más relevantes de la div.1 se puede mencionar que si la presión de diseño supera los 3,000 psi (210 kg/cm²) se está obligado a utilizar la div.2, y no se puede utilizar la div.1 para presiones por debajo de los 15 psi (1.054 kg/cm²).

Aparte de la limitación por presión, el alcance de ambas divisiones es el mismo. Las diferencias principales de la div.1 respecto de la div.2 son:

1. Tensiones admisibles.
2. Cálculo de esfuerzos.
3. Verificación por fatiga.
4. Diseño en general.
5. Control de calidad.
6. Fabricación e inspección.

No se puede establecer una regla clara que indique cuándo utilizar div.1 y cuándo div.2. Cada caso es distinto y el diseñador debe analizar todas las condiciones de diseño para determinar que código utilizar. Siempre que el diseñador lo considere oportuno, se prepara una evaluación y/o verificación mediante ambas divisiones para comparar resultados, aunque no se pueda establecer una regla que determine cuándo utilizar cada división (ver imagen 2.22).

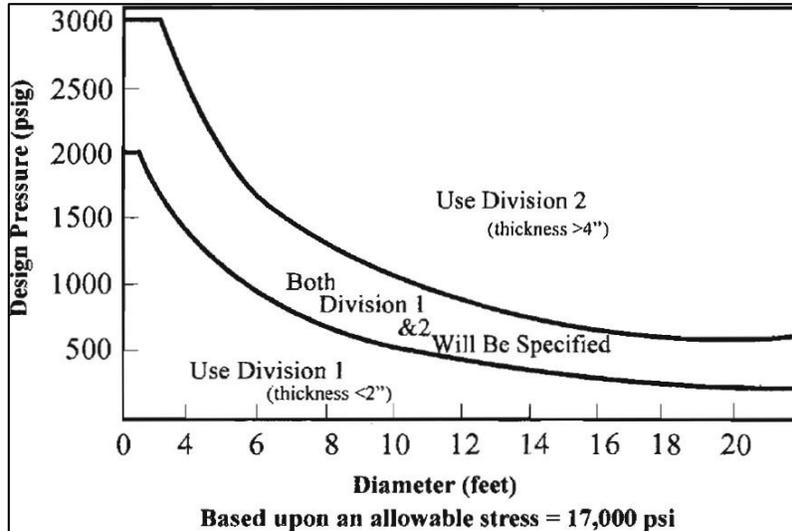


Imagen 2.22. Uso del código ASME, sección VIII, div. 1 ó 2 para distintos diámetros y presiones.

Se puede decir que la div.1 establece criterios conservadores y generales, mientras que la div.2 proporciona un mejor diseño con esfuerzos cercanos a los reales que, combinados con ensayos no destructivos más rigurosos, resultan en diseños económicamente más eficientes.

2.9.1. Análisis del cuerpo o envoltorio en los recipientes

La envoltorio de los recipientes muchas veces es cilíndrica, debido a que con esta forma geométrica se tiene un área transversal más grande para un perímetro dado, otorgando una mayor resistencia que con otras formas con excepción de la esférica, dando una mayor economía y mejor facilidad de fabricación. Presentándose en ellos:

1. Esfuerzos flexionantes longitudinales en las silletas y a mitad del claro (S₁).
2. Esfuerzos cortantes tangenciales (S₂, S₃).
3. Esfuerzos circunferenciales en el cuerno de la silleta y en la parte inferior (S₄, S₅).
4. Esfuerzos residuales causados por proceso de soldadura o cualquier trabajo mecánico y cargas externas como el viento y sismos.

Si consideramos al cilindro como un recipiente de pared delgada, para aplicar la teoría de membranas, obtenemos que cualquier partícula del cilindro está sometida principalmente a dos tipos de esfuerzos el longitudinal y el circunferencial:

Esfuerzo longitudinal: Es el Esfuerzo causado por la acción de la presión interna sobre las cabezas del recipiente, es decir, el efecto de la tendencia a alargarlo.

Fórmula que da espesor mínimo de la envolvente de un recipiente a presión interna

$$t_1 = \frac{PxR}{2SE+0.4xP} + C \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

t = Espesor de placa (pulg).

P = Presión de diseño (lb/pulg²).

R = Radio interior del recipiente (pulg).

S = Esfuerzo permisible del material (lb/pulg²).

E = Eficiencia de la junta de soldadura (adimensional).

C = Tolerancia por corrosión especificada (pulg).

Esfuerzo circunferencial: Es el esfuerzo causado por una presión interna en las juntas longitudinales de un recipiente cilíndrico.

Cuando el espesor (t) no exceda de 0.5% del radio interior (R), o la presión (P) no es mayor de 0.385% del esfuerzo permisible del material multiplicado por la eficiencia de la junta de la soldadura ($S \cdot E$) se debe aplicar la siguiente fórmula, para calcular el espesor de la placa que lo soporta

$$t = \frac{P \times (R + C)}{SE - 0.6 \times P} + C \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

t = Espesor de placa (pulg).

P = Presión de diseño (lb/pulg²).

R = Radio interior del recipiente (pulg).

S = Esfuerzo permisible del material (lb/pulg²).

E = Eficiencia de la junta de soldadura (adimensional).

C = Tolerancia por corrosión especificada (pulg).

2.9.2. Análisis de cabezas del recipiente a presión

El esfuerzo en la cabeza es aproximadamente igual al esfuerzo en el cuerpo cilíndrico cuando se tiene en ambos casos una eficiencia del 100%, y el esfuerzo en la cabeza es ligeramente mayor cuando se tiene una eficiencia del 85% en las soldaduras del cuerpo cilíndrico. Sin embargo, la cabeza, por tener integralmente la ceja recta que es parte del cuerpo cilíndrico no podrá ser de menor espesor que el cuerpo. En este tipo de cabezas la profundidad H es igual a:

$$H = \frac{Di}{4}$$

Ec. 2.3

Este tipo de cabezas, se recomienda que se utilicen cuando los espesores sean para 1 pulg (2.54 cm.) a 2 pulg. (5.08 cm.). Normalmente los espesores del cuerpo y cabeza coinciden, de no ser así el criterio general es el de igualar los espesores con el del cuerpo.

$$t = \frac{P \times (D + 2 \times C)}{2SE - 0.2 \times P} + C \quad t = \frac{P \times (R + 2 \times C)}{SE - 0.6 \times P} + C$$

PRESION INTERIOR

PRESION EXTERIOR

Ec. 2.4

Donde:

t = Espesor de la placa.

P = Presión de diseño (kg/cm²).

R = Radio interior del recipiente (mm).

D = Diámetro interior del recipiente (mm).

S = Esfuerzo permisible del material (kg/cm²).

E = Eficiencia de la junta de soldadura (adimensional).

C = Tolerancia por corrosión especificada (mm).

2.9.3. Módulo de elasticidad

Las deformaciones de un cuerpo se refieren al cambio relativo de sus dimensiones o forma, esta deformación es función de las propiedades moleculares del material e independiente de sus dimensiones específicas. La deformación de un cuerpo es el resultado de un esfuerzo aplicado. El esfuerzo se define como la fuerza por unidad de área.

La deformación que un objeto elástico sufre es proporcional al esfuerzo fuerza aplicada y, cuando se quita esa fuerza, el objeto tiende a regresar a sus dimensiones originales. Sin embargo, todas las sustancias tienen un límite elástico después del cual ya no regresan a las dimensiones originales. Si la fuerza sigue aumentando después de este punto, el material o sustancia eventualmente se rompe o fractura. La fuerza en este punto se conoce como esfuerzo de ruptura o rompimiento.

Cuando se aplica un esfuerzo longitudinal (de tensión o compresión) a un cuerpo elástico, el módulo que relaciona al esfuerzo de tensión y la deformación a la tensión se denomina módulo de Elasticidad o de Young. Este es un valor constante para cada material y es expresado en unidades de la fuerza por unidad de área $\frac{N}{m^2}$ o pascales (Pa).

Así, el módulo de Young se define como:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{\frac{F}{A}}{\frac{\delta}{L_0}} = \frac{FL}{\delta A} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde F es la fuerza aplicada para deformar un objeto; A es el área sobre la cual actúa; δ es el cambio longitudinal; y L_0 es la longitud inicial del cuerpo.

El módulo de corte, modulo cizalla o módulo de elasticidad transversal o de elasticidad tangencial; describe la respuesta de un material ante la aplicación de un esfuerzo cortante que lo deforma. Cuando los esfuerzos son pequeños, de acuerdo a la ley de Hooke las deformaciones son proporcionales a ellos, siendo el módulo de corte la constante de proporcionalidad. Por lo tanto:

$$\text{Módulo de corte} = \text{Esfuerzo de corte} / \text{Deformación}$$

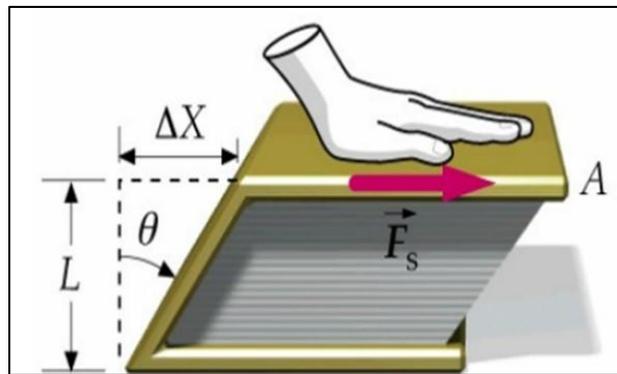


Imagen 2.23. Esquema de la deformación producida por un esfuerzo de cizalla. Fuente: F. Zapata

Supongamos que se aplica una fuerza sobre la tapa de un libro, estando la otra fija sobre la superficie de la mesa. De esta forma, el libro no se desplaza, sino que se deforma al moverse la tapa superior respecto a la inferior en la cantidad Δx , como vemos en la imagen 2.23, donde el esfuerzo de corte τ es igual a la Fuerza aplicada entre el área sobre la en que actúa y la deformación δ es un cociente.

$$\tau = F/A$$

$$\delta = \Delta x / L$$

Por lo tanto, el módulo de corte G :

$$G = \frac{F/A}{\Delta x/L}$$

Ec. 2.6

Como $\Delta x/L$ carece de dimensiones, las unidades de G son las mismas que las del esfuerzo de corte, en *Newton/metro²*, *Pascal*, abreviado *Pa.* o *libra /pulgada²* .

2.10. Pruebas hidrostáticas a tanques sometidos a presión

Las pruebas hidrostáticas nos ayudan a confirmar la integridad estructural y hermeticidad de los equipos y sistemas de tuberías que manejan hidrocarburos líquidos y gaseosos y sustancias peligrosas en instalaciones terrestres o marinas, incluyendo sus servicios auxiliares, con la finalidad de garantizar la confiabilidad de los dispositivos durante su operación normal.

Una prueba hidrostática es la aplicación de una presión a un equipo o línea de tuberías fuera de operación, con el fin de verificar la hermeticidad de los accesorios bridados y la soldadura; como elemento principal se utiliza el agua o, en su defecto, un fluido no corrosivo. Todo equipo nuevo debe ser sometido a una prueba de presión hidrostática en talleres, o en campo en caso de una construcción o proyecto industrial.

Los códigos de diseño de los equipos y sistemas de tuberías (ASME, API, entre otros), establecen claramente las prácticas recomendadas de cómo realizar la prueba hidrostática, con el fin de garantizar la integridad física de las personas y los equipos.

La prueba hidrostática también se emplea cuando se reemplaza o se reparan líneas existentes. La prueba hidrostática nos permite:

- Determinar la calidad de la ejecución del trabajo de fabricación o reparación de la línea o equipo.
- Comprobar las condiciones de operación para garantizar la seguridad tanto de las personas como de las instalaciones.
- Detectar fugas.

2.11. Pruebas neumáticas

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

Como ya se dijo anteriormente, no es recomendable efectuar pruebas neumáticas, sin embargo, cuando se realicen es indispensables, tomar las siguientes precauciones:

- Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación, el código ASME recomienda que la presión de prueba neumática sea como máximo 1.25 veces la máxima presión de trabajo permisible y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados.
- En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben usarse gases no corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar cuando escapan. El Freón es un gas recomendable en las pruebas.
- La mayoría de los gases para pruebas neumáticas se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable que se extremen las precauciones al transvasarlos al recipiente a probar, pues puede ocurrir un incremento excesivo en la presión de prueba sumamente peligroso.

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

Como la finalidad de esta investigación consiste en el diseño modelado y simulación de un recipiente sometido a presión interna, se llevó a cabo el reconocimiento de los tipos de recipientes o tanques, para posteriormente saber qué dispositivo es el que se utilizará en el banco de pruebas de válvulas de seguridad, esto implica conocer la presión de operación de las válvulas, así como el valor de la presión máxima de operación a las que serán sometidas las válvulas.

3.1. Recipientes utilizados para bancos de pruebas de válvulas de seguridad

Con el objetivo de definir el volumen y las presiones mínimas y máximas que deberá contener el recipiente, para dar cumplimiento a las correctas calibraciones de las válvulas de seguridad. Se realizó la verificación de los diferentes bancos de pruebas donde operan los tanques sometidos a presión interna, observando cuáles son las condiciones de volumen y la cantidad de revisiones a realizar para las pruebas.

Actualmente se utilizan recipientes con nitrógeno, los cuales son rentados por el proveedor de gases (ver imágenes 3.1 y 3.2).



Imagen 3.1. Recipiente con nitrógeno.



Imagen 3.2. Recipiente con mayor capacidad de gas.

La dimensión de un banco de pruebas de válvulas de seguridad es, aproximadamente, de 1 m²; hay que tomar en cuenta este valor, ya que será el área que tendremos a disposición para colocar el recipiente que almacenará el fluido.

Asimismo, se está considerando que la altura máxima que tendrá el banco de pruebas es de 90 cm. Este tipo de banco no puede ser alto, debido a que implicaría una mayor complejidad al momento de realizar la maniobra de montaje de las válvulas de seguridad, ya que las hay de hasta 50 kg (ver imagen 3.3).



Imagen 3.3. Tamaños de válvulas de seguridad.

3.2. Normas y estándares de materiales

Se evaluaron los materiales especificados por el código ASME, de los cuales los aceros al carbono más comerciales en nuestro país son el SA-285 C, SA-515 70, SA-516 70. Por lo general, los aceros al carbón y de baja aleación se manejan donde las condiciones de servicio lo permitan, por los bajos costos y su eficacia. Los recipientes a presión pueden ser fabricados de placas de acero si se conocen las especificaciones de SA-7; SA-113 C; y SA-283 A, B, C, y D, con las siguientes consideraciones (ver tabla 3.1).

Tabla 3.1. Materiales específicos para recipientes a presión.

Especificación	Descripción y uso final
ASTM/ASME SA-285-C	Recipientes estacionarios de resistencia baja e intermedia.
ASTM/ASME SA-455	Recipientes estacionarios de alta resistencia.
ASTM/ASME SA-516-60	Recipientes de media resistencia para servicio de media y baja temperatura.
ASTM/ASME SA-516-70	Recipientes para mediana y baja temperatura.
NMX B-475	Recipientes a presión (esferas).
ASTM/ASME SA-612	Recipientes para carros tanque de F.F.C.C.
AAR TC-128-B	

El material que fue seleccionado para realizar el diseño modelado y simulación del recipiente es el ASTM/ASME SA-285 C, el cual cumple con las necesidades requeridas. Sus características son (ver imagen 3.4).

NORMA TECNICA: ASTM A285 Grado C.			
DIMENSIONES			Peso (kg)
Espesor	Ancho	Largo	
1/4"	8'	24'	889.15
3/8"	8'	24'	1333.72
1/2"	8'	24'	1778.30
5/8"	8'	24'	2222.87
COMPOSICIÓN QUÍMICA			
Carbono (% máx.)			0.28
Manganeso (% máx.)			0.90
Fósforo (% máx.)			0.035
Azufre (% máx.)			0.035
PROPIEDADES MECÁNICAS			
Resistencia a la Tracción MPa (Ksi)			380-515 (55-75)
Limite de Fluencia mín. MPa (ksi)			205 (30)
Elongación mín. en 200mm (8")			23% mín
Elongación mín. en 50mm (2")			27% mín

Imagen 3.4. Características del acero SA-285 C.

3.3. Elementos del recipiente sometido a presión

Ya seleccionado el material, se procedió a preparar los diseños de cada uno de los componentes que conformarán el recipiente, los cuales se mencionan en la tabla siguiente (ver tabla 3.2).

Tabla 3.2. Elementos de recipiente sometido a presión.

Elemento	Descripción
Tapas de recipiente	Son las tapas que cierran la envolvente; normalmente son abombadas. Hay una amplia diversidad de tapas, algunas de manejo muy reducido, como las de fondos cónicos y planos.
Cuerpo de recipiente	Es una envoltura metálica que forma propiamente el recipiente. Como ya se ha indicado, los aparatos cilíndricos son los más utilizados.
Entrada de fluido	Son boquillas de un diámetro específico, donde se conectará una válvula que controle la entrada del fluido.
Salida de fluido	Son boquillas de un diámetro específico, donde se conectará una válvula que controle la salida del fluido.
Silletas o soportes	Con este tipo de dispositivo de sujeción, el recipiente se apoya en 2, 3 o 4 patas soldadas al cuerpo del recipiente.

Los componentes mencionados son los principales, y los que se tomarán como referencia para el modelado y diseño del recipiente sometido a presión para el banco de pruebas de válvulas de seguridad.

3.4. Diseño modelado y simulación

El último paso que se llevó a cabo fue el diseño de los elementos que constituyen el recipiente sometido a presión interna, así como el modelado con el software SolidWorks®, el cual nos ayudará a corroborar que los elementos en conjunto cumplen con el objetivo principal.

La finalidad de utilizar un software de diseño como SolidWorks®, es la de corroborar que el recipiente soportará los esfuerzos aplicados en las paredes internas del tanque, así como confirmar que el material que fue seleccionado previamente sea el adecuado.

De igual manera, el software tiene la capacidad de simular una presión en el interior del tanque, así como su comportamiento, y se mostrarán los resultados del volumen de almacenamiento que tendrá.

CAPÍTULO 4. DISEÑO, MODELADO Y SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS®

El diseño de este recipiente operando bajo presión interna consiste en el cálculo de los elementos que lo forman (cuerpo o envolvente, cabezales y silletas o soportes), y está basándose en el Código ASME sección VIII División I, subsección A; parte UG, párrafo 8.1.2, esta parte del Código ASME nos indica las formulas y los parámetros que se tienen que considerar para el diseño, estos parámetros principalmente son la presión (P) y la temperatura de diseño (T), así como también a una parte de la sección IX materiales y soldadura.

Normalmente los recipientes deben ser diseñados al menos para la más severa condición de presión esperada en operación normal más un incremento mayor del 10% del valor a 30 psi (2.11 kg/cm²), lo que da como resultado la Presión de Diseño.

En cuanto a la temperatura usada en el diseño, esta no debe ser menor a la esperada bajo condiciones de operación y medida del espesor del metal en la parte considerada. Es usual también encontrar que a la temperatura antes descrita se encuentre entre los 0°C y 400°C (32°F -750°F) y se realice un incremento de 14°C (25°F) como mínimo.

Cuando un recipiente es sometido a una presión interna, se genera un esfuerzo circunferencial y un esfuerzo longitudinal, por lo que, para el diseño del recipiente, ambos esfuerzos deben ser determinados.

De esta manera los distintos Códigos utilizados para el diseño de recipientes a presión, se basan en lo anterior para reglamentar el diseño de estos equipos y únicamente difieren unos Códigos de otros, en el factor de seguridad del Código.

Otros factores que intervienen en el cálculo del espesor de recipientes, son el esfuerzo máximo permisible (S) del material que se encuentra en las Tablas de esfuerzos en base a la temperatura de diseño y especificación del material seleccionado.

4.1. Diseño de los elementos del recipiente a presión interna

Se produjeron los diseños de los elementos del recipiente sometido a presión interna que se utilizará para un banco de pruebas de válvulas de seguridad (del cual ya se mencionaron las dimensiones disponibles en el capítulo anterior); cabe mencionar que el material seleccionado fue el acero SA-285 C, el cual es utilizado para realizar recipientes de baja y media presión; con un espesor de 3/8 pulg.

4.1.1. Diseño de cuerpo del recipiente a presión interna

Como se ha indicado, la envolvente integra el cuerpo del recipiente y los de forma cilíndrica son los que se emplean con regularidad, ya que las presiones ejercidas por los fluidos se distribuyen de forma equitativa, de manera que pueda evitarse la concentración de esfuerzos en puntos o áreas específicas.

La presión de operación es a la que, normalmente, es sometido el recipiente, por lo que la presión de diseño es la aplicada en su fabricación. Se recomienda que, al diseñar un recipiente, así como sus componentes, se tome en cuenta una presión mayor que la de operación (ver tabla 4.1), (ver imagen 4.1).

Tabla 4.1. Datos de diseño del cuerpo o envolvente.

DATOS DE DISEÑO DEL CUERPO DEL RECIPIENTE	
Diámetro exterior	18 pulg.
Diámetro interior	17.25 pulg.
Material	Acero SA-285 C
Espesor	3/8 pulg.
Longitud	36 pulg.
Orificio de salida	1 pulg.

4.1.1.1 Cálculo de tamaño óptimo de recipiente sometido a presión

{(Memoria de cálculo y selección de recipientes a presión, Albert Gonzalo Mejía Rodríguez, Editorial IPN, Pag 14)
(Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag.264)}

Para obtener el tamaño óptimo del recipiente a presión se utilizarán las ecuaciones siguientes, donde L es la longitud del recipiente y F es la relación presión de operación / esfuerzo del material.

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad \text{Ec. 4.1}$$

DATOS:

MATERIAL SA-285 C

Pope = Presion de operacion = 150 lb/pulg²

C = Margen de Corrosion = 0.125 pulg

S = Esfuerzo permitido a la tension del Material ... = 13800 lb/pulg²

E = Eficiencia de la soldadura = 85%

V = Volumen del recipiente = 6 pies³ = 10178 pulg³

Pmax de diseño = 300 lb/pulg²

Operaciones

$$F = \frac{Pope}{CSE} \frac{150}{(0.125)(13800)(0.85)} \quad F = \frac{150}{1466.25} \quad F = \mathbf{0.1023} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Con este valor de $F=0.1$ y el volumen del recipiente $V = 6 \text{ pies}^3$ en la imagen 4.1 obtenemos un diámetro del recipiente de $1.5 \text{ pies} = 18 \text{ pulg}$.

Se propone este diámetro para el recipiente $D = 1.5 \text{ pies} = 18 \text{ pulg}$.

Con la siguiente ecuación se obtiene la longitud del recipiente L :

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad L = \frac{4(10178)}{\pi(18)^2} \quad L = \frac{40712}{1017.87} \quad L = \mathbf{40 \text{ pulg}}$$

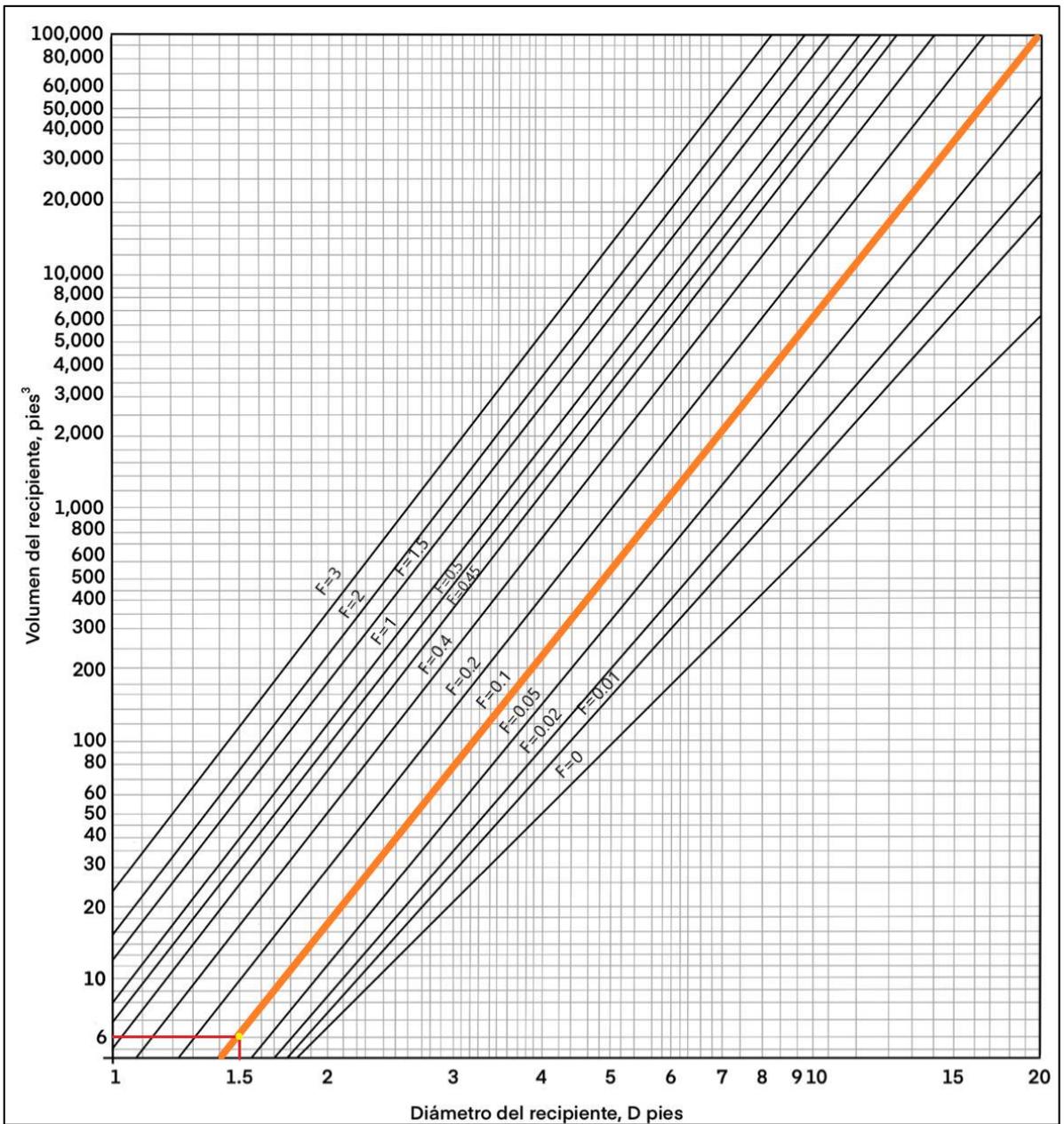


Imagen 4.1 Grafica para determinar el tamaño óptimo del recipiente
 Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag.265

4.1.2. Diseño de las tapas de recipiente sometido a presión interna

Como ya se indicó, las tapas o cabezales que cierran la envolvente normalmente son abombadas o cóncavas, aunque también existen las de fondos cónicos y planos, pero su uso es poco frecuente.

Para realizar el diseño de las tapas se consideraron las dimensiones de la envolvente, así como el espesor del material. Elegimos emplear tapas semielípticas, ya que éstas soportan mayores presiones, asimismo mejoran los espacios; además se atendió la necesidad de colocar un orificio en una de las tapas, con el fin de montar una válvula que controle el llenado del recipiente (ver tabla 4.2).

Tabla 4.2. Datos de diseño de las tapas semielíptica laterales.

DATOS DE DISEÑO DEL CABEZAL 1 o TAPA 1	
Diámetro exterior	18 pulg.
Diámetro interior	17.250 pulg.
Material	Acero SA- 285 C
Espesor	3/8 pulg.
Profundidad de alabeamiento	2 pulg.
Peso	61 lbs
DATOS DE DISEÑO DEL CABEZAL 2 o TAPA 2	
Diámetro exterior	18 pulg.
Diámetro interior	17.250 pulg.
Material	Acero SA- 285 C
Espesor	3/8 pulg.
Profundidad de alabeamiento	2 pulg.
Orificio de entrada	1 pulg.
Pivote roscado	1.2 pulg.
Peso	61 lbs

4.1.2.1 Cálculo de espesor del cuerpo y cabezas en función de dimensiones exteriores
 {(UG-27, UG-32) (Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 22)}

Por medio de la siguiente ecuación se obtiene el espesor del cuerpo:

$$t_{1longitu} = \frac{PoR}{2SE+0.4Po} \quad t_{1circunfe} = \frac{PoR}{SE-0.6Po} \quad Ec. 4.3, Ec.4.4$$

En cuanto al espesor de la cabeza semielíptica, se utiliza la siguiente ecuación:

$$t_{Ccircunfe} = \frac{PoD}{2SE+1.8Po} \quad Ec.4.5$$

DATOS:

Material: SA-285 C

Po = Presion de operacion = 150 lb/pulg²

$Pmax_{op}$ = Presion maxima de operacion = 300 lb/pulg²

C = Margen de corrosión = 0.125 pulg

S = Esfuerzo de Tensión = 13800 lb/pulg²

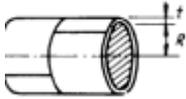
E = Eficiencia de soldadura = 85%

R = Radio de recipiente (8.875 pulg) más margen de corrosión = **9 pulg**

D = Diametro de recipiente (17.250 pulg) más margen de corrosión.. = **18 pulg**

Operaciones:

Espesor para la envolvente o cuerpo.



$$t_{1longitu} = \frac{PoR}{2SE+0.4Po} = \frac{(150)(9)}{2(13800)(0.85)+0.4(150)} = 0.0573 \text{ pulg}$$

$$t_{1circunfe} = \frac{PoR}{SE+0.4Po} = \frac{(150)(9)}{(13800)(0.85)-0.6(150)} = 0.1159 \text{ pulg.}$$

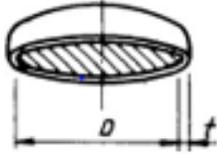
Sin margen de corrosión: $t_{1circunfe} = \mathbf{0.1159 \text{ pulg}}$

Con margen de corrosión: $t_{1circunfe} + C = \mathbf{0.1159 + 0.125 = 0.240 \text{ pulg}}$

Placa seleccionada, para el espesor del cuerpo:

$$ts = 0.375 \text{ pulg} \quad ts = \frac{3}{8} \text{ pulg}$$

Espesor para los Cabezales o tapas:



$$t_{Ccircunfe} = \frac{PoD}{2SE+1.8Po}$$

$$t_{Ccircunfe} = \frac{(150)(18)}{2(13800)(.85)+1.8(150)} = 0.1138 \text{ pulg}$$

Sin margen de corrosión: $t_{Ccircunfe} = 0.1138 \text{ pulg}$

Con margen de corrosión: $t_{Ccircunfe} + C = 0.1138 + 0.125 = 0.2388 \text{ pulg}$

Placa seleccionada, para el espesor de la cabeza semielíptica es igual que el cuerpo:

$$th = 0.375 \text{ pulg} \quad th = \frac{3}{8} \text{ pulg}$$

Nota: El valor obtenido del espesor 0.2388 para la presión operativa de 150 psi, es inferior al valor del espesor de la placa que se propone 0.375 pulg.; por lo tanto, este valor de 0.375 pulg. satisface las necesidades requeridas.

$$0.240, 0.239 < 0.375$$

Calculo de Presiones máximas permitidas en cuerpo y cabezales o tapas:

$$P_{\max_cuerpo} = \frac{SEts}{R-0.4ts} = \frac{(13800)(0.85)(0.375)}{9-0.4(0.375)} = 497 \text{ lb/pulg}^2 \quad \text{Ec.4.6}$$

$$P_{\max_tapas} = \frac{2SEth}{D-1.8th} = \frac{2(13800)(0.85)(0.375)}{18-1.8(0.375)} = 507 \text{ lb/pulg}^2 \quad \text{Ec.4.7}$$

Las presiones máximas permitidas que soporta el recipiente con el espesor de 0.375 pulg. en el cuerpo y en las tapas, es de hasta 497 psi en el cuerpo y 507 psi en cabezales, por lo tanto, este espesor de 0.375 pulg. cumple.

De acuerdo a los cálculos obtenidos, así como a las dimensiones, se realizó el diseño en 2D de los cabezales o tapas semielípticas (ver imagen 4.2).

A continuación, se presentan el diseño ya modelados del cabezal o tapas 1 (ver imágenes 4.3, 4.4, 4.5).

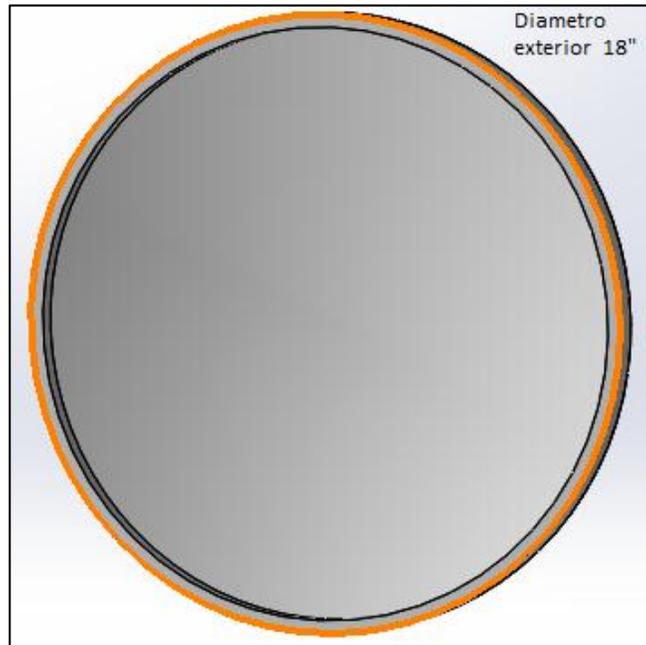


Imagen 4.3. Modelado de tapa semielíptica lateral de 18 pulg. de diámetro exterior.

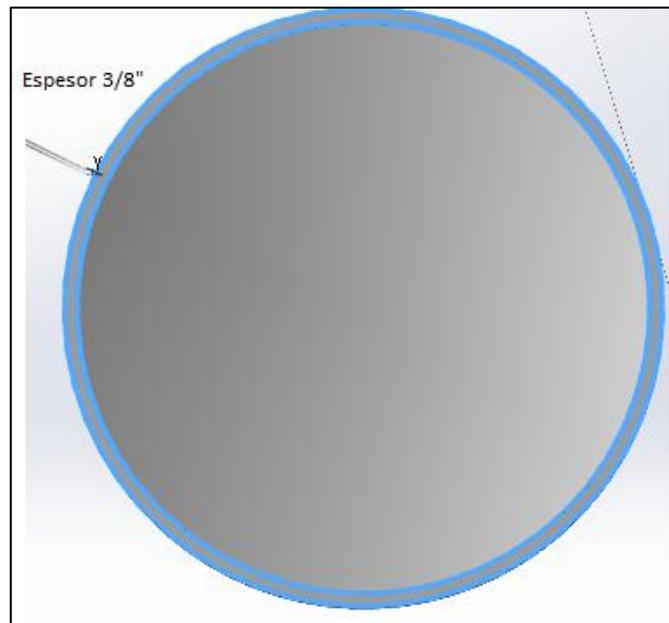


Imagen 4.4. Modelado de tapa semielíptica con espesor de 3/8 pulg.

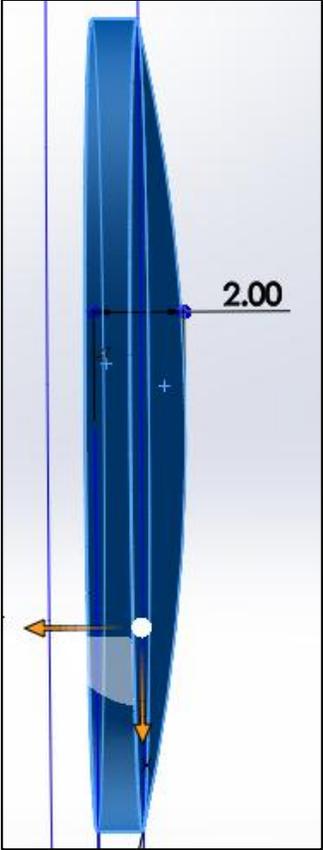


Imagen 4.5. Modelado de tapa semielíptica con una Profundidad de alabeamiento de 2 pulg.

A continuación, se presentan el diseño ya modelados del cabezal o la tapa 2 (ver imágenes 4.7, 4.8, 4.9, 4.10 y 4.11).

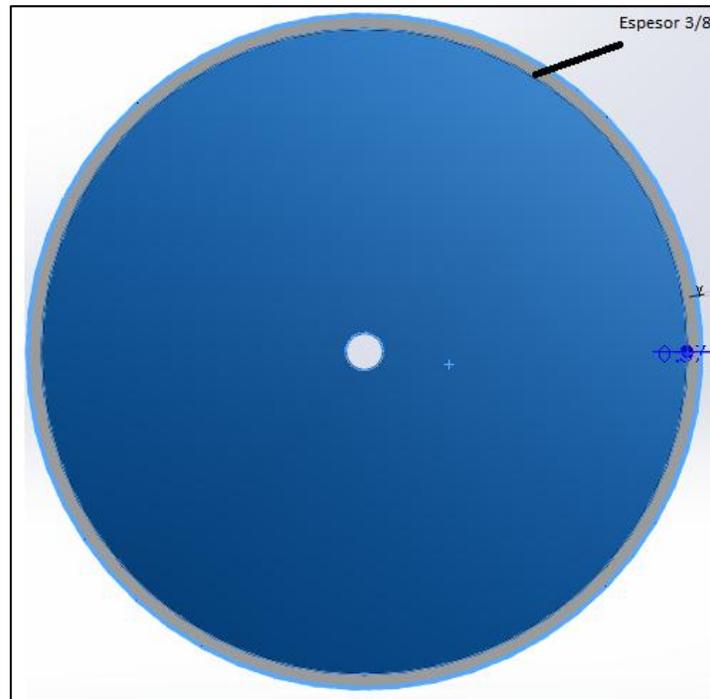


Imagen 4.7. Espesor de la tapa semielíptica de 3/8 pulg.

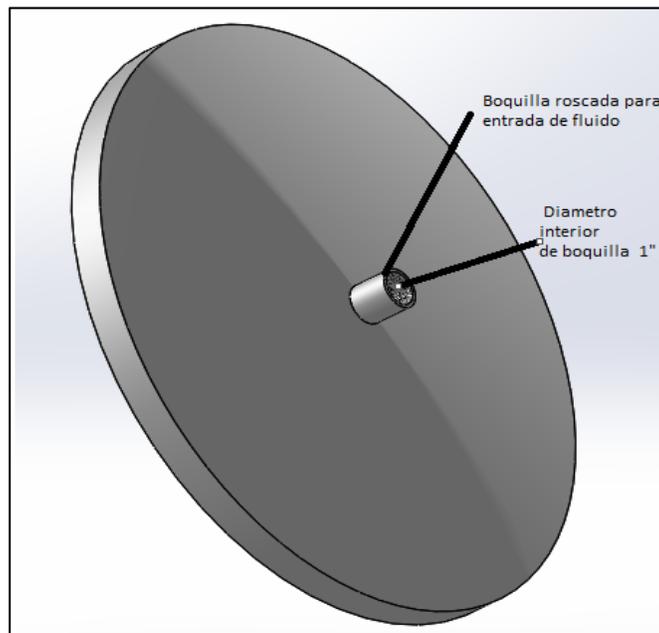


Imagen 4.8. Boquilla o pivote para conexión de accesorios de 1 pulg.

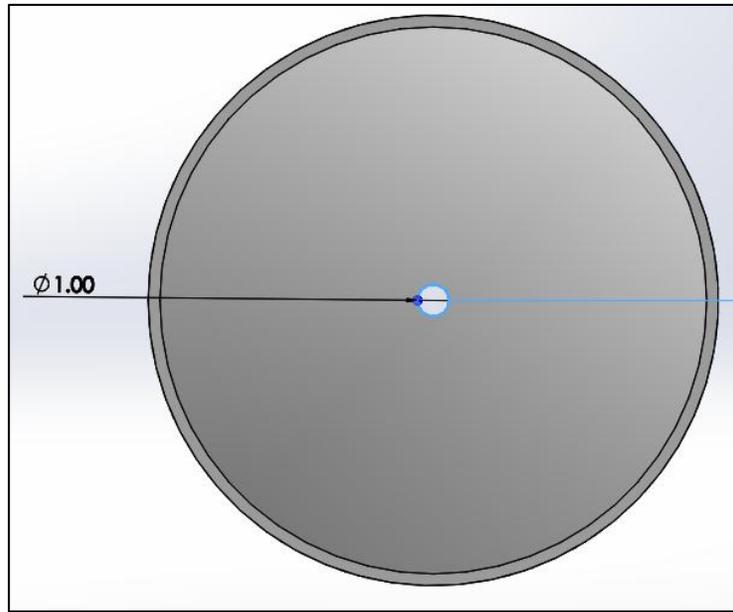


Imagen 4.9. Diámetro interno de orificio de entrada de fluido.

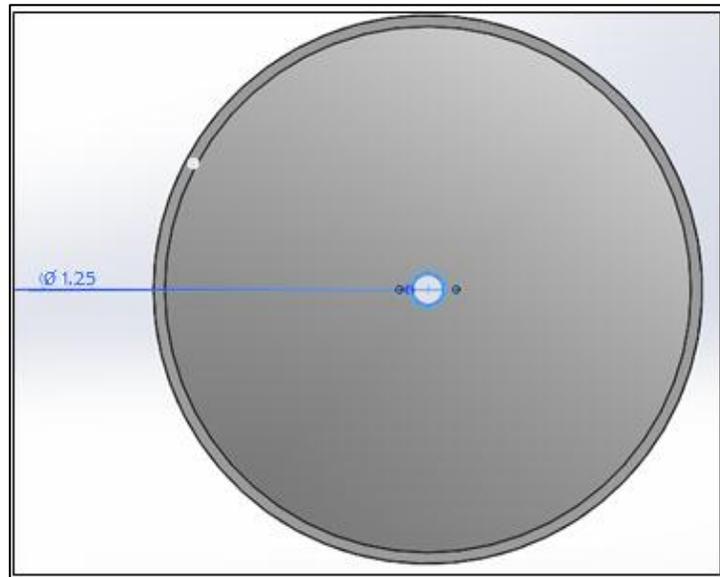


Imagen 4.10. Diámetro de pivote roscado para conexión de accesorios de 1.2 pulg.

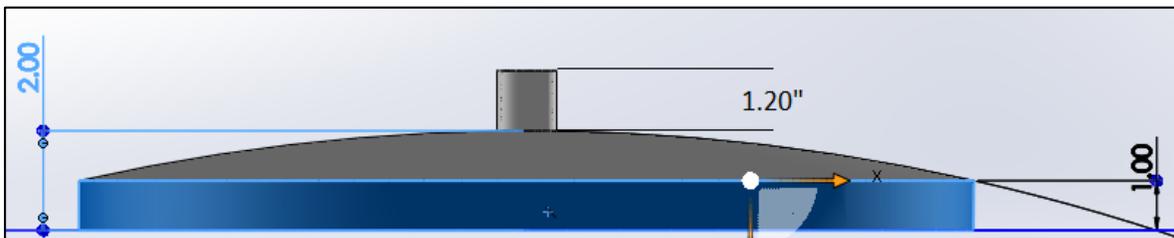


Imagen 4.11. Profundidad total de tapa semielíptica con pivote para conexión de accesorios.

4.1.2.2 Cálculo por presión externa del recipiente

{(UG-28) (Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 32)}

La presión máxima de trabajo permitida está dada por la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad \text{Ec. 4.8}$$

Donde el factor B (imagen 4.13) se consigue con la ayuda del factor A , y para obtener este factor A se utilizan las siguientes relaciones y la imagen 4.12:

$$\frac{L}{D_o} \quad \frac{D_o}{t} \quad \text{Ec. 4.9, Ec.4.10}$$

DATOS:

P_e = Presión externa = 15 lb/pulg²

D_o = Diámetro exterior = 18 pulg

L = Distancia entre tangentes = 36 pulg

T = Temperatura de diseño = 500 °F

t = Espesor del material = 0.375 pulg (3/8 pulg).

Operaciones:

Con los valores obtenidos de las relaciones L/D_o , D_o/t y utilizando imágenes 4.12 y 4.13, obtenemos los Factores A y B .

$$\frac{L}{D_o} = \frac{36}{18} = 2 \quad \frac{D_o}{t} = \frac{18}{0.375} = 48$$

Factor $A = 0.002$ (ver imagen 4.12)

Factor $B = 11500$ lb/pulg² (ver imagen 4.13)

Entonces la presión máxima admitida de trabajo P_a será:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad P_a = \frac{4(11500)}{3\left(\frac{18}{0.375}\right)} \quad P_a = 319.4 \text{ lb/pulg}^2$$

Nota: como la presión máxima admitida P_a es mayor que la presión externa, el espesor del cuerpo es adecuado.

$$P_a > P_e \quad 319.4 \text{ lb/pulg}^2 > 15 \text{ lb/pulg}^2$$

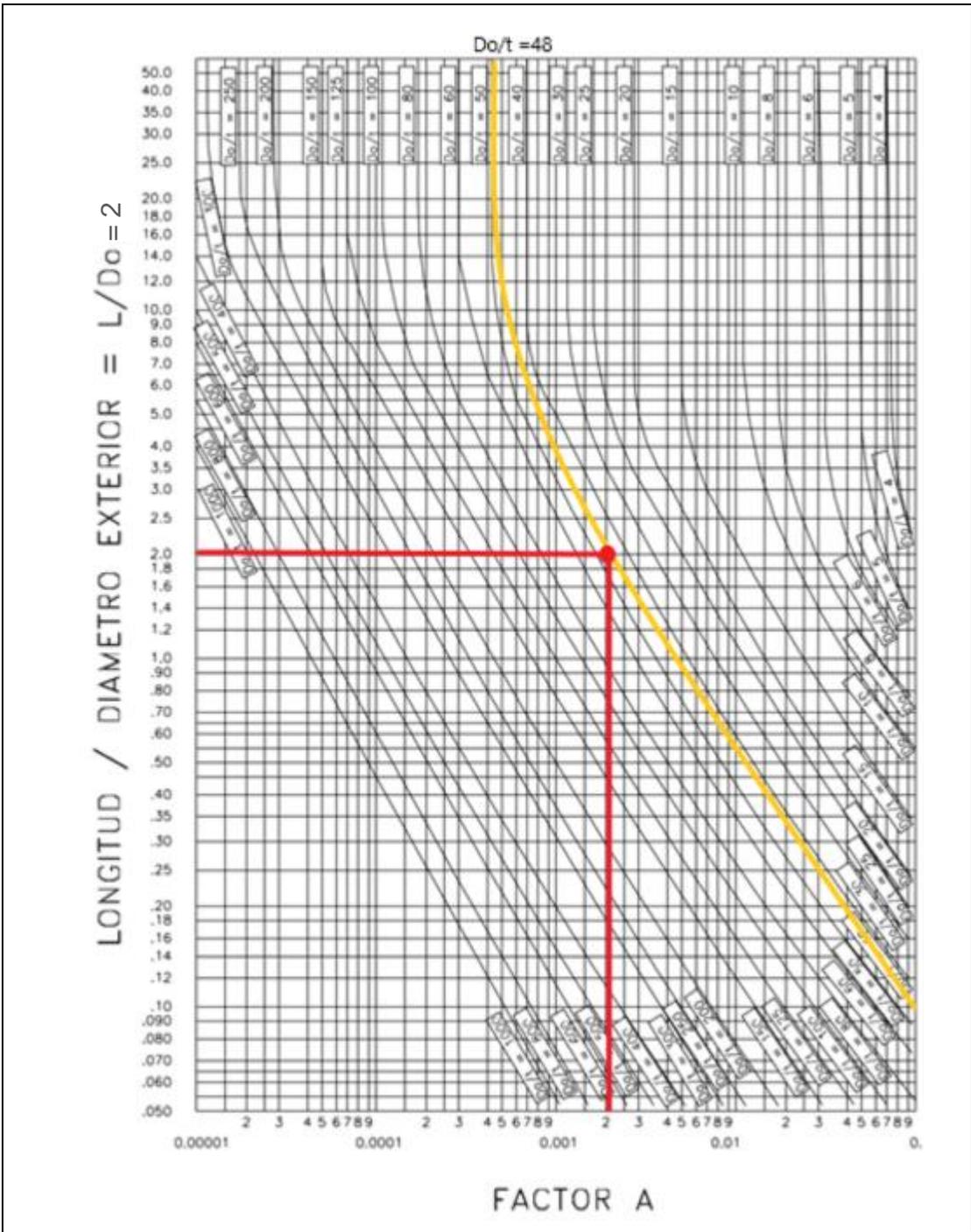


Imagen 4.12 Valores del factor A UG-28.0
 Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 40

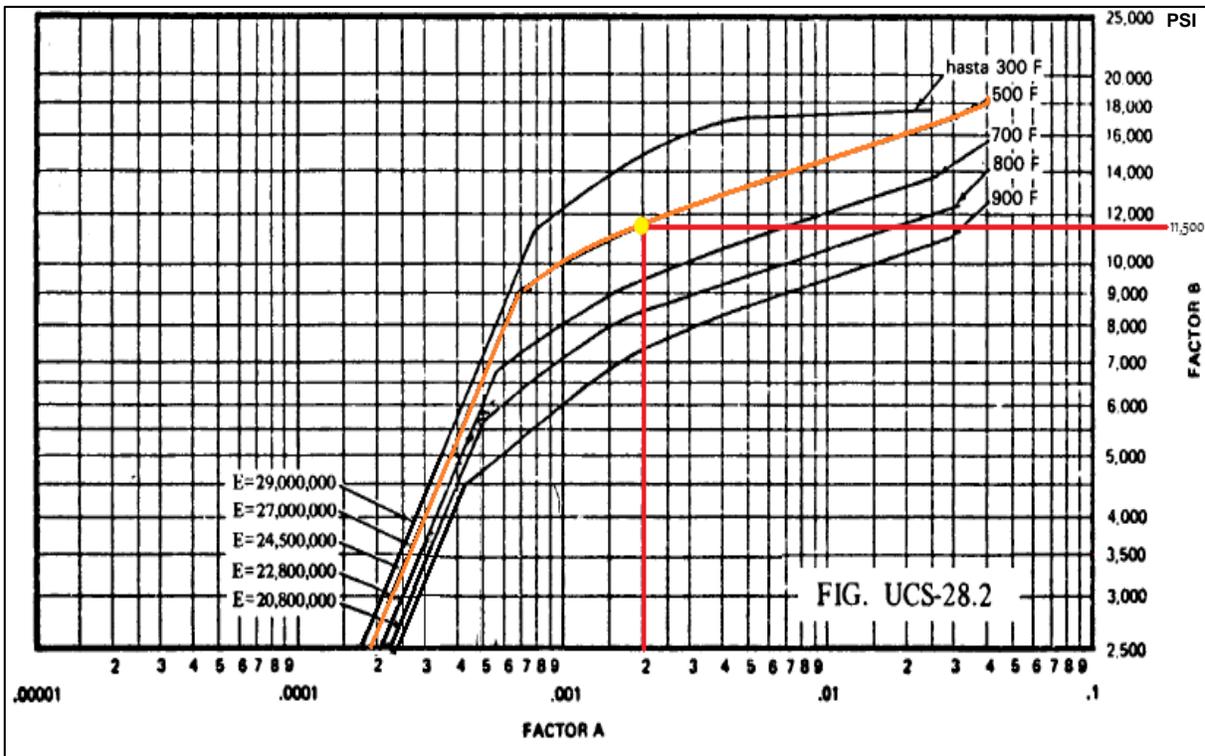


Imagen 4.13 Grafica para obtención del factor B

Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 41

En seguida, se presentan los planos del diseño de la envolvente o carcasa (ver imagen 4.14):

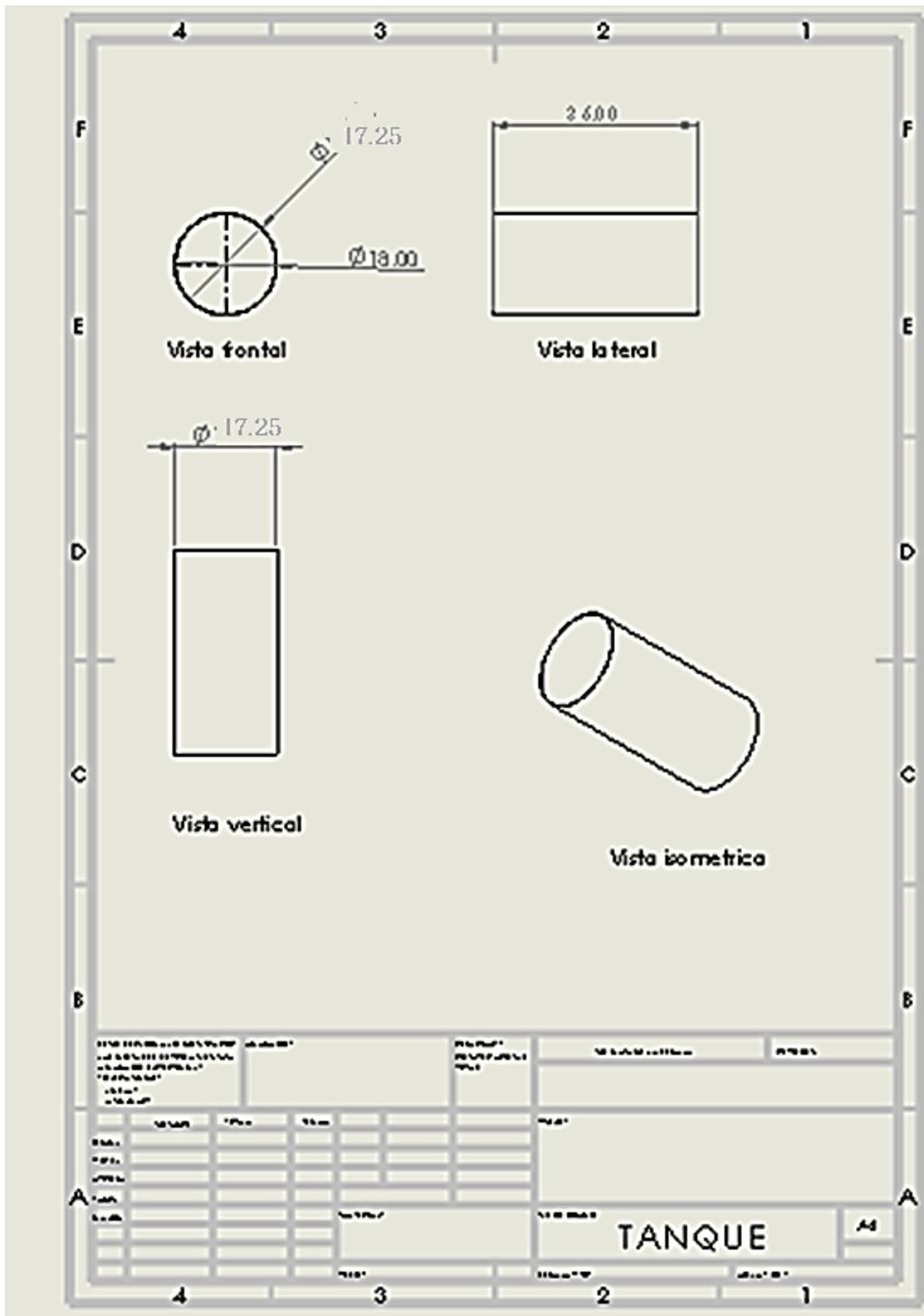


Imagen 4.14. Diseño de recipiente.

A continuación, se presentan los diseños modelados del cuerpo o envoltorio (ver imágenes 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 y 4.19).

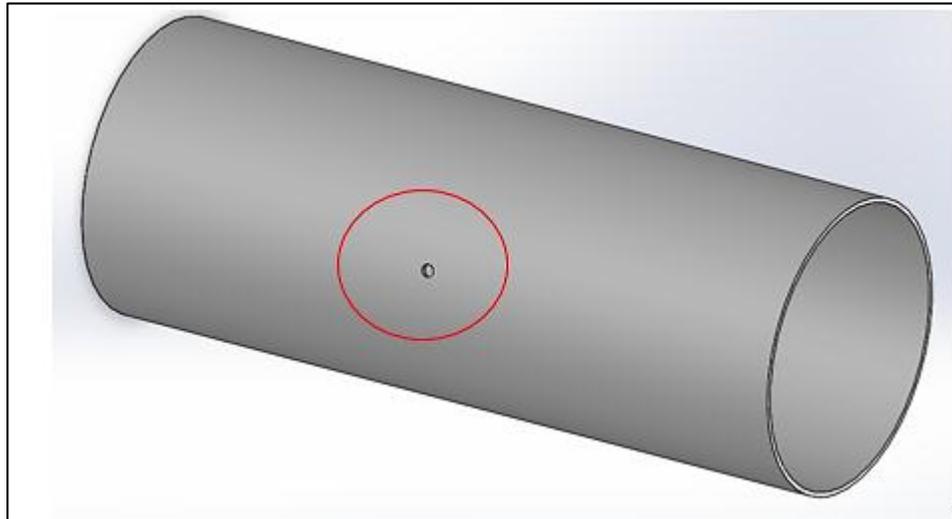


Imagen 4.15. Modelado del cuerpo o envoltorio, muestra orificio de salida de 1 pulg.

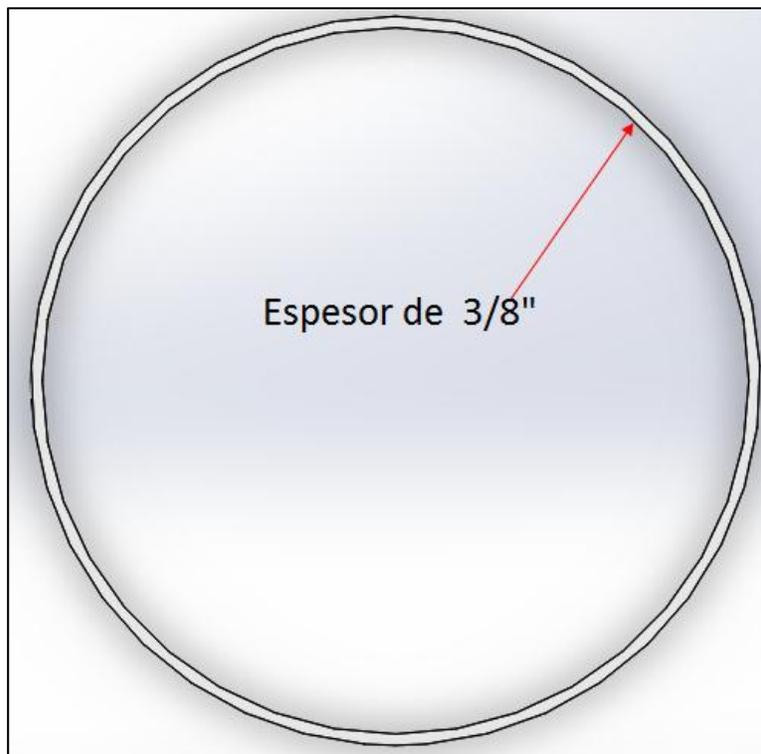


Imagen 4.16. Modelado del cuerpo o envoltorio, muestra espesor de 3/8 pulg.



Imagen 4.17. Modelado del cuerpo o envolvente con longitud de 36 pulg.

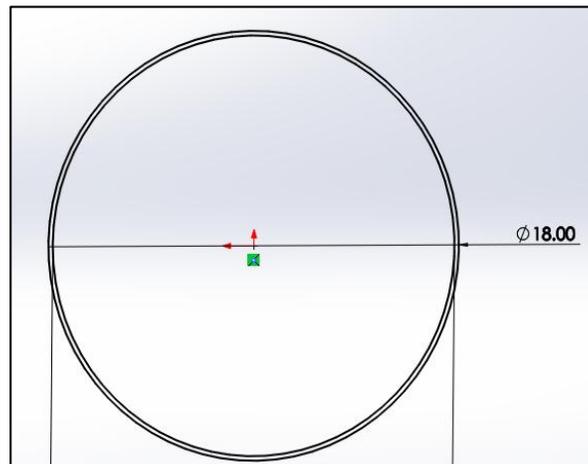


Imagen 4.18. Modelado del cuerpo o envolvente, diámetro externo.

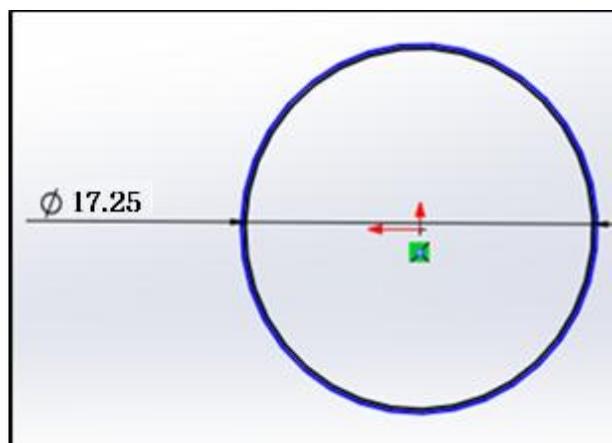


Imagen 4.19. Modelado del cuerpo o envolvente, diámetro interno.

4.1.3. Diseño de soportes del recipiente a presión

Un recipiente horizontal soportado en silletas se comporta como una viga, con las siguientes consideraciones:

1. Las condiciones de carga son diferentes cuando se considera el recipiente total o parcialmente lleno.
2. Los esfuerzos en el recipiente son función del “ángulo de agarre” de las silletas.
3. Las cargas generadas por el peso propio del recipiente están combinadas con otras cargas.

Es recomendable calcular el peso total, tomando en cuenta el peso del recipiente lleno de agua (ver imagen 4.20 y 4.21).

VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS								
D.I. de recipiente, pulg.	CASCO cilíndrico/ pie lineal				CABEZA ELIP, 2:1"			
	Pies cúbicos	Gal	Barriles	Peso del agua, lb	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb
12	0-8	5.9	0.14	49	0.1	0.98	0.02	8.17
14	1.1	8.0	0.19	67	0.2	1.55	0.04	12.98
16	1.4	10.4	0.25	87	0.3	2.32	0.06	19.37
18	1.8	13.2	0.31	110	0.4	3.30	0.08	27.58
20	2.2	16.3	0.39	136	0.6	4.53	0.11	37.83

Imagen 4.20 Volumen de cabezas de acuerdo al diámetro.

PESO DE CASCOS Y CABEZAS										
DIAM DEL RECIPIENTE	ESPESOR DE PARED									
	3/8"					7/16"				
	CASCO		CABEZA			CASCO		CABEZA		
	D.I	D.E	ELIP	B Y C	HEMIS	D.I	D.E	ELIP	B Y C	HEMIS
12	50	47	33	22	32	58	54	41	26	37
14	58	55	42	28	43	67	63	49	33	50
16	66	63	50	35	55	77	73	61	41	65
18	74	71	61	42	70	86	82	71	52	82
20	82	79	70	52	85	95	91	85	61	100

Imagen 4.21 Peso de cabezas de acuerdo al diámetro.
Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 402, 362

4.1.3.1 Cálculo del peso total del recipiente sometido a presión

{Memoria de cálculo y selección de recipientes a presión, Albert Gonzalo Mejía Rodríguez, Editorial IPN, Pag 28}

El volumen total de recipiente está dado por la siguiente ecuación:

$$V_T = V_C + 2V_{TAPAS} \quad \text{Ec. 4.11}$$

Donde V_C es el volumen del cuerpo:

$$V_C = \pi R^2 L \quad \text{Ec. 4.12}$$

El peso total del recipiente está dado por la siguiente ecuación:

$$W_T = W_{REC} + W_{H2O} \quad \text{Ec. 4.13}$$

Donde W_{REC} es el peso del recipiente peso del cuerpo + peso de las tapas:

$$W_{REC} = W_C + W_{TAPAS} \quad \text{Ec. 4.14}$$

El peso del cuerpo vacío está dado por:

$$W_C = \pi D L t \gamma \quad \text{Ec. 4.15}$$

El peso del agua está dado por:

$$W_{H2O} = V_T \gamma_{H2O} \quad \text{Ec. 4.16}$$

DATOS:

$L = \text{Distancia entre tangentes} \dots \dots \dots = 36 \text{ pulg}$

$R = \text{Radio exterior} \dots \dots \dots = 9 \text{ pulg}$

$t = \text{Espesor} \dots \dots \dots = 0.375 \text{ pulg}$

$\gamma = \text{Densidad del material SA - 285 C} \dots \dots \dots = 0.28333 \text{ lb/pulg}^3$

$\gamma_{H2O} = \text{Densidad del Agua} \dots \dots \dots = 0.036 \text{ lb/pulg}^3$

$W_{TAPAS} = \text{Peso de la tapa} \dots \dots \dots = 61 \text{ lb (ver imagen 4.21)}$

$V_{TAPAS} = \text{Volumen de tapa} \dots \dots \dots = 0.4 \text{ pie cubico (ver imagen 4.20)}$

Operaciones

Sustituyendo valores en las ecuaciones, para calcular el Volumen:

$$V_C = \pi R^2 L = 3.1416(9^2)(36) \quad V_C = 9160.90 \text{ pulg}^3$$

$$V_{TAPAS} = 0.4 \text{ pie cubico (imagen 4.20)} \quad V_{TAPAS} = 691.2 \text{ pulg}^3$$

$$V_T = V_C + 2V_{TAPAS} = 9160.90 + 2(691.2) \quad V_T = 10543 \text{ pulg}^3$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones para calcular el peso:

$$W_c = \pi D L t \rho = 3.1416(18)(36)(0.375)(0.283) \quad W_c = 216.29 \text{ lb}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$W_{REC} = W_c + W_{TAPAS} = 216.29 + 2(61) \quad W_{REC} = 338.3 \text{ lb} \text{ Peso de recipiente vacío}$$

Para el peso del agua se utiliza la ecuación:

$$W_{H2O} = V_T H_{2O} = (10543)(0.036) \quad W_{H2O} = 379.53 \text{ lb}$$

El peso total será obtenido por la ecuación:

$$W_T = W_{REC} + W_{H2O} = 338.3 + 379.53 \quad W_T = 717.81 \text{ lb}$$

A continuación, se muestran los datos requeridos en el diseño de los soportes en forma de silletas para el recipiente sometido a presión, el cual será utilizado para un banco de pruebas de válvulas de seguridad (ver tabla 4.7).

Tabla 4.3. Datos de diseño de soportes o silletas para recipiente a presión

DATOS DE DISEÑO DE LOS SOPORTES o SILLETAS	
Material	Acero SA-285 C
Altura total	8 pulg.
Altura media	4 pulg.
Longitud	18.75 pulg.
Ancho	5 pulg.
Espesor	3/8 pulg.

En seguida, se presentan los diseños ya modelados de los soportes del tanque sometido a presión interna (ver imágenes 4.23, 4.24, 4.25, y 4.26).



Imagen 4.23. Longitud total del soporte con 18.75 pulg.

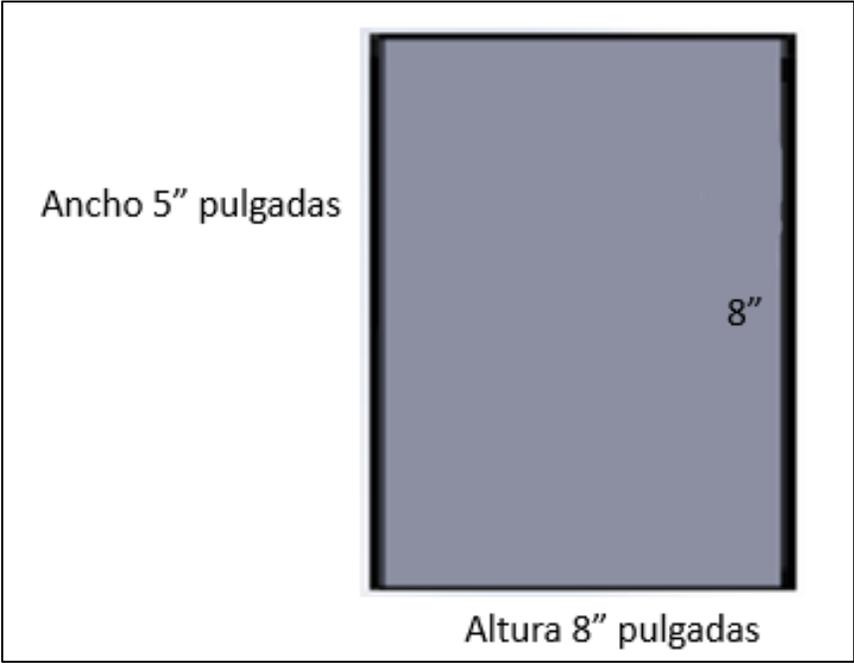


Imagen 4.24. Pared lateral de 5 pulg. de ancho por 8 pulg. de altura.

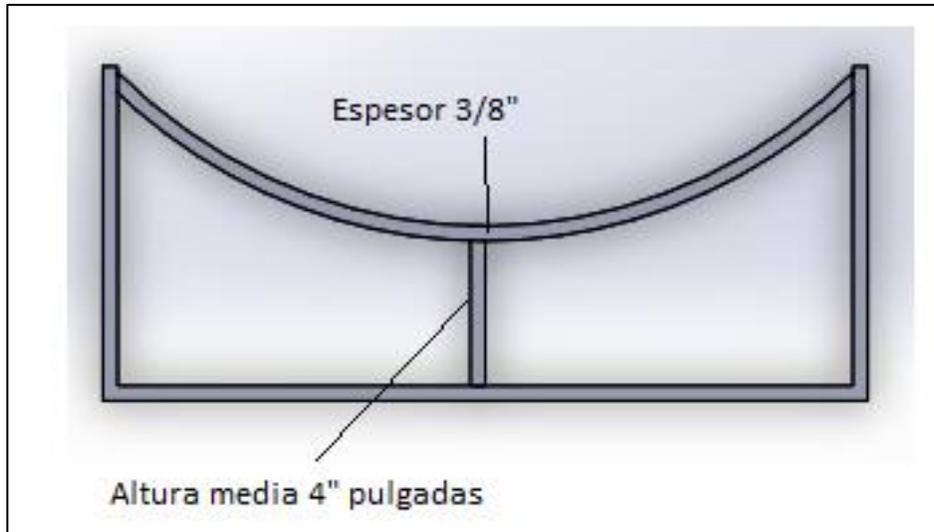


Imagen 4.25. Soporte con altura media de 4 pulg. y espesor de 3/8 pulg.

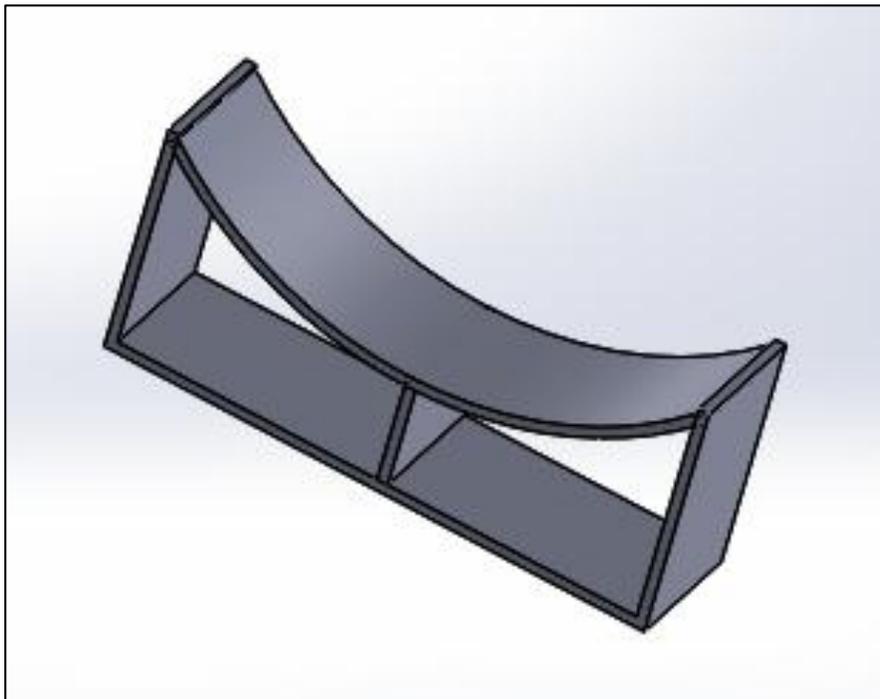


Imagen 4.26. Vista isométrica de los soportes del tanque sometido a presión.

4.1.4. Ensamblaje de elementos del tanque sometido a presión

Todos los elementos antes mencionados se tienen que unir por medio de soldadura, de manera que se garantice su correcto funcionamiento y, sobre todo, revisar que soporten la presión que ejercerá el fluido gaseoso; al mismo tiempo todos los recipientes que estén sometidos a presión deben de ser puestos a prueba, para ratificar que no presenten fugas o fallas.

El ensamble de los elementos fue realizado en SolidWorks® y se muestra a continuación.

Los primeros elementos que se unieron fueron los cabezales o tapas semielípticas, asimismo se realizaron los orificios de entrada y de salida del fluido (ver imágenes 4.27, 4.28, 4.29, 4.30).

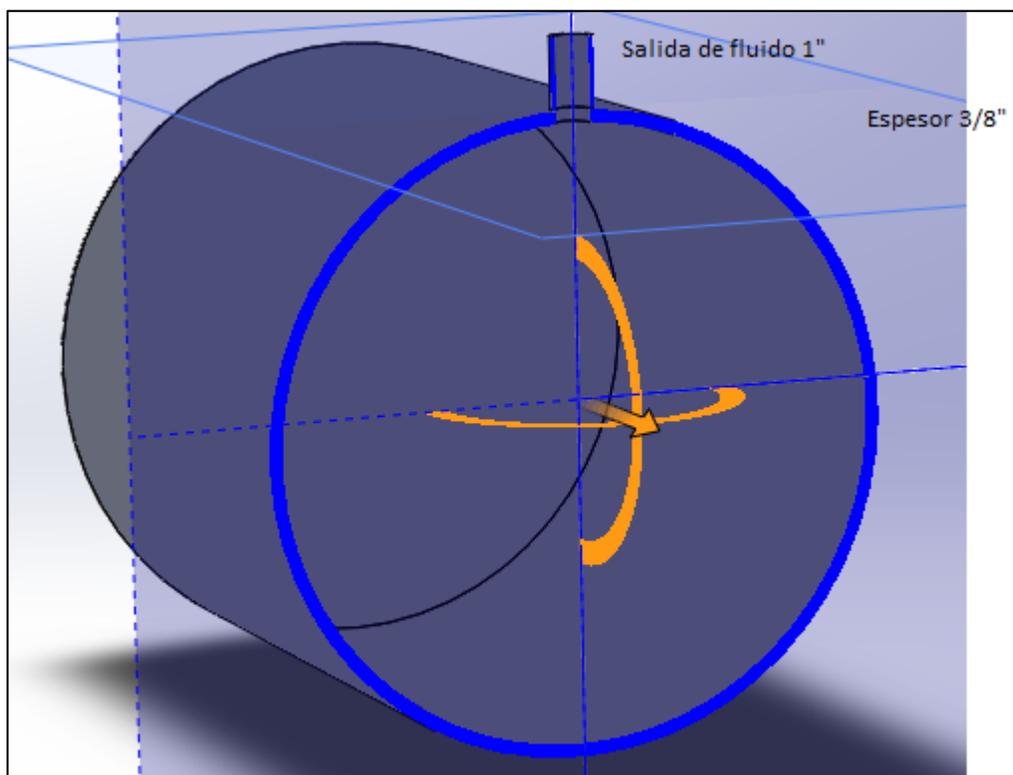


Imagen 4.27. Sección media del recipiente sometido a presión.

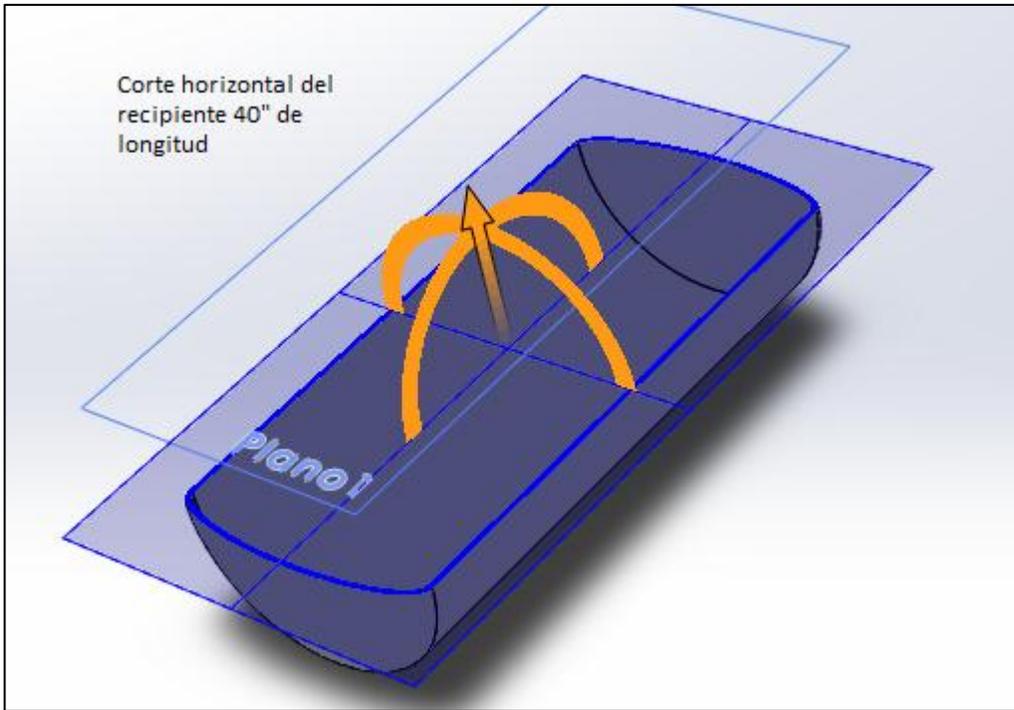


Imagen 4.28. Corte en sección horizontal del recipiente sometido a presión.

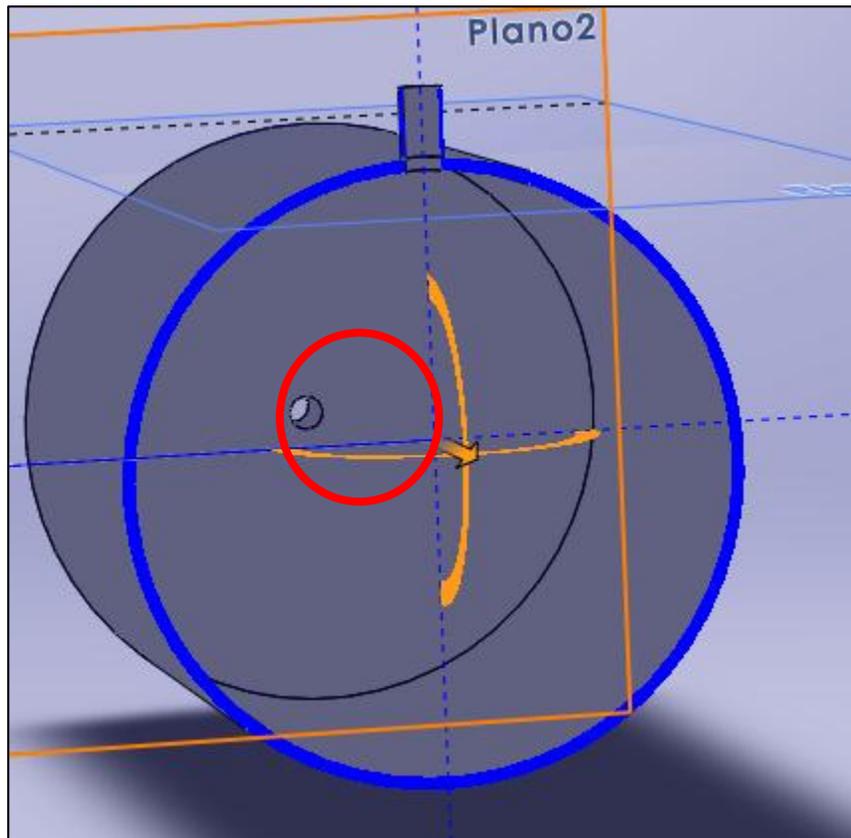


Imagen 4.29. Corte medio del recipiente donde se muestra la tapa con entrada de fluido 1 pulg.

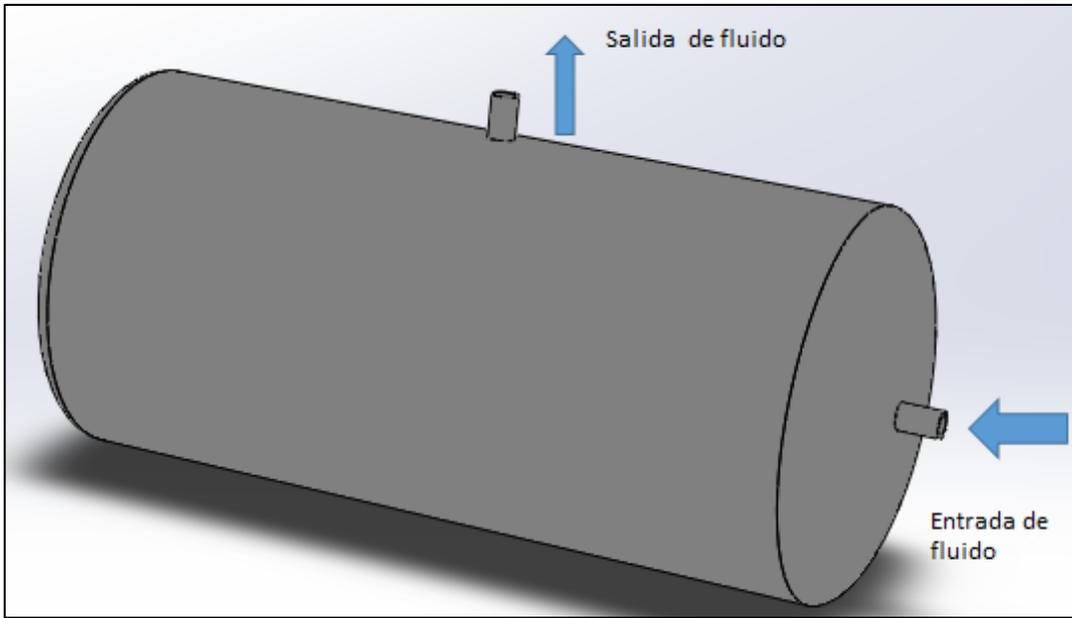


Imagen 4.30. Entrada y salida de fluido del recipiente a presión.

4.2. Cálculos de esfuerzos en recipiente sometido a presión interna

Fueron realizados los cálculos de los esfuerzos longitudinales por flexión en las silletas y en la mitad del claro, tangenciales y esfuerzo circunferencial en silletas, los cuales son aplicados para los recipientes sometidos a presión interna, de manera que se logren satisfacer las necesidades requeridas de uso en el banco de pruebas de válvulas de seguridad, el cual maneja una presión operativa de 150 psi hasta 300 psi en válvulas mayores.

Tomamos en cuenta estos rangos de presión ya que son con los que normalmente opera la industria; de igual modo, se estimaron los valores constantes K de acuerdo a las normas (ver imagen 4.31).

		ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS SILLETAS										NORMAS	
												FIGURA No. 59	
VALORES DE LA CONSTANTE "K" (INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)													
ANGULO DE CONTACTO θ	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}	K_{11}		
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204		
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618					
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634					
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651					
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669					
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.680	0.33	0.045	0.222		

Imagen 4.31. Tabla de valores constantes K para recipientes horizontales.
Diseño y cálculo de recipientes a presión, Ing. Juan Manuel León Estrada, Editorial Inglesa, Pag.112

En seguida, se muestran los cálculos realizados:

- Cálculo de esfuerzos longitudinales S_1 por flexión en las silletas y en la mitad del claro.
- Cálculo de esfuerzos cortante tangencial S_2 .
- Cálculo del esfuerzo circunferencial en silletas S_3, S_4, S_5 .

4.2.1 Cálculo de esfuerzos longitudinales en las siletas y a mitad del claro
 {(UG-23) (Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 86)}

El esfuerzo flexionante longitudinal a la tensión en las siletas está dado por:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left[\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{K_1 R^2 t_s} \quad \text{Ec. 4.17}$$

El esfuerzo flexionante longitudinal a la tensión en la mitad del claro está dado por:

$$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{\pi R^2 t_s} \quad \text{Ec. 4.18}$$

Para obtener valores del esfuerzo longitudinal (S_l), se requiere realizar las siguientes operaciones: Carga en las Siletas (Q), Distancia optima de las siletas (A) y Esfuerzo a presión interna (S_{PI})

$$Q = \frac{W_r}{2} \quad A = 0.5 \frac{D}{2} \quad S_{PI} = \frac{PR}{2t_s} \quad \text{Ec. 4.19, 4.20, 4.21}$$

$$S_1 \leq \frac{E_1}{29} \left(\frac{t}{R} \right) \left[2 - \left(\frac{2}{3} \right) (100) \left(\frac{t}{R} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.22}$$

DATOS:

- L = Distancia entre tangentes = 36 pulg
- E_1 = Módulo de elasticidad = 27300000 lb/pulg²
- S = Esfuerzo del cuerpo = 13800 lb/pulg²
- R = Radio exterior = 9 pulg
- H = Profundidad alabeamiento de la tapa = 2 pulg (ver imagen 4.5)
- E = Eficiencia de la costura = 85%
- t_s = Espesor del cuerpo = 0.375 pulg
- D = Diámetro exterior = 18 pulg
- W_r = Peso total del recipiente = 717.81 lb
- \emptyset = Ángulo de contacto = 120 grados (ver imagen 4.31)
- K_1 = Valor de la tabla constante K_1 = 0.335 (ver imagen 4.31)

Operaciones

Sustituyendo valores en la ecuación donde Q es la carga soportada en una silleta:

$$Q = \frac{W_r}{2} = \frac{717.81}{2} \quad \mathbf{Q = 358.9 \text{ lb}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación donde A es la distancia óptima para colocar las silletas:

$$A = 0.5 \frac{D}{2} = 0.5 \left(\frac{18}{2} \right) \quad \mathbf{A = 4.5 \text{ pulg}}$$

La profundidad de alabeamiento de las tapas ("H") será de un valor de 2 pulg. de acuerdo al diseño. (ver imagen 4.5)

Sustituyendo estos valores en la ecuación del esfuerzo longitudinal por flexión S_1 en las silletas es:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{K_1 R^2 t_s}$$

$$S_1 = \pm \frac{(358.9)(4.5) \left[1 - \frac{1 - \frac{4.5}{36} + \frac{(9)^2 - (2)^2}{2(4.5)(36)}}{1 + \frac{4(2)}{3(36)}} \right]}{(0.335)_1 (9)^2 (0.375)_s}$$

$$S_1 = \pm \frac{1615.05 \left[1 - \frac{0.875 + 0.2376}{1.074} \right]}{10.175}$$

$$S_1 = \pm \frac{1615.05 [1 - 1.0359]}{10.175}$$

$$S_1 = \pm \frac{57.98}{10.175}$$

En las Silletas $S_1 = \pm 5.701 \text{ lb/pulg}^2$

El esfuerzo por presión interna será calculando por la ecuación:

$$S_{PI} = \frac{PR}{2T_s} = \frac{(150)(9)}{2(0.375)}$$

$$S_{PI} = \mathbf{1800 \text{ lb/pulg}^2}$$

Sustituyendo valores en la ecuación para obtener el esfuerzo en la mitad del claro (S_{12}):

$$S_{12} = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right]}{\pi R^2 t_s}$$

$$S_{12} = \pm \frac{\frac{(358.9)(36)}{4} \left[\frac{1 + 2 \frac{(9)^2 - (2)^2}{(36)^2}}{1 + \frac{4(2)}{3(36)}} - \frac{4(4.5)}{36} \right]}{3.1416(9)^2(0.375)_s}$$

$$S_{12} = \pm \frac{3230.1 \left[\frac{1 + 2 \frac{81 - 4}{1296}}{1 + \frac{8}{108}} - \frac{18}{36} \right]}{3.1416(81)(0.375)_s}$$

$$S_{12} = \pm \frac{3230.1 \left[\frac{1.1188}{1.074} - 0.5 \right]}{95.426}$$

$$S_{12} = \pm \frac{1749.78}{95.426} = \pm 18.336 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\mathbf{A \text{ mitad del Claro } S_{12} = 18.336 \text{ lb/pulg}^2}$$

Esfuerzo máximo permitido a la tensión: La suma del esfuerzo longitudinal S_1 mas el esfuerzo debido a la presión interna S_{PI} no debe ser mayor que el esfuerzo permitido del material del cuerpo multiplicado por la eficiencia de la costura circunferencial.

$$(S_{PI} + S_1) < SE$$

$$(1800 + 5.701) < (13800 * 0.85)$$

Esta condición en la silletas se cumple que ya que $(S_{PI} + S_1) < SE$:

$$**1805.701 lb/pulg² < 11730 lb/pulg²**$$

En la mitad del claro también se cumple que $(S_{PI} + S_{12}) < SE$:

$$1800 + 18.336 = 1818.33 \text{ lb/pulg}^2 < 13800 (.85) = 11730 \text{ lb/pulg}^2$$

$$**1818.33 lb/pulg² < 11730 lb/pulg²**$$

Esfuerzo máximo permitido a la compresión: El esfuerzo debido a la presión interna S_{PI} menos el esfuerzo longitudinal S_1 no deberá ser mayor que la mitad de punto de fluencia a compresión de material o por el valor obtenido de la siguiente ecuación:

$$\frac{E_1}{29} \left(\frac{t}{R} \right) \left[2 - \left(\frac{2}{3} \right) (100) \left(\frac{t}{R} \right) \right]$$

$$\left(\frac{0.375}{9} \right) \left[2 - \left(\frac{2}{3} \right) (100) \left(\frac{0.375}{9} \right) \right] = **30154.26 lb/pulg²**$$

$$(S_{PI} - S_1) = (1800 - 5.701) = **1794.299 lb/pulg²**$$

$$(S_{PI} - S_1) \leq \frac{E_1}{29} \left(\frac{t}{R} \right) \left[2 - \left(\frac{2}{3} \right) (100) \left(\frac{t}{R} \right) \right]$$

$$**(1794.299) \leq 30154.26 lb/pulg²**$$

Esta condición en la silletas se cumple que ya que $(S_{PI} - S_1) < 30154.26$

$$**1794.30 lb/pulg² < 30154.26 lb/pulg²**$$

En la mitad del claro también se cumple que $(S_{PI} - S_{12}) < 30154.26 \text{ lb/pulg}^2$

$$(S_{PI} - S_{12}) = (1800 - 18.336) = **1781.66 lb/pulg²**$$

$$**1781.66 lb/pulg² < 30154.26 lb/pulg²**$$

4.2.2 Cálculo de esfuerzos cortante tangencial

{(UG-23) (Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag. 86)}

El esfuerzo cortante tangencial en el cuerpo:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s} \quad \text{Ec. 4.23}$$

El esfuerzo cortante tangencial en la cabeza:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h} \quad \text{Ec. 4.24}$$

Esfuerzo cortante tangencial adicional en la cabeza:

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad \text{Ec. 4.25}$$

Las ecuaciones anteriores son aplicadas, si se cumple la siguiente condición:

$$A \leq \frac{R}{2} \quad \text{Ec. 4.26}$$

DATOS:

- $R = \text{Radio exterior} \dots \dots \dots = 9 \text{ pulg}$
- $t_s = \text{Espesor del cuerpo con corrosión} = 3/8 \text{ pulg} = 0.375 \text{ pulg}$
- $t_h = \text{Espesor de la cabeza sin corrosión} \dots \dots \dots = 0.1143 \text{ pulg}$
- $\emptyset = \text{Ángulo de contacto por Norma ASME UG - 29} \dots = 120^\circ$
- $K_4 = \text{Valor obtenido tabla constante } K_4 \dots \dots \dots = 0.880 \text{ (ver imagen 4.31)}$
- $K_5 = \text{Valor obtenido tabla constante } K_5 \dots \dots \dots = 0.401 \text{ (ver imagen 4.31)}$
- $Q = \text{Carga en una silleta} \dots \dots \dots = 358.9 \text{ lb}$
- $A = \text{Distancia óptima para las silletas} \dots \dots \dots = 4.5 \text{ pulg}$
- $S_{pi} = \text{Esfuerzo por presión interna} \dots \dots \dots = 1800 \text{ lb/pulg}^2$

Operaciones

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A \leq \frac{R}{2}$$

$$4.5 \leq \frac{9}{2}$$

$$4.5 \leq 4.5$$

Como la condición anterior se cumple, los esfuerzos cortantes tangenciales serán los siguientes:

Esfuerzo cortante tangencial en el cuerpo:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{Rt_s} = \frac{(0.88)(358.9)}{(9)(0.375)} \quad S_2 = 93.57 \text{ lb/pulg}^2$$

Esfuerzo cortante tangencial en la cabeza sin corrosión:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{Rt_h} = \frac{(0.88)(358.9)}{(9)(0.1143)} \quad S_2 = 307 \text{ lb/pulg}^2$$

Nota:

El esfuerzo cortante tangencial S_2 ; No debe exceder en más de 0.8 veces el esfuerzo permitido del material del recipiente. Esta condición se cumple, ya que $13800 (0.8) = 11040 \text{ lb/pulg}^2$; donde 13800 lb/pulg^2 es el esfuerzo permitido y en los dos esfuerzos anteriormente calculados no sobrepasan este valor, por lo tanto se cumple esta condición.

$$93.57 \text{ lb/pulg}^2 \leq 11040 \text{ lb/pulg}^2$$

$$307 \text{ lb/pulg}^2 \leq 11040 \text{ lb/pulg}^2$$

4.2.3 Cálculo del esfuerzo circunferencial en silletas
 {(UG-23) (Eugene F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Editorial Limusa, Pag.86)}

Esfuerzo cortante tangencial adicional en la cabeza:

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} = \frac{(0.401)(359.9)}{(9)(0.1143)} \quad S_3 = 140.29 \text{ lb/pulg}^2 \quad \text{Ec. 4.27}$$

S_3 Mas el esfuerzo debido a la presión interna no debe exceder en más de 1.25 veces el esfuerzo permitido para el material de la cabeza.

$$(S_3 + S_{PI}) = (140.29 + 1800) = 1940.29 \quad \text{Ec. 4.28}$$

$$(13800) (1.25) = 17250 \text{ lb/pulg}^2$$

$$1940.29 \text{ lb/pulg}^2 < 17250 \text{ lb/pulg}^2$$

Las siguientes ecuaciones serán utilizadas si se cumple esta condición:

$$L < 8R \quad \text{Ec. 4.29}$$

Esfuerzo circunferencial en el cuerno de la silleta:

$$S_4 = - \frac{Q}{4t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 QR}{L t_s^2} \quad \text{Ec. 4.30}$$

Esfuerzo circunferencial en el fondo del cuerpo:

$$S_5 = - \frac{K_7 Q}{t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} \quad \text{Ec. 4.31}$$

DATOS:

R = Radio exterior = 9 pulg

T_s = Espesor = 0.375 pulg

b = Ancho de la silleta = 5 pulg (ver imagen 4.34)

ϕ = Ancho de contacto = 120° (ver imagen 4.34)

K_6 = Valor grafica constante K_6 = 0.013 (ver imagen 4.33)

K_7 = Valor grafica constante K_7 = 0.760 (ver imagen 4.32)

Q = Carga de una silleta = 358.9 lb

L = Distancia entre tangentes = 36 pulg

Sc = Esfuerzo de cedencia del material = 30000 lb/pulg²

Operaciones

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$L < 8R \quad 36 < 8(9)$$

$$36 \text{ pulg} < 72 \text{ pulg}$$

Como la condición anterior se cumple, los circunferenciales serán los siguientes.

Esfuerzo circunferencial en el cuerno de la silleta:

$$S_4 = - \frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6QR}{L t_s^2}$$

$$S_4 = - \frac{358.9}{4(0.375)(5+1.56\sqrt{(9)(0.375)})} - \frac{12(0.013)(358.9)(9)}{(36)((0.375))^2}$$

$$S_4 = - \frac{358.9}{11.79} - \frac{503.89}{5.06}$$

$$S_4 = -30.44 - 99.58$$

$$S_4 = -129.58 \text{ lb/pulg}^2$$

S_4 No se debe ser mayor a 1.50 veces el valor del esfuerzo a la tensión de material del cuerpo, este valor es de 20700 lb/pulg^2 por lo que esta condición se cumple.

$$S_4 < (1.5) (13800) \text{ lb/pulg}^2$$

$$-129.58 < (1.5) (13800) = 20700 \text{ lb/pulg}^2$$

$$-129.58 \text{ lb/pulg}^2 < 20700 \text{ lb/pulg}^2$$

Esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo:

$$S_5 = -\frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56\sqrt{R}t_s)}$$

$$S_5 = -\frac{(0.760)(358.9)}{(0.375)(5 + 1.56\sqrt{(9)}(0.375))}$$

$$S_5 = -\frac{272.76}{2.949}$$

$$S_5 = -\mathbf{92.49} \text{ lb/pulg}^2$$

S_5 no debe ser mayor de 0.5 veces de punto del esfuerzo de cedencia a compresión del material del cuerpo:

$$S_5 < (S_c) (0.5)$$

$$- 92.49 \text{ lb/pulg}^2 < (30000) (0.5) = 15000 \text{ lb/pulg}^2$$

Por lo tanto, se cumple con respecto al punto de cedencia:

$$- 92.49 \text{ lb/pulg}^2 \leq 15000 \text{ lb/pulg}^2$$

Se manejaron los valores constantes K_6 y K_7 de acuerdo a las normas (ver imagen 4.31 y 4.32).

	ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS SILLETAS							NORMAS			
								FIGURA No. 59			
VALORES DE LA CONSTANTE "K" (INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)											
ANGULO DE CONTACTO θ	K_1^*	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}	K_{11}
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618			

Imagen 4.32. Tabla de valores constantes K_7 para recipientes horizontales.
Diseño y cálculo de recipientes a presión, Ing. Juan Manuel León Estrada, Editorial Inglesa, Pag. 112

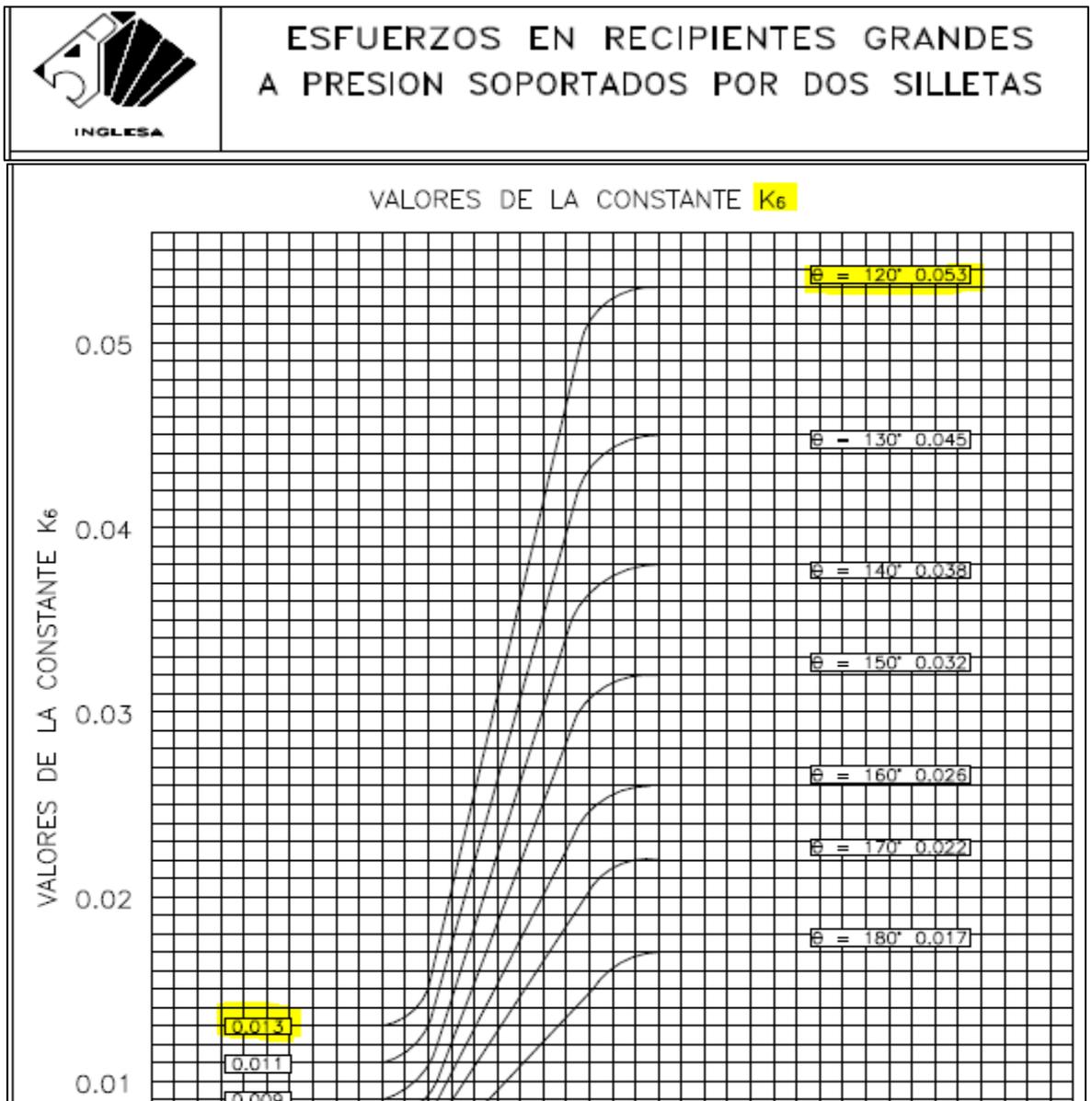


Imagen 4.33. Valores en la gráfica de la constante K_6 .
Diseño y cálculo de recipientes a presión, Ing. Juan Manuel León Estrada, Editorial Inglesa, Pag. 113

A continuación, se muestra las dimensiones del recipiente sometido a presión interna. (Ver imagen 4.34).

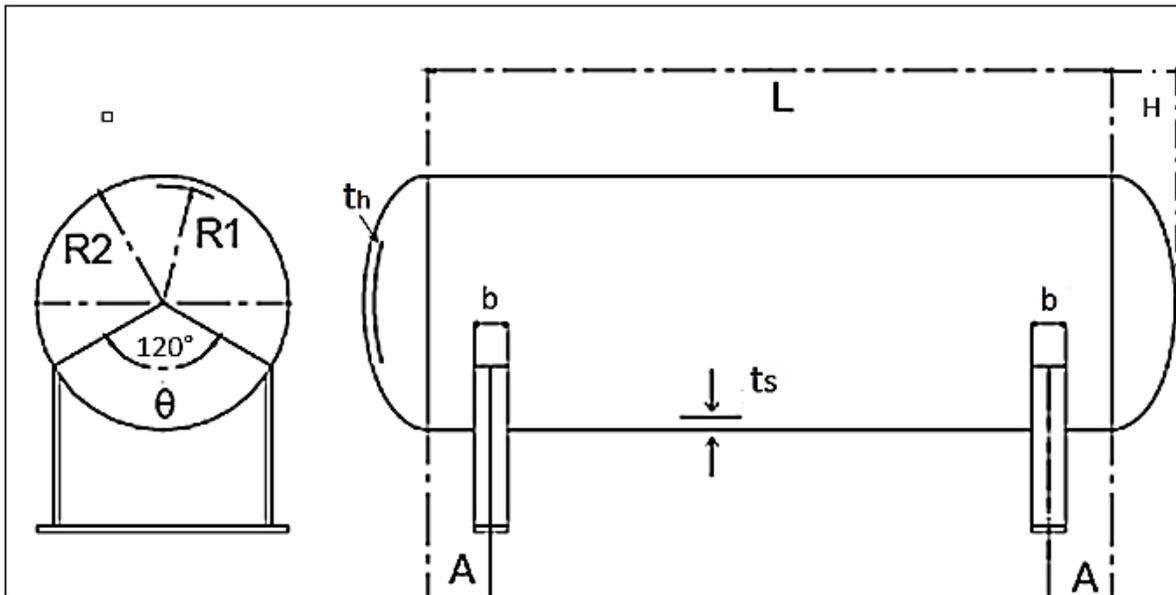


Imagen 4.34. Dimensiones del tanque sometido a presión interna.

R1 = Radio interior..... = 8.725 pulg.

R2 = Radio exterior..... = 9 pulg.

θ = Angulo de contacto..... = 120°

A = Distancia optima de silletas..... = 4.5 pulg.

b = Ancho de la silleta..... = 5 pulg.

H = Profundidad de alabeamiento del cabezal..... = 2 pulg.

L = Longitud tangencial..... = 36 pulg.

th = Espesor del cabezal = 0.375 pulg.

ts = Espesor de cuerpo..... = 0.375 pulg.

Longitud Total del Recipiente (L+ 2H)..... = 40 pulg

V= Volumen..... = 10178 pulg³ (6 pies)

CAPÍTULO 5. RESULTADOS

El diseño del recipiente sometido a presión interna debe satisfacer las especificaciones antes mencionadas, por lo cual, se llevaron a cabo tres simulaciones de prueba con tres diferentes materiales. En los tres casos se utilizó la misma presión operativa de 150 psi y las mismas dimensiones del recipiente, con la finalidad de obtener los valores de los esfuerzos de tensión máxima, deformación y desplazamiento máximo para cada recipiente y elaborar una tabla comparativa de estos resultados y con esto demostrar que el material elegido para el diseño de este recipiente es el idóneo.

Esta simulación se realizó utilizando el software Solidworks® modelando cada uno de los prototipos de recipiente con las mismas variables mencionadas anteriormente obteniendo para cada uno los resultados de los esfuerzos de tensión máxima, deformación y desplazamiento máximo, los cuales son indicados en la Tabla 5.1.

5.1. Prueba #1: Recipiente sometido a presión interna con acero inoxidable 304.

Al recipiente se le aplicó una prueba de presión, en donde se tomó como referencia el material denominado acero inoxidable 304, ya que es utilizado con frecuencia en la fabricación de recipientes de almacenamiento (ver imágenes 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, y 5.5).

Datos:

- ❖ Material: Acero inoxidable 304.
- ❖ Presión operativa: 150 psi.
- ❖ Espesor: 3/8 pulg.
- ❖ Fluido: Aire/gas nitrógeno.
- ❖ Presión máxima: 300 psi.
- ❖ Mallado estándar

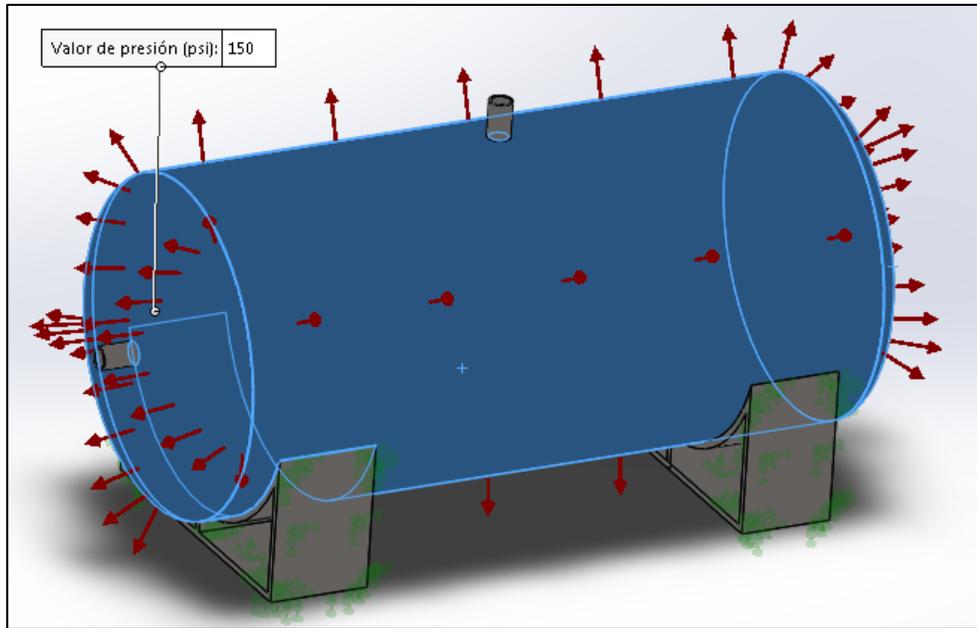


Imagen 5.1. Aplicación de presión interna en recipiente.

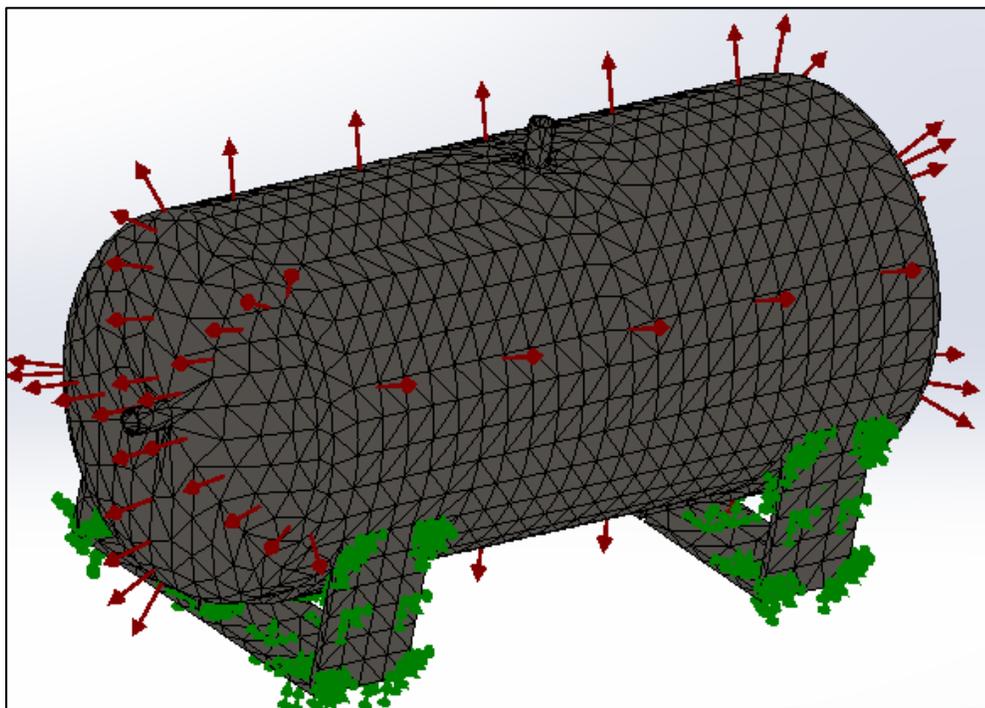


Imagen 5.2. Aplicación de malla en recipiente a presión.

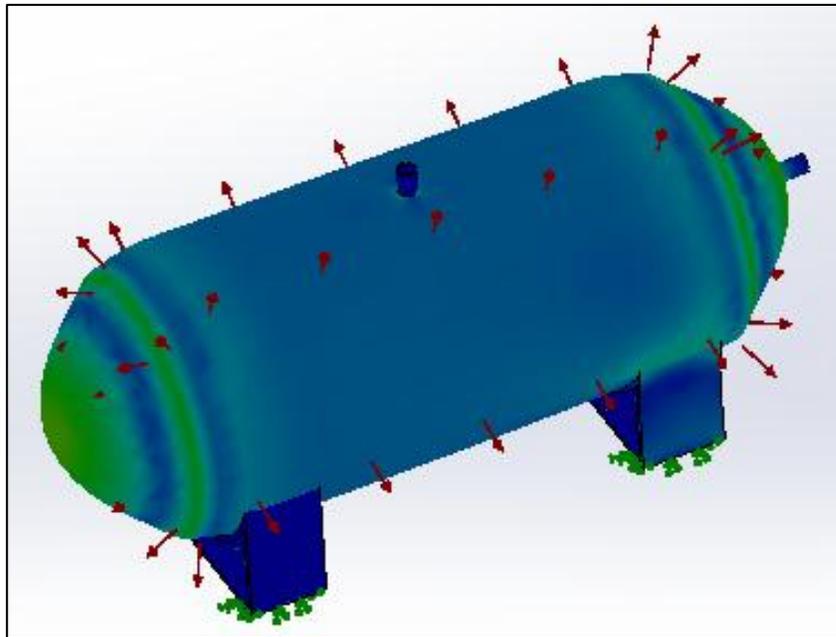


Imagen 5.3. Deformación de tensión Von Mises.

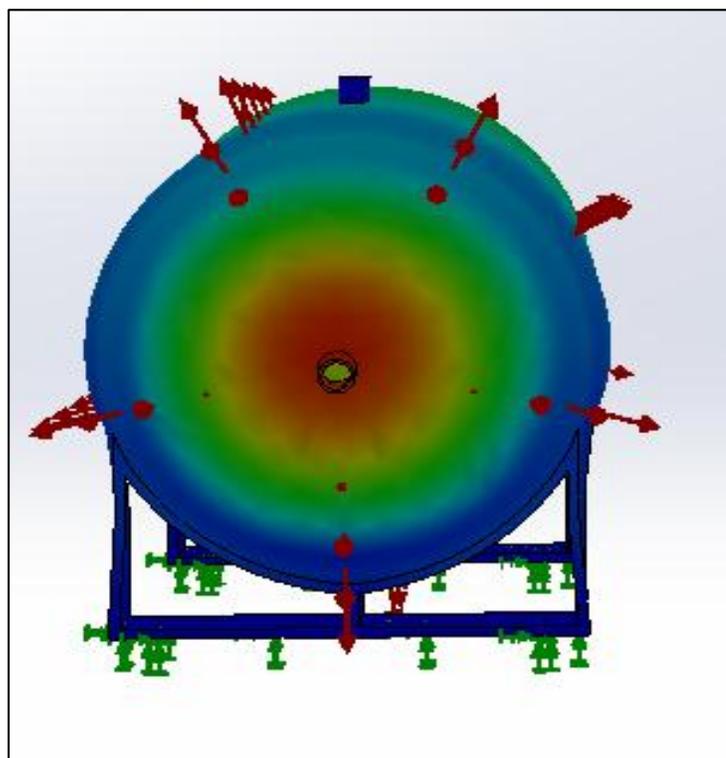


Imagen 5.4. Mayor concentración de desplazamiento en tapas del recipiente.

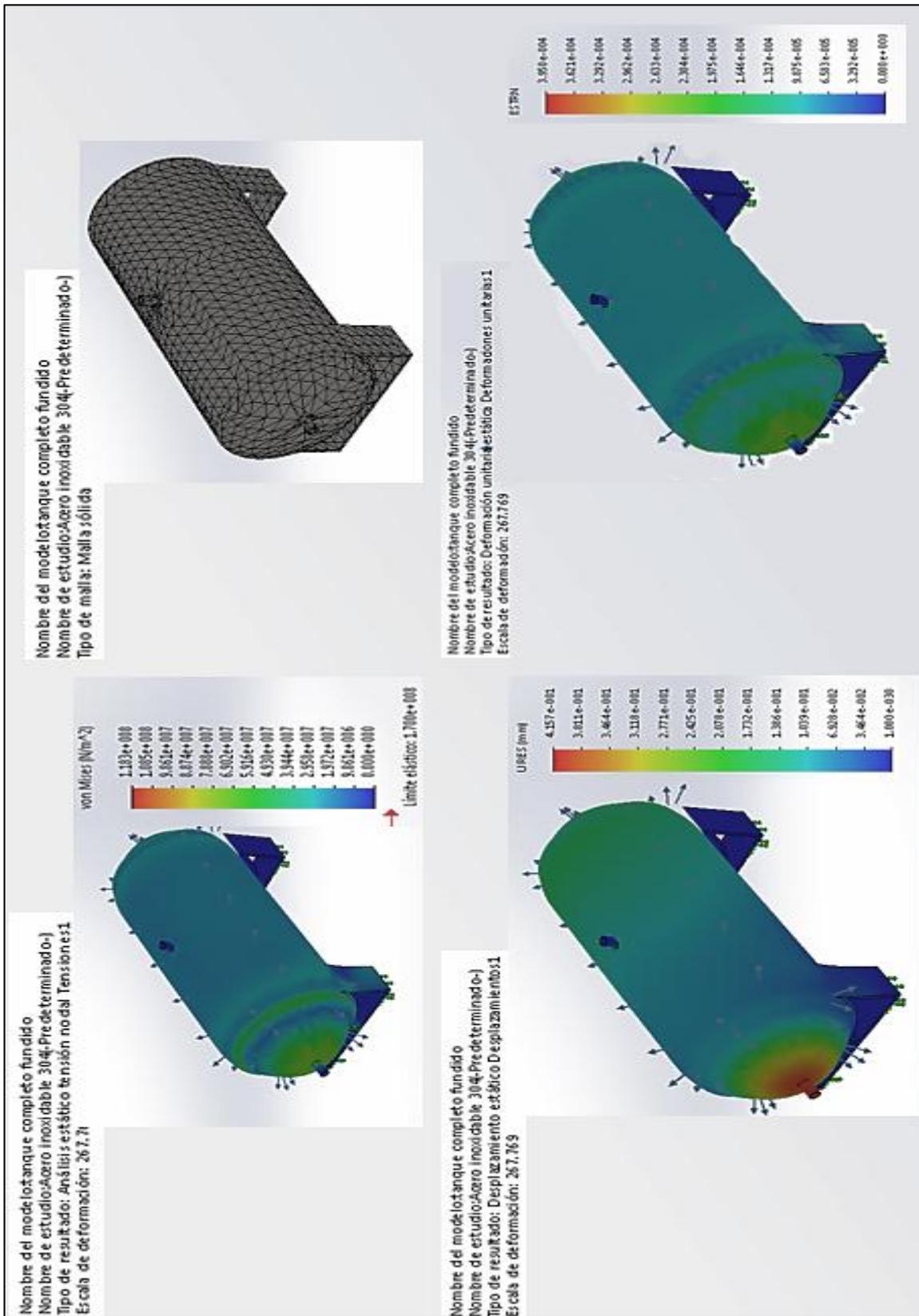


Imagen 5.5. Resultados de simulación de recipiente sometido a presión.

5.2. Prueba #2: Recipiente sometido a presión interna con hierro colado.

Se realizó una prueba de presión del recipiente, en donde se tomó como referencia el material denominado hierro colado, ya que es de uso frecuente en la fabricación de recipientes de almacenamiento (ver imágenes 5.6, 5.7, 5.8, y 5.9).

Datos:

- ❖ Material: Hierro colado.
- ❖ Presión operativa: 150 psi.
- ❖ Espesor: 3/8 pulg.
- ❖ Fluido: Aire/gas nitrógeno.
- ❖ Presión máxima: 300 psi.
- ❖ Mallado estándar

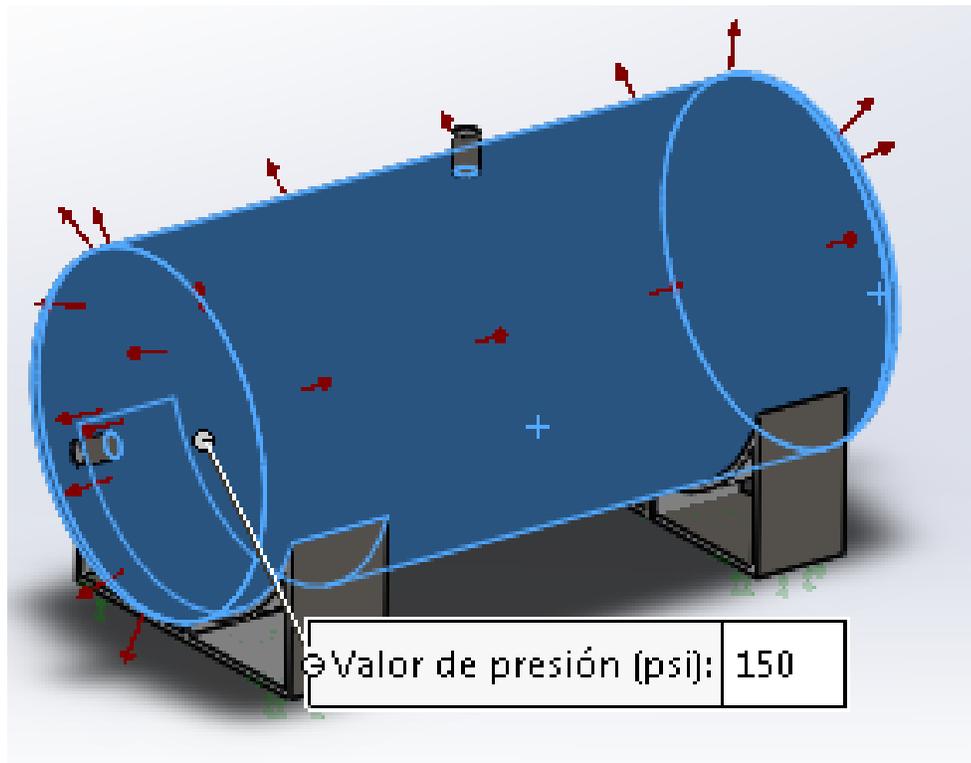


Imagen 5.6. Aplicación de presión de 150 psi en el interior del recipiente.

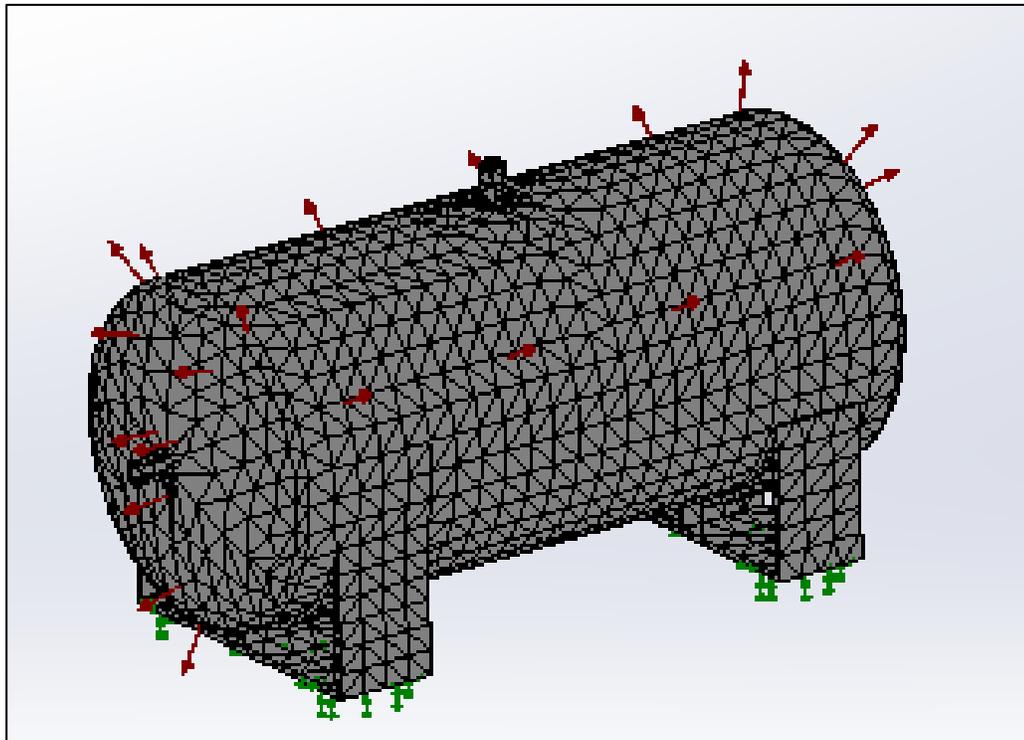


Imagen 5.7. Aplicación de malla en recipiente sometido a presión.

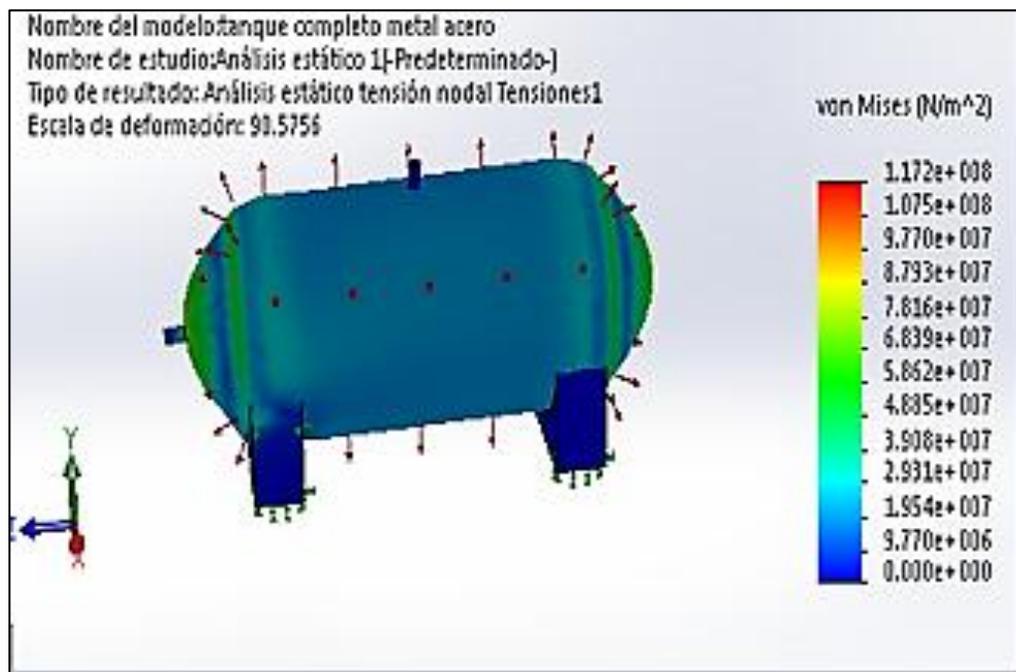


Imagen 5.8. Esfuerzos de tensión Von Mises en recipiente sometido a presión.

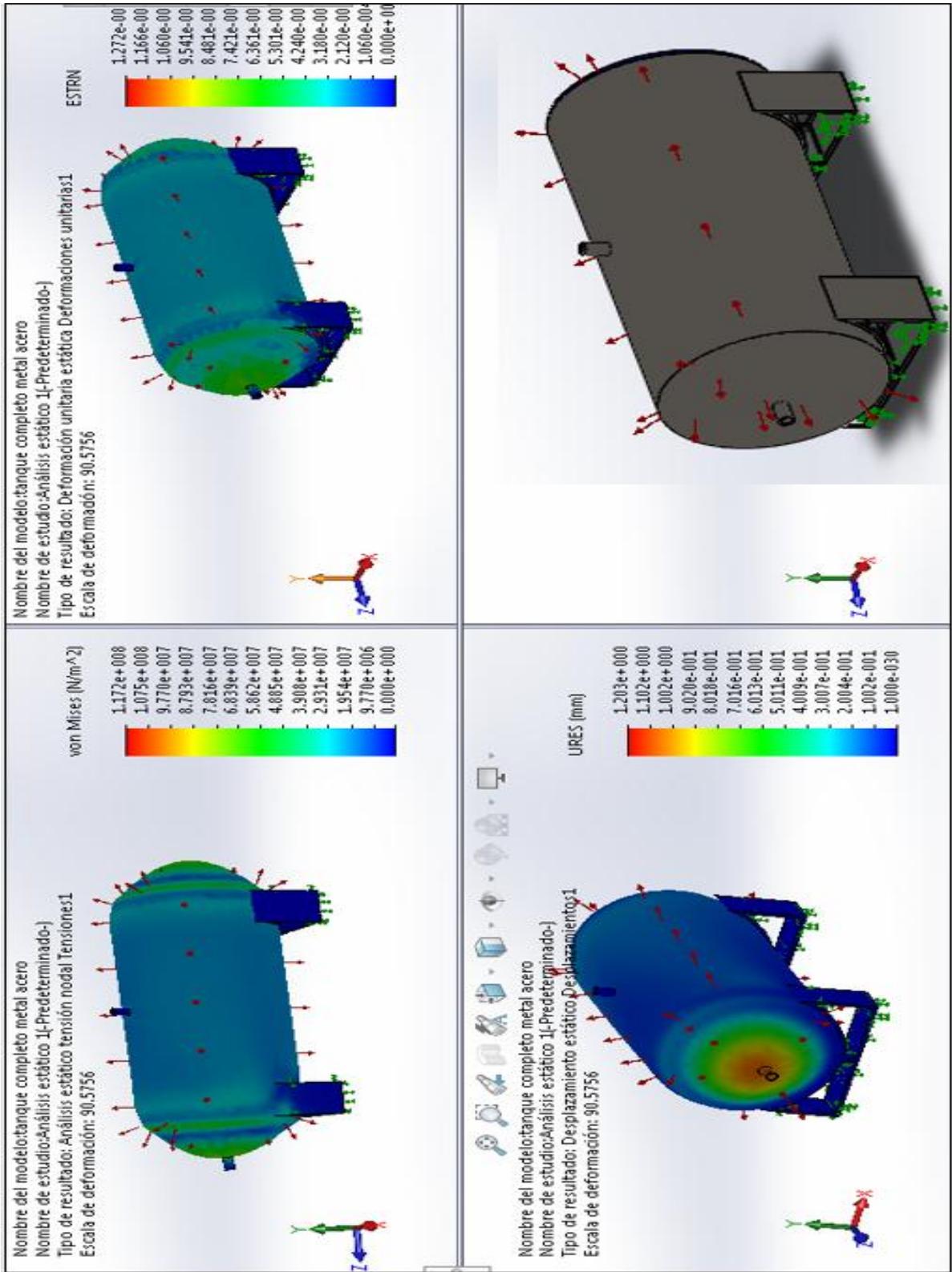


Imagen 5.9. Resultados de esfuerzos en recipiente sometido a presión.

5.3. Prueba #3: Recipiente sometido a presión interna con acero SA-285 C.

Al recipiente se le aplicó una prueba de presión, en donde se tomó como referencia el material denominado acero SA-285 C, ya que es de uso frecuente en la fabricación de recipientes de almacenamiento (ver imágenes 5.10, 5.11, 5.12, y 5.13).

Datos:

- ❖ Material: Acero SA-285 C.
- ❖ Presión operativa: 150 psi.
- ❖ Espesor: 3/8 pulg.
- ❖ Fluido: Aire/gas nitrógeno.
- ❖ Presión máxima: 300 psi.
- ❖ Mallado estándar

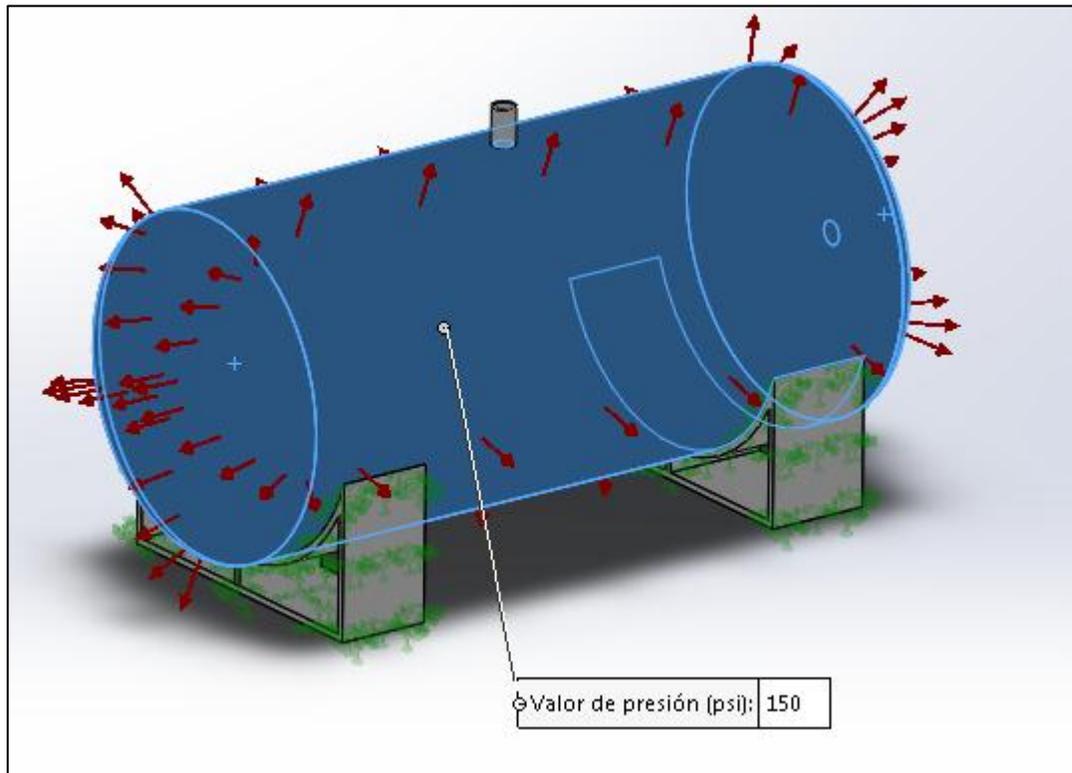


Imagen 5.10. Recipiente sometido a presión de 150 psi.

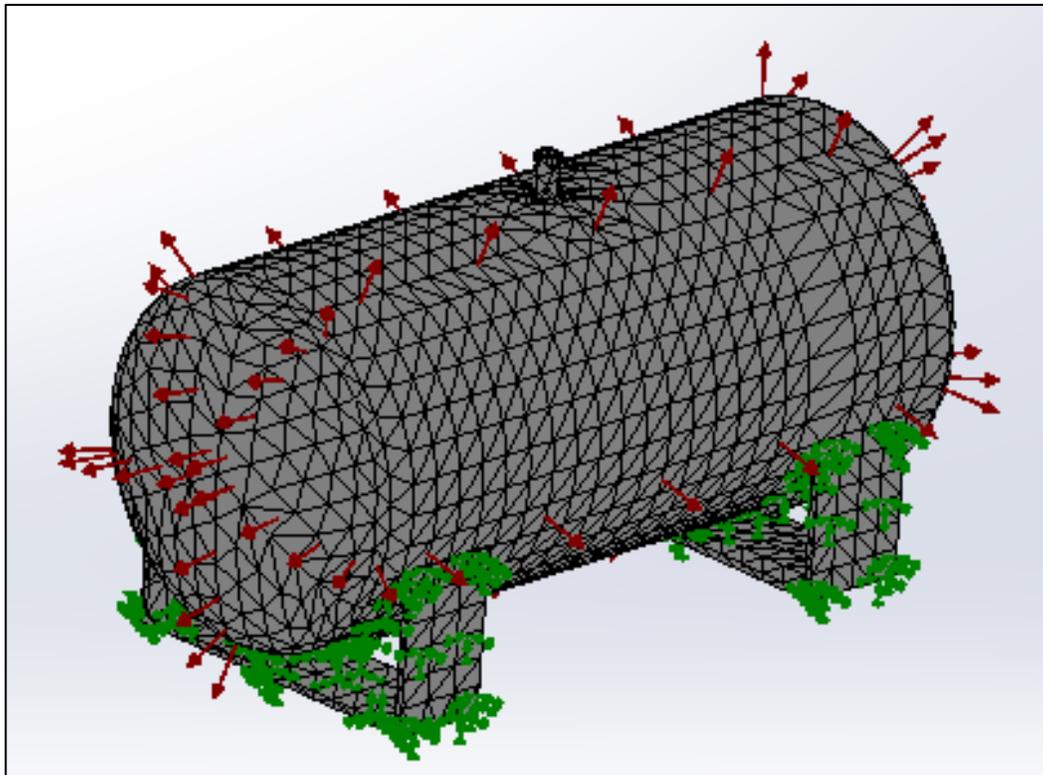


Imagen 5.11. Mallado de recipiente sometido a presión.

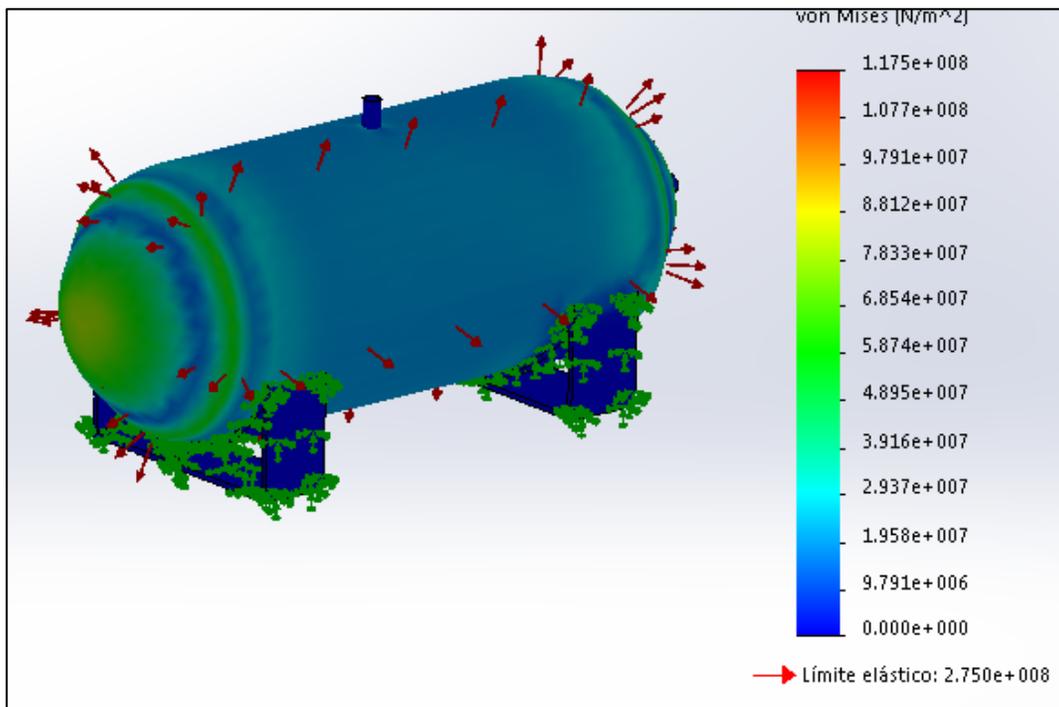


Imagen 5.12. Esfuerzo de tensión Von Mises.

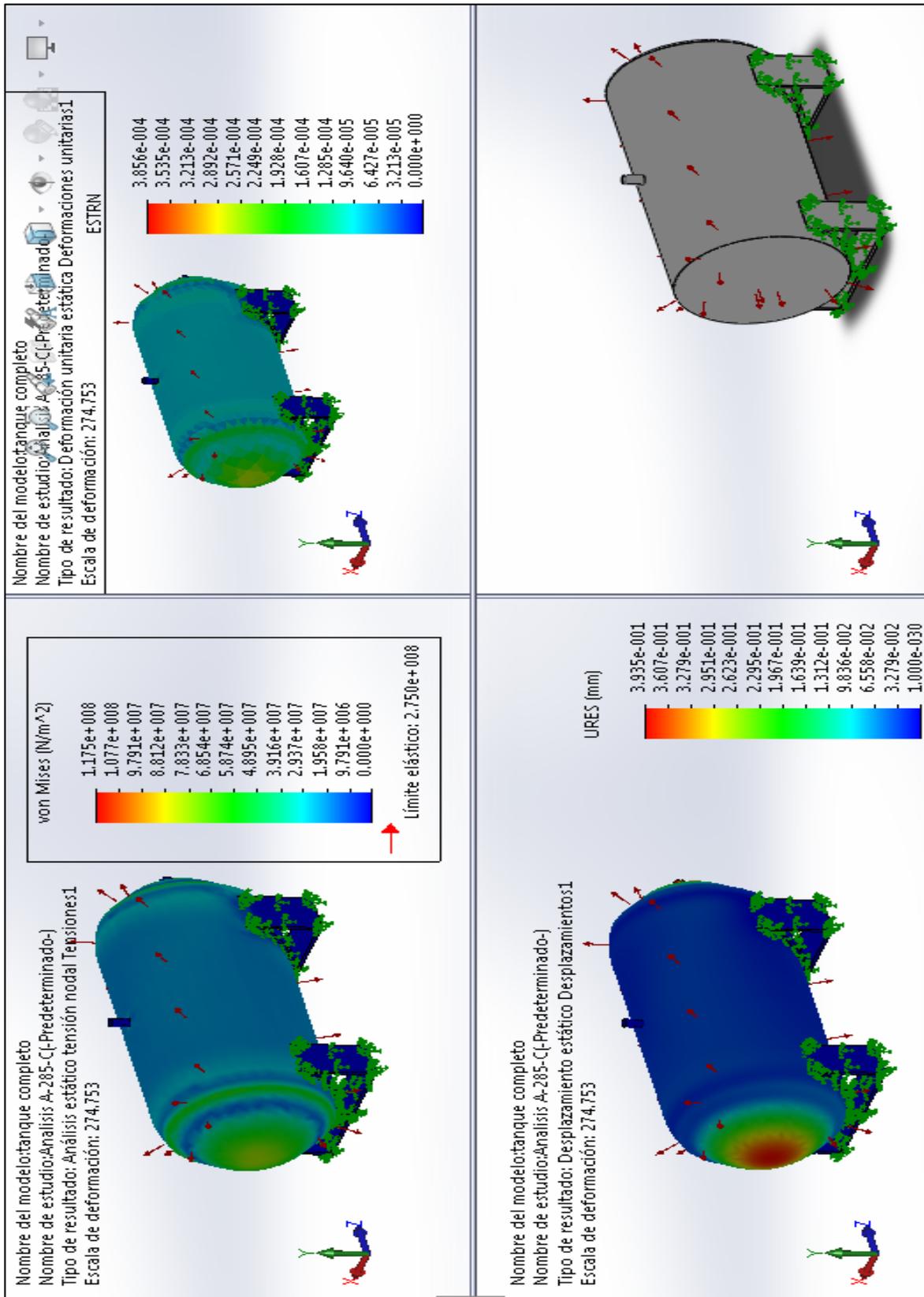


Imagen 5.13. Resultados de esfuerzos en recipiente sometido a presión.

Con los resultados obtenidos de las tres simulaciones se elaboró la Tabla 5.1 Comparación de resultados, llegando a la conclusión de que el material acero SA-285 C cumple de manera significativa con lo previsto, y por esta misma situación se determinó que es la opción más adecuada para el diseño del recipiente sometido a presión interna a usarse en el banco de pruebas de válvulas de seguridad

Tabla 5.1 Comparación de resultados de pruebas de materiales

N o	MATERIAL	TENSION MAXIMA	DEFORMACION MAXIMA	DESPLAZAMIENTO MAXIMO
1	Acero inoxidable 304	0.00017161 <i>lb/pulg²</i>	0.000394986 pulg.	0.0163660629 pulg.
2	Hierro colado	0.00017003 <i>lb/pulg²</i>	0.00127213 pulg.	0.0473492126 pulg.
3	Acero SA-285-C	0.00039885 <i>lb/pulg²</i>	0.000433417 pulg.	0.0155046456 pulg.

Tensión máxima: Es la tensión máxima permisible o actuante que puede soportar un material sin sufrir deformaciones permanentes.

Deformación máxima: Se define como el cambio de dimensión por unidad de longitud.

Desplazamiento máximo: Es el incremento de las dimensiones debido a los esfuerzos sometidos en el material.

Por lo tanto, y tomando en cuenta la función que cumplirá el recipiente, el material elegido el acero SA-285 C resulta suficiente, además de atender el factor de seguridad tal que evitará que el recipiente sufra fatiga o ruptura por sobrepresión.

Cabe mencionar que, con la aplicación del diseño de este recipiente sometido a presión, se podrán realizar una cantidad significativa de pruebas o calibraciones, debido a que cuenta con el volumen suficiente para ejecutar estas revisiones y, sobre todo, podrá soportar la presión de trabajo y calibración de las válvulas de seguridad.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Conclusiones

Se realizó el diseño modelado y simulación de un recipiente sometido a presión interna, para ser utilizado en un banco de pruebas de válvulas de seguridad.

Además, se llevaron a cabo los cálculos para la correcta selección de materiales, así como el análisis de las proporciones adecuadas para almacenar suficiente fluido, el cual será empleado para ejecutar las calibraciones de válvulas de seguridad.

De igual manera, se practicaron pruebas de presión operativas al diseño producido, con la finalidad de corroborar que el espesor estimado fuera el apropiado, de tal modo que se garantice que el recipiente no presente fallos por sobrepresión.

6.2. Recomendaciones

Los materiales elegidos para el diseño modelado y simulación del recipiente pudieran ser estimados como costosos, sin embargo, nuestra propuesta tiene como finalidad extender la vida útil del dispositivo. Asimismo, y considerando el grado de exposición del personal a un presunto percance ocasionado por la fatiga del acero, es preferible trabajar con las mejores opciones de material. Por lo tanto, hacemos la recomendación del uso del acero SA-285 C, el cual es empleado habitualmente para los recipientes de media y alta presión de trabajo.

Otro de los beneficios que se obtendrán al utilizar este acero es que posee una mayor capacidad de resistencia a la oxidación y a la corrosión.

De igual manera, pensamos conveniente la aplicación de un recubrimiento, el cual mantendrá el buen estado del recipiente y prologará su límite temporal de función.

6.3. Trabajos futuros

El trabajo futuro de este proyecto consistirá en la implementación de un recipiente que tenga la capacidad volumétrica para realizar una mayor cantidad de calibraciones de válvulas de seguridad, y, asimismo, cuente con la posibilidad de soportar una presión operativa mayor; ya que por la limitación del espacio solo se realizó este diseño con las dimensiones mencionadas.

En la actualidad existe una gran variedad de válvulas de seguridad, sin embargo, muchas de éstas ya están calibradas a una presión operativa mayor, por lo tanto, será necesario rediseñar y/o calcular de nuevo el recipiente para poder satisfacer los requerimientos que se puedan presentar.

REFERENCIAS

- Acogas. (2020). Catálogo de productos. Perú: Acogas.
- Askeland, D. (2017). Ciencia e ingeniería de los materiales. México: Cengage Learning.
- Ayala, A. (1987). Técnica y práctica de caldería. Madrid: Bellisco.
- Budynas, R. y Nisbeth, K. (2019). Bundle diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México: McGraw Hill.
- Díaz del Castillo, R. (2019). Recipientes a presión. México: Depto. Ingeniería-FES Cuautitlán-UNAM.
- Díaz, D. (2010). Tratado de trazados y desarrollos de caldería. Madrid: Bellisco.
- Inglesa. (2019). Diseño y cálculo de tanques de almacenamiento. México: Inglesa.
- Jiménez, B. y Gutiérrez, T. (2016). Termodinámica para ingenieros. México: Patria.
- León, J. (2001). Diseño y cálculo de recipientes a presión. México: Inglesa.
- Llorens, M.; Miranda, A. (2009). Ingeniería térmica. Madrid: Bellisco.
- Martexis. (2019). Recipientes a presión. México: Martexis.
- Mateos, M. (2015). Válvulas reductoras de presión y errores de fallos en instalaciones de válvulas reductoras de presión. Madrid: Bellisco.
- Oym. (2019). Catálogo de válvulas Oym. México: Oym.
- Rochester. (2020). Catálogo de medidores internacionales. México. Rochester.
- Rodríguez, F. (2018). Guía del código ASME, sección VIII, división 1, tomo 1. México: ESIME Azcapotzalco-IPN.
- Sanz, M. y Patiño M. (2014). Manual práctico del operador de calderas industriales. México: McGraw Hill.
- Swagelok. (2019). Catálogo de manómetros serie PGI. México: Swagelok.
- ASME. (2009). Examples of use of codes and standards for students in mechanical engineering and other fields.: <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/aboutasme/who%20w>

[e%20are/standards and certification/asme codes and standards-examples of use for mechanical engineering students.pdf](#)

- http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m5/Recipientes%20a%20presion.pdf
- <https://gc.scalahed.com/recursos/files/r145r/w1451w/U6liga7.htm>
- <https://es.slideshare.net/siceaingenieria/codigo-asme-seccion-viii-division-1-a>
- <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn40.html>
- <https://www.lifeder.com/modulo-de-corte/>

APENDICES

Apéndice A

Presión de diseño

Según ASME sección VII, división 1, subsección A parte UG-21

Es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Éste requisito se satisface utilizando una presión de diseño de 30 lb/pul², o, 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor. También debe tomarse en cuenta la presión del fluido y de cualquier otra sustancia contenida en el recipiente. Para ésta división, la presión será limitada a 3000 psi.

UG-21

Los recipientes cubiertos por esta División de la Sección VIII deberán ser proyectados para al menos la condición más severa de presión y temperatura coincidentes esperadas en operación normal. Para esta condición y para condiciones de pruebas, la diferencia máxima en presión entre el interior y el exterior de un recipiente, o entre dos cámaras cualesquiera de una unidad de combinación, deberá ser considerada.

Apéndice B

Corrosión

Según ASME sección VIII, división 1, subsección A parte UG-25

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión Mecánica deben tener un gran margen de espesor para lograr la vida

deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección (Norma UG-25 b).

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipiente con espesor mínimo requerido menor de 0,25 pulg que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido. Para los cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 0.25 pulg. (Norma UCS-25).

Para otros recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada el recipiente será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulg. en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

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

No necesita aplicarse el mismo margen por corrosión a todas las partes del recipiente si se esperan diferentes grados de ataque para las distintas partes (norma UG-25 c). Existen varios métodos diferentes para medir la corrosión.

Para eliminar la corrosión se utilizan materiales resistentes, ya sea como recubrimientos únicamente.

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

UG-25 (b)

Los recipientes o partes de recipientes sujetos a adelgazamiento por corrosión, erosión o abrasión mecánica deberán proveer para la vida deseada del recipiente un aumento conveniente en el espesor del material, sobre de aquel determinado por la fórmula de diseño o por el empleo de algún otro método conveniente de protección.

Apéndice C

Valores de esfuerzo máximo permisible

Según ASME sección VIII, división 1, subsección A parte UG-23

UG-23 (a)

El valor del esfuerzo máximo permisible es el máximo esfuerzo unitario permitido en un material dado, utilizado en un recipiente construido sometido a éstas reglas. Los valores de esfuerzo máximo permisible de tensión permitido para diferentes materiales están dados en la tabla, las cuales están incluidas en la sub-sección C.

Apéndice D

Eficiencia de la junta

Según ASME sección VIII, división 1, subsección B parte UW-12

La aplicación de la soldadura

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión, es la soldadura. Todas las soldaduras deberán ser aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, que puede ser manual o automático, En

cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa y se deberá eliminar la escoria dejada por un cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente.

Con el fin de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada, se utilizan varias formas de inspección, entre ellas está el radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y algunas veces se utiliza el ultra sonido. La prueba más comúnmente utilizada es el radiografiado, este puede ser total o por puntos.

Cuando practicamos el radiografiado por puntos, en recipientes a presión, se debe realizar por lo menos, una radiografía por cada 15 metros de soldadura; y la radiografía será de 15 centímetros como mínimo. Estas pruebas y procedimientos deben apegarse estrictamente a las recomendaciones hechas por el código ASME Sección IX "Welding Brazing Qualifications".

El material de aporte de la soldadura deberá ser compatible con el material base a soldar. Los electrodos más comúnmente utilizados para soldar recipientes a presión de acero al carbón, son el E6010 y el E7018. Cuando aplicamos soldadura en recipientes a presión de acero inoxidable, es necesario utilizar gas inerte y se recomienda pasivar las soldaduras con una solución a base de ácido nítrico y ácido clorhídrico.

Se deben evitar los cruces de dos o más cordones de soldadura. La distancia mínima entre dos cordones paralelos será de 5 veces el espesor de la placa, sin embargo, Cuando sea inevitable el cruce de dos cordones, el código ASME Sección VIII, División 1, nos recomienda radiografiar una distancia mínima de 102 milímetros a cada lado de la intersección.

Los patrones de aceptación para porosidades en soldaduras, determinadas radiográficamente, son aplicables a materiales ferríticos, austeníticos y no ferrosos. El área total de porosidad determinada en la película radiográfica, no deberá exceder de $38.7t \text{ mm}^2$ ($0.060t \text{ pulg}^2$) en cualquier longitud de soldadura de 152.4 mm (6 pulg.);

en donde “t” es el espesor de la soldadura, Si la longitud de soldadura es menor de 152.4 mm. el área total de porosidad se deberá reducir proporcionalmente.

Apéndice E

Temperatura de diseño

Según ASME sección VIII, división 1, subsección A parte UG-20 (3)

La temperatura de diseño no debe ser mayor que 650° F ni menor que -20° F.

Las temperaturas de operación ocasionales menores que -20° F son aceptables cuando sean debidas a temperaturas atmosféricas más bajas de la estación del año.

UG-20

(A) Máxima. Excepto como se requiere en la temperatura máxima utilizada en el diseño no deberá ser menor que la temperatura media (a través del espesor) esperada en las condiciones de operación para la parte considerada. Si es necesario, la temperatura del metal se deberá determinar por cálculo o por medición en un equipo en servicio a condiciones de operación equivalentes.

(B) Mínima. La temperatura mínima del metal utilizada en el diseño deberá ser la más baja esperada en el servicio, excepto cuando temperaturas más bajas son permitidas por las reglas de esta División (Véase UCS-66). La mínima temperatura media del metal se deberá determinar por los principios descritos en:

a) De arriba. La consideración más baja, trastornos operacionales, auto refrigeración, temperatura atmosférica, y todas las otras formas de enfriado (excepto como se permite en (f)(3) de abajo).

b) Las temperaturas de diseño puestas en lista, en exceso de las temperaturas máximas puestas en lista en las Tablas de Subsección C no son permitidas. Además,

la temperatura de diseño para recipientes sometidos a presión externa no deberá exceder de las temperaturas máximas dadas en las gráficas de presión externa.

c) El diseño de zonas con diferentes temperaturas de metal se puede basar en sus temperaturas determinadas.

e) Los métodos sugeridos para obtener la temperatura de operación de paredes de recipientes en servicio están dados en el Apéndice C.

d) La prueba de impacto según UG-84 no es obligatoria para materiales de recipientes a presión que satisfacen todo lo siguiente:

(1) El material se deberá limitar al N° P de I, Grado N° 1 o 2, y el espesor, como se define en UCS-66(a) no deberá exceder del que está dado en (a) o (b) de abajo:

a) 1/2 pulg para materiales puestos en lista en la Curva A de la Figura UCS-66:

b) 1 pulg para materiales puestos en la Curva B, C o D de la Figura UCS-66.

(2) El recipiente terminado deberá ser probado hidrostáticamente por UG-99(b), (c) o (k).

(3) La temperatura de diseño no debe ser mayor que 650° F ni menor que -20° F. Las temperaturas de operación ocasionales menores que -20° F son aceptables cuando sean debidas a temperaturas atmosféricas más bajas de la estación del año.

(4) Las cargas de choque térmico o mecánico no sean un requerimiento de diseño Indispensable.

(5) La carga cíclica no sea un requerimiento de diseño preponderante.

Apéndice F

Diámetro y longitud de la parte recta del recipiente se calcula según manual de recipientes a presión, diseño y cálculo. Eugene F. Megyesy.

El método utilizado fue tomado del manual de recipientes a presión, diseño y cálculo de Megyesy. Este método relaciona la longitud de la parte recta del cuerpo con el diámetro interno del cilindro, al utilizar este método se optimiza el material del elemento, pero este método tiene dos limitantes: la presión se considera limitada a 1000 Lb/pulg² y solo supone cabezas elipsoidales.

Apéndice G

Altura entre cordones de soldadura

Según ASME, sección VIII, división 1, subsección B parte UW-9 (d)

Se determina la altura entre cordones de soldadura, ya que, al conectar la estructura de soporte con el recipiente, debe de haber una separación entre los cordones de soldadura, basándose en la norma UW-9(d).

UW-9

Excepto cuando las juntas longitudinales son radiografiadas 4 pulg. A cada lado de cada intersección soldada circunferencial, los recipientes compuestos de 2 o más cursos tendrán los centros de las juntas longitudinales soldadas de cursos adyacentes escalonados o separados por una distancia de al menos 5 veces el espesor de la placa más gruesa.

Apéndice I

Espesor de pared de cuerpo

Según ASME, sección VIII, división 1, subsección A parte UG-27 (c)

UG-27

El espesor de envolventes sometidas a presión interna en función de las dimensiones exteriores no deberá ser menor que el calculado por las formulas siguientes. Además, se deberá hacer provisión para cualquiera de las otras cargas de la lista de UG-22, cuando tales cargas sean probables de presentarse.

Los símbolos definidos abajo se emplean en las fórmulas de este párrafo.

t = Espesor mínimo requerido de envolvente, pulg.

P = Presión interna de diseño, lb/pulg² (o presión de trabajo máxima permisible).

R = Radio interior del contorno de envolvente sometido a consideración, pulg.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible, lb/pulg² (véase tabla aplicable de valores de esfuerzo en la Subsección C, y las limitaciones de esfuerzo en UG-24).

E = Eficiencia de junta para, o la eficiencia de, la junta apropiada en envolventes cilíndricas o esféricas, o la eficiencia de ligamentos entre aberturas, cualquiera que sea menor.

Para recipientes soldados, utilice la eficiencia especificada en UW-12.

Para ligamentos entre aberturas, utilice la eficiencia calculada en UG-53.

Envolventes Cilíndricas. El espesor mínimo o la presión de trabajo máxima permisible deberá ser el espesor mayor o la presión menor que está dado por (1) o (2) de abajo.

1) Esfuerzo Circunferencial (Juntas Longitudinales). Cuando el espesor de pared excede de la mitad del radio interior, o P no excede de $0.385 SE$, se deberán aplicar las formulas siguientes:

$$t = \frac{PR}{SE+0.4P} \qquad P = \frac{SEts}{R-0.4ts}$$

2) Esfuerzo longitudinal (Juntas Circunferenciales). Para cabezas elipsoidales cuya relación del eje mayor al eje menor sea diferente de 2:1 véase el apéndice 1-4 © de las normas:

$$t = \frac{PD}{2SE+1.8P} \qquad P = \frac{2SEth}{D-1.8th}$$

Apéndice I

Cabezas (tapas)

Según ASME, sección VIII, división 1, subsección A parte UG-32 (d)

Se diseña una cabeza elipsoidal ya que el método que utilizamos para optimizar el diámetro externo y la longitud parte recta del cuerpo, supone cabezas elipsoidales para el diseño de la cabeza se hace referencia a la parte UG-32 (d) del código ASME sección VIII División I.

UG-32

El espesor requerido en el punto más delgado después de la formación de tapas elipsoidales, toriesféricas, hemisféricas, cónicas y toncónicas sometidas a presión en el lado cóncavo (tapas positivas) deberá ser calculado por las formulas apropiadas de este párrafo. Además, se deberá hacer provisión por cualquiera de las otras cargas dadas en UG-22.

El espesor de una tapa elipsoidal o toriesférica sin tirantes en ningún caso deberá ser menor que el espesor requerido de una tapa hemisférica sin costura dividido por la eficiencia de la junta de tapa a envolvente.

Los símbolos definidos abajo son empleados en las fórmulas de este párrafo:

t = Espesor mínimo requerido después de formación, pulg.

P = Presión interna de diseño lb/pulg² (o presión de trabajo máxima permisible para recipientes existentes).

D = Diámetro interior del faldón de la tapa; o longitud interior del eje mayor de una tapa elipsoidal; o diámetro interior de una tapa cónica en el punto en consideración, medio perpendicularmente al eje longitudinal.

Di = Diámetro interior de la parte cónica de una tapa toricónica en el punto de tangencia de la articulación, medido perpendicularmente a el eje del cono, pulg.

r = Radio interior de la articulación, pulg.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible que es dado en la Subsección C, lb/pulg²., excepto como es limitado en UG-24.

E = La eficiencia más baja de cualquier punto de la tapa; para tapas hemisféricas esto incluye la junta de tapa a envolvente; para recipientes soldados, use la eficiencia especificada en UW-12.

L = Radio interior esférico o de corona, pulg.

α = un medio del ángulo incluido (ápice) del cono en la línea de centro de la cabeza

Cabezas Elipsoidales con dimensiones interiores. El espesor requerido de una cabeza capsular de forma semielipsoidal, cuya mitad de eje menor (profundidad interior de la cabeza menos el faldón) es igual a un cuarto del diámetro interior del faldón de la cabeza, deberá ser determinado por:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \qquad P = \frac{2SEth}{D + 0.2th}$$

Apéndice J

J-1

Un recipiente soportado en una posición vertical u horizontal tendrá cargas concentradas impuestas sobre la envolvente en la región donde los soportes están fijados. Los esfuerzos primarios y secundarios por causa de otras cargas, tales como el peso del agua presentes para prueba hidrostática, pueden exceder a aquel que resulta por la presión interna normal.

Los cálculos para resistir las fuerzas involucradas no se dan aquí porque comprenden tantas variables que dependen del tamaño y del peso de los recipientes, la temperatura de servicio, la disposición de la estructura de soporte y de la tubería fijada al recipiente al ser instalado.

J-2

Los detalles de soportes deberán conformar con la práctica estructural adecuada, considerando los artículos siguientes (vea la última edición del Manual para Construcción de Acero del Instituto Americano de Construcción de Acero - Instituto Americano de Construcción en Acero)

- (a) Todos los soportes se deben proyectar para evitar esfuerzos excesivos localizados que resultan por cambios de temperatura en el recipiente o deformaciones producidas por la presión interna.

Una placa de pared más gruesa en el soporte puede servir para reducir esfuerzos secundarios y, si se desea, un anillo completo de placa de pared más gruesa puede ser instalado.

Cuando las placas de pared más gruesas no parecen apropiadas, se puede usar una placa de refuerzo ovalada o circular.

Las fijaciones de tales placas de refuerzo se deberán proyectar para reducir al mínimo la flexión de la placa sujeta a fuerzas normales a la superficie del recipiente.

Apéndice K

Cargas

Según ASME sección VIII mv. 1, subsección A parte UG-22

Los esfuerzos inducidos por las cargas (presión. peso del recipiente. reacciones por viento y sismo), deben investigarse en conjunto para establecer cuáles de ellos son los que gobiernan.

UG-22

Las cargas que se van a considerar al proyectar un recipiente deberán incluir aquellas a causa de:

- (a) Presión de diseño interna o externa (que se define en UG-21).
- (b) Peso del recipiente y su contenido normal sometido a las condiciones de operación o de prueba (esto incluye presión adicional que resulta por carga estática de líquidos);
- (c) Reacciones estáticas adicionales por peso de equipo unido, tal como motores, maquinaria, otros recipientes. tubería, forros y aislamiento;
- (d) La unión de:
 - (1) partes internas (Véase el apéndice D);
 - (2) soportes de recipiente, tales como orejas, anillos, faldones, silletas y patas.

- (e) Reacciones cíclicas y dinámicas como resultado de variaciones térmicas o de presión, o por equipo montado o por un recipiente, y cargas mecánicas;
- (f) Reacciones de viento, nieve y sísmicas, donde se requiera;
- (g) Reacciones de impacto tales como aquellas que resultan por choque de fluido;
- (h) Gradientes de temperatura y expansión térmica diferencial.

ANEXO 1

FORMULARIO DE LOS CÁLCULOS DEL RECIPIENTE SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA Y EXTERNA.

- Cálculo del espesor del cuerpo en función de dimensiones interiores disponibles y sus presiones máximas, para el esfuerzo longitudinal

$$t = \frac{PR}{2SE+0.4P} + C \quad \text{Ec. 2.1} \quad (\text{UG-27}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del espesor de la cabeza en función de dimensiones interiores disponibles y sus presiones máximas, para el esfuerzo circunferencial

$$t = \frac{P(R+C)}{SE-0.6P} + C \quad \text{Ec. 2.2} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo de la profundidad de la cabeza en función de diámetro interior

$$H = \frac{Di}{4} \quad \text{Ec. 2.3} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del espesor de las cabezas cuando los espesores sean entre 1 y 2 pulgadas para presión interior

$$t = \frac{P(D+2C)}{2SE-0.2P} + C \quad \text{Ec. 2.4} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del espesor de las cabezas cuando los espesores sean entre 1 y 2 pulgadas para presión exterior

$$t = \frac{P(R+2C)}{SE-0.6P} + C \quad \text{Ec. 2.5} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Módulo de Young

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{FL}{\delta A} \quad \text{Ec. 2.6} \quad (\text{UG-23}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Módulo de corte o modulo cizalla

$$\delta = \frac{\Delta x}{L} \quad \text{Ec. 2.7} \quad (\text{UG-23}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del tamaño óptimo del recipiente sometido a presión interna y la relación F

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad \text{Ec. 4.1} \quad (\text{UG-23}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$F = \frac{Pope}{CSE} \quad \text{Ec. 4.2} \quad (\text{UG-23}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del espesor del cuerpo t_1 y cabezas t_c en función de dimensiones exteriores disponibles y sus presiones máximas.

$$t_{1longitu} = \frac{PoR}{2SE+0.4Po} \quad \text{Ec. 4.3} \quad (\text{UG-27}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$t_{1circunfe} = \frac{PoR}{SE-0.6Po} \quad \text{Ec. 4.4} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$t_{Ccircunfe} = \frac{PoD}{2SE+1.8Po} \quad \text{Ec. 4.5} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$P_{max_cuerpo} = \frac{SEts}{R-0.4ts} \quad \text{Ec. 4.6} \quad (\text{UG-27}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$P_{max_tapas} = \frac{2SEth}{D-1.8th} \quad \text{Ec. 4.7} \quad (\text{UG-32}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo por presión externa.

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad \text{Ec. 4.8} \quad (\text{UG-28}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$\frac{L}{D_o} \quad \text{Ec. 4.9} \quad (\text{UG-28}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$\frac{D_o}{t} \quad \text{Ec. 4.10} \quad (\text{UG-28}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del volumen y el peso total del recipiente sometido a presión

$$Vt = Vc + 2V_{TAPAS} \quad \text{Ec. 4.11} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

$$V_c = \pi R^2 L \quad \text{Ec. 4.12} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

$$W_r = W_{REC} + W_{H2O} \quad \text{Ec. 4.13} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

$$W_{REC} = W_{REC} + W_{TAPAS} \quad \text{Ec. 4.14} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

$$W_c = \pi D L t \quad \text{Ec. 4.15} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

$$W_{H2O} = V_T \quad H2O \quad \text{Ec. 4.16} \quad (\text{UG-22}) \text{ Albert G Mejia Rdz. IPN}$$

- Cálculo de los esfuerzos longitudinales por flexión en las silletas y en la mitad del claro y la distancia de las silletas

$$S_1 = \pm \frac{QA \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{K_1 R^2 t_s} \quad \text{Ec. 4.17 (UG-29) Eugene F. Megyesy}$$

$$S_{12} = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left[\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{\pi R^2 t_s} \quad \text{Ec. 4.18 (UG-29) Eugene F. Megyesy}$$

$$Q = \frac{W_r}{2} \quad \text{Ec. 4.19} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$A = 0.5 \frac{D}{2} \quad \text{Ec. 4.20} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_{PI} = \frac{PR}{2t_s} \quad \text{Ec. 4.21} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_1 \leq \frac{E_1}{29} \left(\frac{t}{R} \right) \left[2 - \left(\frac{2}{3} \right) (100) \left(\frac{t}{R} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.22} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo de los esfuerzos cortantes y tangenciales

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s} \quad \text{Ec. 4.23} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h} \quad \text{Ec. 4.24} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad \text{Ec. 4.25} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$A \leq \frac{R}{2} \quad \text{Ec. 4.26} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

- Cálculo del esfuerzo circunferencial en silletas

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad \text{Ec. 4.27} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_3 + S_{PI} \quad \text{Ec. 4.28} \quad (\text{UG-27}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$L < 8R \quad \text{Ec. 4.29} \quad (\text{UG-27}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6QR}{L t_s^2} \quad \text{Ec.4.30} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

$$S_5 = -\frac{K_7 Q}{t_s(b+1.56\sqrt{Rt_s})} \quad \text{Ec. 4.31} \quad (\text{UG-29}) \text{ Eugene F. Megyesy}$$

DIMENSIONES DE LOS CÁLCULOS Y RESULTADOS DEL RECIPIENTE SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA Y EXTERNA.

- Dimensiones del recipiente sometido a presión interna material SA-285 C

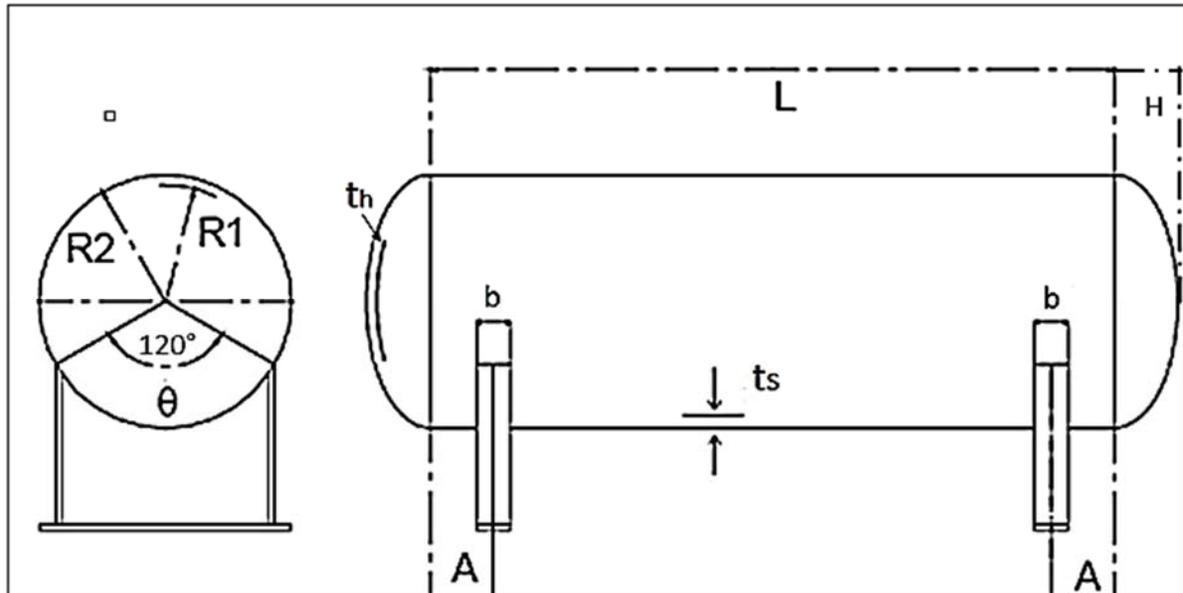


Imagen 4.34. Dimensiones del tanque sometido a presión interna.

R1 = Radio interior.....	= 8.725 pulg.
R2 = Radio exterior.....	= 9 pulg.
θ = Angulo de contacto.....	= 120°
A = Distancia optima de silletas.....	= 4.5 pulg.
b = Ancho de la silleta.....	= 5 pulg.
H = Profundidad de tapa.....	= 2 pulg.
L = Longitud tangencial.....	= 36 pulg.
th = Espesor de tapa.....	= 0.375 pulg
ts = Espesor de cuerpo.....	= 0.375 pulg.
Longitud Total del Recipiente (L+ 2H).	= 40 Pulg

- Datos y Resultados de los cálculos material del recipiente SA-285 C

Po = Presión de Operación.....	= 150 Psi
C = Margen de Corrosión.....	= 0.125 pulg
S = Esfuerzo del Material.....	= 13800 psi
E1 = Modulo de Elasticidad.....	= 27300000 psi.
E= Eficiencia de la Soldadura.....	= 85 %
V = Volumen del Recipiente.....	= 6 pies = 10178 pulg ³
P _{max} = Presión máxima de diseño.....	= 300 psi
t _s = Espesor del cuerpo con margen de corrosión.....	= 0.240 pulg.
t _s = Espesor propuesto para el diseño.....	= 0.375 pulg
t _h = Espesor de las cabezas con corrosión.....	= 0.238 pulg.
t _h = Espesor de las cabezas propuesto para el diseño.....	= 0.375 pulg
P _{max_cuerpo} = Presión máx. que soporta el cuerpo con 0.375....	= 497 psi.
P _{max_cabezas} = Presión máx. que soporta la cabeza con 0.375..	= 507 psi.
P _a = Presión externa máxima de trabajo.....	= 319.4 psi.
V _c = Volumen del cuerpo.....	= 9169.9 pulg ³
V _t = Volumen de las tapas.....	= 691.2 pulg ³
V _{total} = Volumen total del Recipiente.....	= 10543 pulg ³ .
W _c = Peso de la envolvente.....	= 216.29 lb.
W _{rec} = Peso del recipiente vacío.....	= 338.3 lb.
W _{agua} = Peso del agua en el interior.....	= 379.53 lb.
W _{total} = Peso Total del recipiente lleno de agua.....	= 717.81 lb.
Θ = Angulo de contacto de las silletas.....	= 120 grados.
Q = Carga en las silletas.....	= 358.9 lb
S _{PI} = Esfuerzo por presión interna.....	= 1800 psi.
S ₁ = Esfuerzo longitudinal por flexión en silletas.....	= +/- 5.69 psi.
S ₂ = Esfuerzo cortante tangencial con margen de corrosión...	= 93.57 psi.
S ₂ = Esfuerzo cortante tangencial sin margen de corrosión....	= 307 psi.
S ₃ = Esfuerzo cortante tangencial adicional en las cabezas....	= 140.29 psi.
S ₄ = Esfuerzo circunferencial en el cuerno de la silleta.....	= -129.58 psi.
S ₅ = Esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo....	= -92.49 psi.

ANEXO 2

FORMULAS, GRAFICAS, TABLAS, DESCRIPCIONES UTILIZADAS
MANUAL RESIPIENTES A PRESION Eugene F. Magyesy

MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN

Diseño y cálculo

Eugene F. Magyesy

Prefacio de Paul Buthod

Maestro de Ingeniería Química de la Universidad de Tulsa

Versión española:

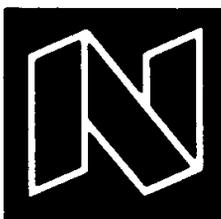
RAFAEL GARCÍA DÍAZ
Ingeniero en Minas de la Universidad de
Guanajuato, México.

Revisión:

RUBÉN ÁVILA ESPINOZA
Ingeniero Mecánico Electricista y catedrático titular de
Procesos de Manufactura de la Facultad de Ingeniería
de la Universidad Nacional Autónoma de México.



LIMUSA



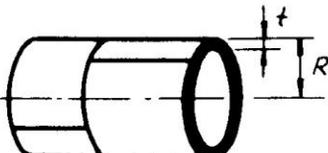
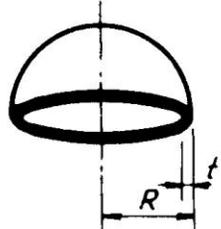
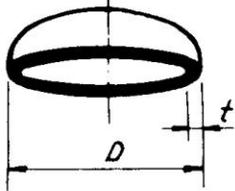
GRUPO NORIEGA EDITORES

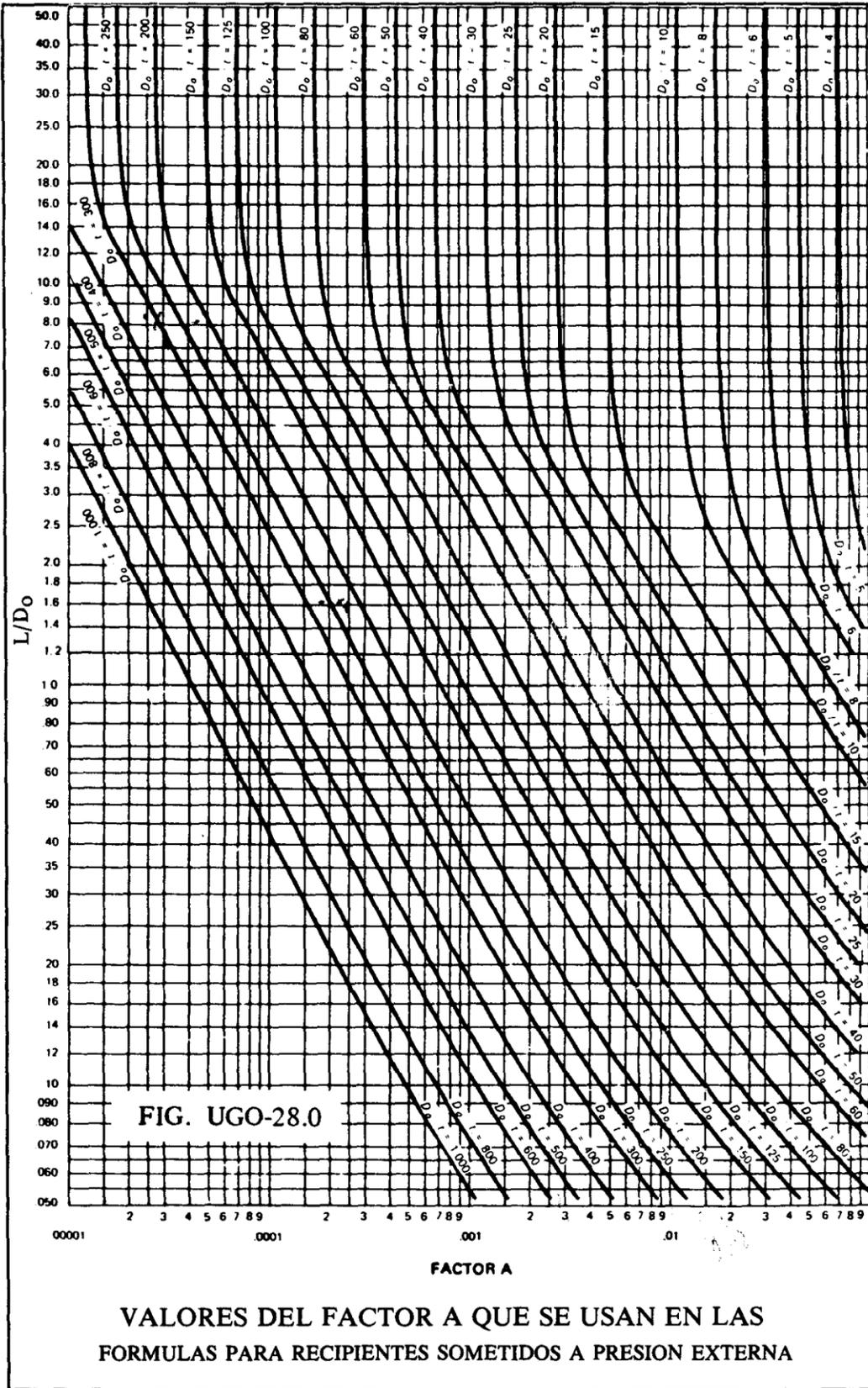
México • España • Venezuela • Argentina
Colombia • Puerto Rico

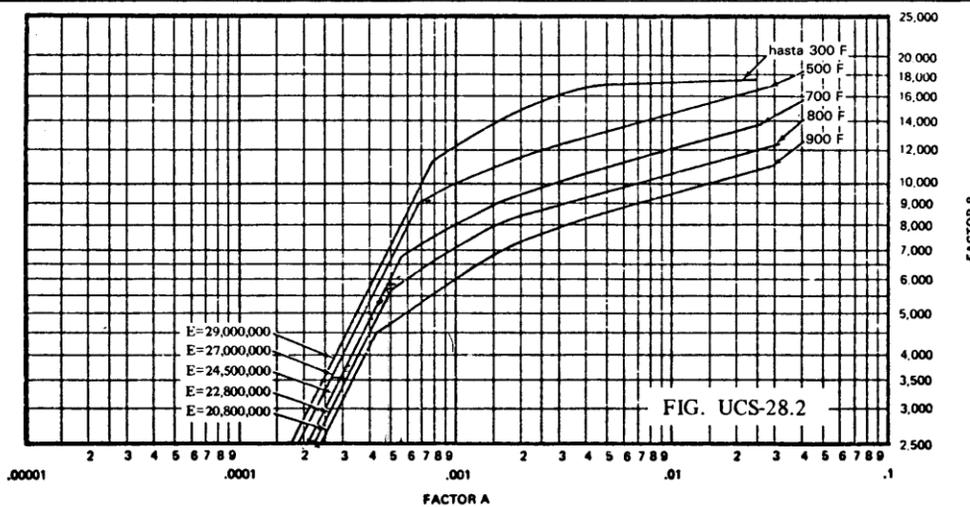
PRESION INTERNA

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

P = Presión de diseño o presión máxima permitida de trabajo, lb/pulg²
S = Valor de esfuerzo del material, lb/pulg², página 159
E = Eficiencia de la junta, página 142
R = Radio exterior, pulgadas
D = Diámetro exterior, pulgadas
t = Espesor de pared, pulgadas
C.A. = Margen por corrosión, pulgadas

<p>A</p> 	<p style="text-align: center;">CASCO CILINDRICO (COSTURA LONG.)¹</p> <table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$ </td> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $P = \frac{SEt}{R - 0.4t}$ </td> </tr> </table> <ol style="list-style-type: none"> 1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver la página 7. 2. Cuando el espesor de pared excede de la mitad del radio interior o P excede de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice de las normas, 1-2. 	$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$	$P = \frac{SEt}{R - 0.4t}$
$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$	$P = \frac{SEt}{R - 0.4t}$		
<p>B</p> 	<p style="text-align: center;">ESFERA Y CABEZA HEMISFERICA</p> <table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $t = \frac{PR}{2SE + 0.8P}$ </td> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $P = \frac{2SEt}{R - 0.8t}$ </td> </tr> </table> <ol style="list-style-type: none"> 1. Para cabezas sin brida recta, use la eficiencia de la junta de la cabeza al casco si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza. 2. Cuando el espesor de pared exceda de 0.356 R, o P exceda de 0.665 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice de las normas, 1-3. 	$t = \frac{PR}{2SE + 0.8P}$	$P = \frac{2SEt}{R - 0.8t}$
$t = \frac{PR}{2SE + 0.8P}$	$P = \frac{2SEt}{R - 0.8t}$		
<p>C</p> 	<p style="text-align: center;">CABEZA ELIPSOIDAL 2:1</p> <table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$ </td> <td style="width: 50%; border: none; padding: 5px;"> $P = \frac{2SEt}{D - 1.8t}$ </td> </tr> </table> <ol style="list-style-type: none"> 1. Para cabezas elipsoidales en las que la relación del eje mayor al menor sea diferente de 2:1, véase el Apéndice de las normas 1-4(c). 	$t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$	$P = \frac{2SEt}{D - 1.8t}$
$t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$	$P = \frac{2SEt}{D - 1.8t}$		





NOTA: En los casos en que el valor de A caiga a la derecha del extremo de la línea de temperatura, supóngase una intersección con la prolongación horizontal del extremo superior de la línea de temperatura.

VALORES DEL FACTOR B

QUE SE EMPLEAN EN LAS FORMULAS PARA RECIPIENTES SUJETOS A PRESION EXTERNA

Los valores de esta gráfica son aplicables cuando el recipiente está fabricado de acero al carbono y la resistencia a la fluencia especificada es de 30 000 lb/pulg² o mayor. A esta categoría pertenecen los materiales siguientes de uso más frecuente:

- | | | | | | |
|----------|--------|--------------------|---------|----------|----------------------|
| SA-283 C | SA-515 | } Todos los grados | SA-53-B | Tipo 405 | } Aceros inoxidables |
| SA-285 C | SA-516 | | SA-106B | Tipo 410 | |

UBICACION DE LAS SILLETAS

Desde los puntos de vista estático y económico, se prefiere el uso de dos siletas únicamente a diferencia del sistema de varios soportes, y esto es válido aun cuando sea necesario usar anillos atiesadores. La ubicación de las siletas la determina a veces la situación de aberturas, resu- mideros, etc., en el fondo del recipiente. Si no es tal el caso, las siletas pueden situarse en los puntos estáticamente óptimos. Los recipientes de pared delgada y diámetro grande se sopor- tan mejor cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesador de las mismas. Respecto a los recipientes largos de pared gruesa, se aconseja soportarlos en donde el esfuerzo flexionante máximo longitudinal sobre las siletas sea casi igual al esfuerzo sobre la mitad del claro. Este punto varía con el ángulo de contacto de las siletas. La distancia entre la línea tangente a la cabeza y la silleta, en ningún caso debe ser mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente, (L).

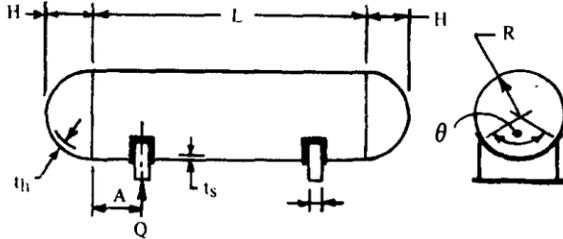
Angulo de contacto θ

El ángulo de contacto mínimo sugerido por el Código ASME es de 120° , excepto para reci- pientes muy pequeños. (Apéndice al Código G-6) Para cilindros sin atiesamiento sujetos a pre- sión externa, el ángulo de contacto está limitado a 120° por las normas ASME. (UG-29).

Los recipientes soportados por siletas están sujetos a:

1. Esfuerzo flexionante longitudinal
2. Esfuerzo cortante tangencial
3. Esfuerzo circunferencial

ESFUERZOS EN RECIPIENTES CON DOS SILLETAS



NOTACION:
 Todas las dimensiones en pulgadas
 Q = Carga sobre una silleta, lb
 R = Radio del casco
 S = Esfuerzo, lb/pulg²
 t = Espesor de pared del casco
 t_s = Espesor de pared de las cabezas (sin margen por corrosión)
 K = Constante, ver página 88
 θ = Angulo de contacto de la silleta, grados

Esfuerzo	Condiciones	El esf. máx. se presenta	FORMULAS	Esfuerzo máximo permitido
FLEXION LONGITUDINAL	CASCO ATIESADO POR CABEZAS O ANILLOS O CASCO SIN ATIESAR	EN LAS SILLETAS (Tensión en parte sup., compresión en la inf.)	$S_1 = \pm \frac{QA \left(\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$ *Ver nota en la página 87	A la tensión, la suma de S ₁ y el esfuerzo debido a la presión interna, (PR/2t), no debe ser mayor que el esfuerzo permitido del material del casco multiplicado por la eficiencia de la costura circunferencial.
		EN LA MITAD DEL CLARO (Tensión en parte inf., compresión en la sup.)	$S_1 = \pm \frac{QL \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$	A compresión, el esfuerzo debido a la presión interna menos S ₁ , no debe ser mayor que la mitad del punto de fluencia a compresión del material o que el valor dado por: $S_1 \approx \left(\frac{E}{29} \right) (t/R) [2 - (2/3)(100)(t/R)]$
ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL	Silletas a una dist. de la cabeza A > R/2, Ver Nota	EN EL CASCO	$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4/3 H} \right)$	S ₂ no debe exceder en más de 0.8 veces el esfuerzo permitido del material del recipiente.
		EN EL CASCO	$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4/3 H} \right)$	
	Silletas próximas a la cabeza A ≤ R/2	EN EL CASCO	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$	S ₃ más el esfuerzo debido a la presión interna no debe exceder en más de 1.25 veces el esfuerzo a tensión permitido para el material de la cabeza. NOTA: Aplique la fórmula con el factor K ₂ si no se usa anillo o si los anillos están cercanos a la silleta. Aplique la fórmula con el factor K ₃ si se usa un anillo en el plano de la silleta.
		EN LA CABEZA	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}$	
		ESFUERZO ADICIONAL EN LA CABEZA	$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h}$	
CIRCUNFERENCIAL	Atiesado o sin atiesar	L ≥ 8R	$S_4 = \frac{Q}{4 t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})} - \frac{3 K_6 Q}{2 t_s^2}$	S ₄ no debe ser mayor de 1.50 veces el valor de esfuerzo a la tensión permitido del material del casco. S ₅ no debe ser mayor de 0.5 veces el punto de fluencia a compresión del material del casco.
		L < 8R	$S_4 = \frac{Q}{4 t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})} - \frac{12 K_6 Q R}{L t_s^2}$	
	SIN ATIESAR	EN LA PARTE INF. DE LA SILLETA	$S_5 = \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})}$	

ESFUERZOS EN RECIPIENTES CON DOS SILLETAS	
ESFUERZO	<p>NOTAS:</p> <p>Los valores positivos indican esfuerzos de tensión y los negativos de compresión.</p> <p>E = Módulo de elasticidad del material del casco o del anillo de atiesamiento, lb/pulg².</p>
FLEXION LONGITUDINAL	<p>El esfuerzo flexionante máximo S_1 puede ser de tensión o de compresión. Al calcular el esfuerzo de tensión, en la fórmula para S_1 deben usarse los valores de K_1 para el factor K. Al calcular el esfuerzo de compresión, en la fórmula para S_1 deben usarse los valores de K_2 para el factor K.</p> <p>Cuando el casco tiene atiesadores, $K = 3.14$ en la fórmula para S_1.</p> <p>El esfuerzo de compresión no es factor de importancia en un recipiente de acero en el que $t/R \geq 0.005$, y el recipiente se diseña para soportar el máximo esfuerzo por presión interna.</p> <p>Usar anillo atiesador si el esfuerzo S_1 es mayor que el esfuerzo máximo permitido.</p>
ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL	<p>Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas para S_2 puede tomarse el espesor t, como la suma de los espesores del casco y de la placa de desgaste, siempre que ésta llegue $R/10$ pulgadas arriba del cuerno de la silleta cerca de la cabeza y se extienda entre la silleta y un anillo atiesador adyacente.</p> <p>En un casco no atiesado el esfuerzo cortante máximo ocurre en el cuerno de la silleta. Cuando se aprovecha la rigidez de la cabeza para situar las silletas cerca de las cabezas, el esfuerzo cortante tangencial puede originar un esfuerzo adicional (S_3) en las cabezas. Este esfuerzo debe sumarse al esfuerzo que obra en las cabezas debido a la presión interna.</p> <p>Cuando se usan anillos atiesadores, el esfuerzo cortante máximo ocurre en el ecuador.</p>
CIRCUNFERENCIAL	<p>Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas para S_4 puede tomarse el espesor t, como la suma del espesor del casco y el de la placa de desgaste, y para t^2 puede tomarse el espesor del casco elevado al cuadrado más el espesor de la placa de desgaste elevado al cuadrado, siempre que la placa de desgaste se extienda $R/10$ pulgadas arriba del cuerno de la silleta, y que $A \leq R/2$. El esfuerzo circunferencial combinado sobre el borde superior de la placa de desgaste debe verificarse.</p> <p>Al verificar en este punto: t = espesor del casco b = ancho de la silleta θ = ángulo central de la placa de desgaste, pero no mayor que el ángulo abarcado por la silleta más 12°.</p> <p>Si se usa placa de desgaste, en las fórmulas para S_5 puede tomarse el espesor t, como la suma del espesor del casco y el de la placa de desgaste, siempre que el ancho de la placa de desgaste sea por lo menos igual a $b + 1.56 \sqrt{Rt}$.</p> <p>Si el casco no está atiesado, el esfuerzo máximo ocurre en el cuerno de la silleta. Este esfuerzo no debe sumarse al esfuerzo por presión interna.</p> <p>En un casco atiesado la máxima compresión de anillo ocurre en la parte inferior del casco. Utilice un anillo atiesador si el esfuerzo flexionante circunferencial es mayor que el esfuerzo máximo permitido.</p>

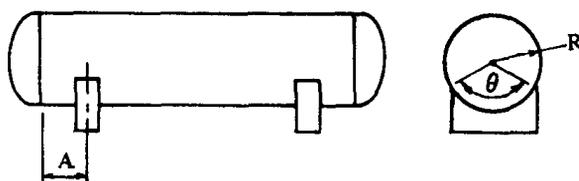
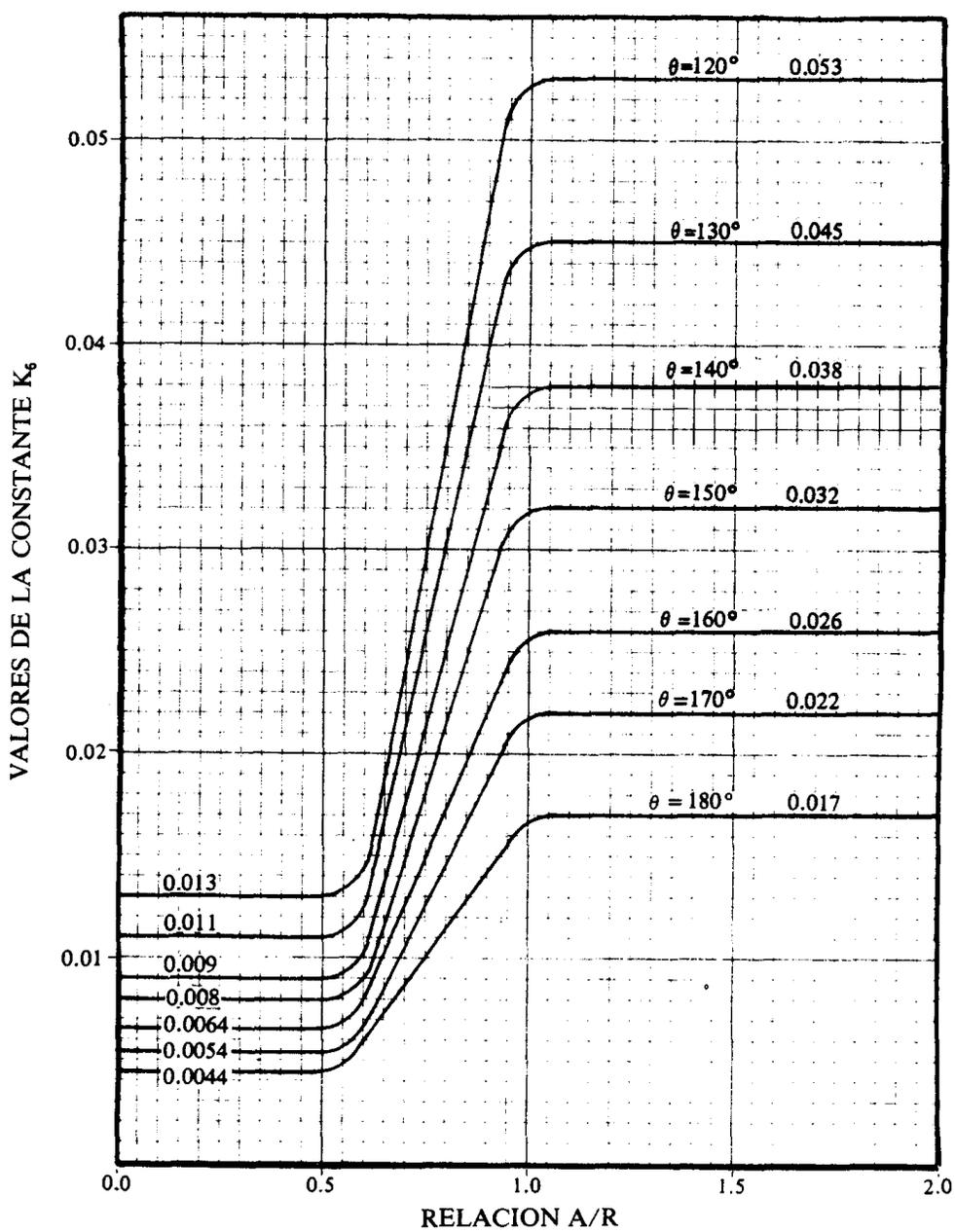
ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES APOYADOS EN DOS SILLETAS

VALORES DE LA CONSTANTE K
(Para valores intermedios es necesario interpolar)

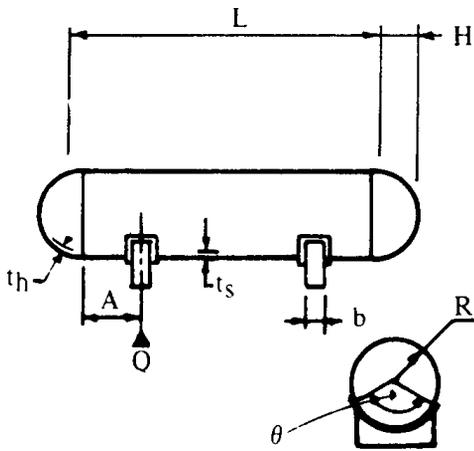
*K₁ = 3.14 si el casco está atiesado por anillo o cabecera (A < R/2)

ANGULO DE CONTACTO θ	K ₁ *	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327		0.697	0.780
142	0.455	0.879	Para	0.569	0.320	Ver la	0.692	0.796
144	0.467	0.858	cual-	0.547	0.314	gráfica	0.687	0.813
146	0.480	0.837	quier	0.526	0.308	de la	0.682	0.831
148	0.492	0.818	ángulo	0.505	0.301	página	0.678	0.853
150	0.505	0.799	de con-	0.485	0.295	89	0.673	0.876
152	0.518	0.781	tacto	0.466	0.289		0.669	0.894
154	0.531	0.763	θ	0.448	0.283		0.665	0.913
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013
166	0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033
168	0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054
170	0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116
176	0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158
180	0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183

ESFUERZOS EN GRANDES RECIPIENTES HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS SILLETAS.
VALORES DE LA CONSTANTE K_6



**ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES GRANDES APOYADOS EN DOS SILLETAS
EJEMPLOS DE CALCULO**



Datos de diseño

A = 48 pulg, distancia de la línea de tangencia de la cabeza al centro de la silleta
 b = 24 pulg, ancho de la silleta
 H = 21 pulg, profundidad de la concavidad de la cabeza
 L = 960 pulg, longitud del recipiente, tangente a tangente
 P = 250 lb/pulg², presión interna de diseño
 Q = 300,000 lb, carga sobre una silleta
 R = 60 pulg, radio exterior del casco
 t_s = 1.00 pulg, espesor del casco
 θ = 120 grados, ángulo de contacto
 Material del casco: placa SA 515-70
 Valor de esfuerzo permitido: 17,500 lb/pulg²
 Punto de cedencia: 38,000 lb/pulg²
 Eficiencia de junta: 0.85

ESFUERZO FLEXIONANTE LONGITUDINAL (S_l)

Esfuerzo en las silletas

$$S_1 = \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s} = \frac{300,000 \times 48 \left(1 - \frac{1 - \frac{48}{960} + \frac{60^2 - 21^2}{2 \times 48 \times 960}}{1 + \frac{4 \times 21}{3 \times 960}} \right)}{0.335 \times 60^2 \times 1} = 522 \text{ lb/pulg}^2$$

Esfuerzo a la mitad del claro

$$S_1 = \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi R^2 t_s} = \frac{\frac{300,000 \times 960}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{60^2 - 21^2}{960^2}}{1 + \frac{4 \times 21}{3 \times 960}} - \frac{4 \times 48}{960} \right)}{3.14 \times 60^2 \times 1} = 4959 \text{ lb/pulg}^2$$

Esfuerzo debido a la presión interna: $\frac{PR}{2t_s} = \frac{250 \times 60}{2 \times 1} = 7500 \text{ lb/pulg}^2$

Suma de los esfuerzos de tensión: 4959 + 7500 = 12,549 lb/pulg²

La suma no es mayor que el valor del esfuerzo en la costura circunferencial: 17,500 × 0.85 = 14,875 lb/pulg²

El esfuerzo de compresión no es factor, en vista de que t/R > 0.005; 1/60 = 0.017

ESPESOR REQUERIDO DE PARED PARA TUBERIA SUJETA A PRESION INTERNA

El espesor requerido de pared para tuberías, que aparece tabulado en las páginas que siguen, está calculado con la fórmula siguiente:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad , \text{ en la cual}$$

t = espesor de pared mínimo requerido en el tubo, pulg

P = presión interna, lb/pulg² man.

S = 15 000 lb/pulg² man., valor de esfuerzo de los materiales de uso más común para tubería. A 53 B y A 106 B a temperaturas de -20 a 650°F.

E = Eficiencia de la junta del tubo sin costura

R = radio interior de la tubería, pulg

Para el diámetro interior del tubo se indican cifras redondeadas. Mediante interpretación puede determinarse el espesor requerido con exactitud satisfactoria.

Los espesores dados en las tablas no incluyen margen por corrosión.

Para determinar el espesor de pared de tubo requerido en sistemas de tuberías se aplicarán las distintas normas para tuberías.

Al seleccionar la tubería, deberá tomarse en consideración una tolerancia del 12.5 % en el espesor de pared. El espesor mínimo del tubo es igual al espesor nominal multiplicado por .875.

ESPEJOR REQUERIDO DE PARED POR PRESION INTERNA PARA TUBERIAS										
D.I. NOMI- NAL	PRESION MANOMETRICA, LB/PULG ²									
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
1	0.002	0.003	0.005	0.007	0.008	0.010	0.012	0.014	0.015	0.017
2	0.003	0.007	0.010	0.013	0.017	0.020	0.024	0.027	0.031	0.034
3	0.005	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.035	0.041	0.046	0.051
4	0.007	0.013	0.020	0.027	0.034	0.040	0.048	0.054	0.061	0.068
5	0.008	0.017	0.025	0.034	0.042	0.051	0.059	0.068	0.076	0.085
6	0.010	0.020	0.030	0.040	0.051	0.061	0.071	0.081	0.092	0.102
7	0.012	0.023	0.035	0.047	0.059	0.071	0.083	0.095	0.107	0.119
8	0.013	0.027	0.040	0.054	0.067	0.081	0.095	0.108	0.122	0.136
9	0.015	0.030	0.045	0.060	0.076	0.091	0.106	0.122	0.137	0.153
10	0.017	0.033	0.050	0.067	0.084	0.101	0.118	0.136	0.153	0.170
11	0.018	0.037	0.055	0.074	0.093	0.111	0.130	0.149	0.168	0.187
12	0.020	0.040	0.060	0.081	0.101	0.121	0.142	0.163	0.183	0.204
13	0.022	0.044	0.065	0.087	0.109	0.132	0.154	0.176	0.198	0.221
14	0.023	0.047	0.070	0.094	0.118	0.142	0.166	0.190	0.214	0.238
15	0.025	0.050	0.075	0.101	0.126	0.152	0.177	0.203	0.229	0.255
16	0.027	0.054	0.080	0.108	0.135	0.162	0.189	0.217	0.244	0.272
17	0.028	0.057	0.086	0.114	0.143	0.172	0.201	0.230	0.260	0.289
18	0.030	0.060	0.091	0.121	0.152	0.182	0.213	0.244	0.275	0.306
19	0.032	0.064	0.096	0.128	0.160	0.192	0.225	0.257	0.290	0.323
20	0.033	0.067	0.101	0.134	0.168	0.202	0.237	0.271	0.305	0.340
21	0.035	0.070	0.107	0.141	0.177	0.213	0.248	0.285	0.321	0.357
22	0.037	0.074	0.111	0.148	0.185	0.223	0.260	0.298	0.336	0.374
23	0.038	0.077	0.116	0.155	0.194	0.233	0.272	0.312	0.351	0.391
24	0.040	0.080	0.121	0.161	0.202	0.243	0.284	0.325	0.367	0.408
25	0.042	0.084	0.126	0.168	0.210	0.253	0.296	0.339	0.382	0.425
26	0.044	0.087	0.131	0.175	0.219	0.263	0.308	0.352	0.397	0.442
27	0.045	0.090	0.136	0.181	0.227	0.273	0.319	0.366	0.412	0.459
28	0.047	0.094	0.141	0.188	0.236	0.283	0.331	0.379	0.428	0.476
29	0.048	0.097	0.146	0.195	0.244	0.294	0.343	0.393	0.443	0.493
30	0.050	0.100	0.151	0.202	0.253	0.304	0.355	0.407	0.458	0.510

TAMAÑO OPTIMO DEL RECIPIENTE*

Para construir un recipiente de cierta capacidad con el mínimo de material, debe determinarse la relación correcta de la longitud al diámetro.

La relación óptima de la longitud al diámetro puede hallarse mediante el procedimiento siguiente: (La presión se considera limitada a 1000 lb/pulg² y se suponen cabezas elipsoidales)

$$F = \frac{P}{CSE}, \text{ en donde}$$

P = Presión de diseño, lb/pulg²
 C = Margen por corrosión, pulg
 S = Valor de esfuerzo del material, lb/pulg²
 E = Eficiencia de la junta

Entrar a la gráfica de la página opuesta, a la izquierda con la capacidad deseada del recipiente. Recorrer horizontalmente hasta la línea que representa el valor de F . A partir de la intersección, avanzar verticalmente y lea el valor de D .

$$\text{Longitud del recipiente} = \frac{4V}{\pi D^2}, \text{ en donde } V = \text{Volumen del recipiente, pies}^3$$

D = Diám. interior del recipiente, pies

EJEMPLO

Datos de diseño:

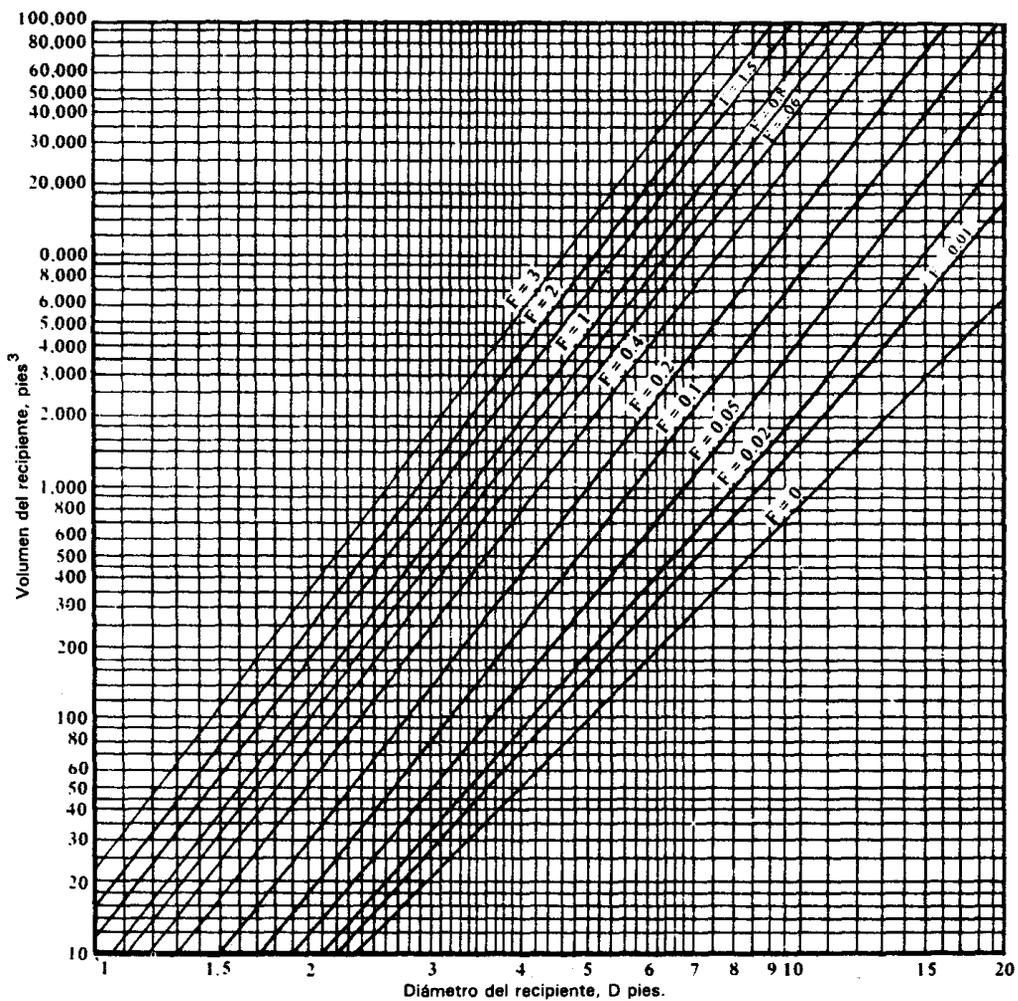
$P = 100$ lb/pulg², $V = 1000$ pies³, $S = 16\,000$ lb/pulg², $E = 0.80$, $C = 0.0625$ pulg
 Hallar el diámetro y la longitud óptimos.

$$F = \frac{100}{0.0625 \times 16\,000 \times 0.8} = 0.125 \text{ pulg}^{-1}$$

De la gráfica, $D = 5.6$ pies, es decir, 5 pies 6 pulgadas.

$$\text{Longitud} = \frac{4 \times 1\,000}{3.14 \times 5.6^2} = 42.1, \text{ es decir, 42 pies 1 pulg.}$$

* TOMADO DE: "Nomographs Gives Optimum Vessel Size," por K. Abakians, publicado originalmente en HYDRO-CARBON PROCESSING, Copyright por Gulf Publishing Company, Houston. Material usado con autorización.



GRAFICA PARA DETERMINAR EL TAMAÑO OPTIMO DEL RECIPIENTE

(Ver página opuesta para la explicación)

CABEZAS

Para recipientes de diámetros pequeño y mediano, las cabezas elipsoidales son las más usadas, mientras que los de gran diámetro se fabrican generalmente con cabezas hemisféricas o bridas y abombadas.

Las cabezas pueden ser sin costura o soldadas.

BRIDA RECTA

Las cabezas troqueladas soldadas al casco a tope no necesitan llevar brida recta cuando *la cabeza no es de mayor espesor que el casco*, de acuerdo con el Código, párrafos UG-32 y 33, pero en la práctica, todas las cabezas, excepto las hemisféricas, se usan con bridas rectas. Longitud usual de las bridas rectas: 2 pulgadas para las elipsoidales, 1½ pulgadas para las bridas y abombadas y 0 pulgadas para las cabezas hemisféricas.

Las cabezas troqueladas *de mayor espesor que el casco* y soldadas a tope a éste, tendrán brida recta. Ver la página 147 para la longitud mínima requerida de la brida recta.

DIMENSIONES DE LAS CABEZAS

Las medidas de las páginas siguientes corresponden a las cabezas fabricadas por la *Lukens Steel Company*.

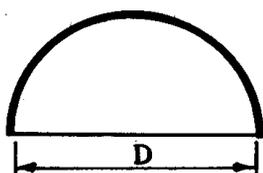
Los diámetros y espesores anotados en las tablas no indican la gama completa de tamaños disponibles. Dicha compañía ha fabricado cabezas en pesos hasta de 58 000 libras, en diámetros hasta de 264 pulg, D.E., y en espesor hasta de 8 pulgadas. También se ofrecen cabezas en espesores y diámetros intermedios.

PESO DE LAS CABEZAS Ver tablas que comienzan en la página 360.

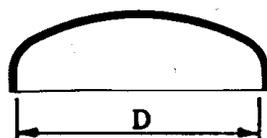
VOLUMEN DE LAS CABEZAS Ver página 402.

SUPERFICIE DE LAS CABEZAS Ver página 411.

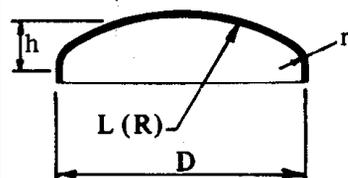
DIMENSIONES DE LAS CABEZAS



HEMISFERICA



ELIPSOIDAL



SIMBOLOS USADOS EN LAS TABLAS

D = diámetro interior de las cabezas hemisféricas y elipsoidales, diámetro exterior de las cabezas ASME bridadas y alabeadas.

h = profundidad interior del alabeamiento.

$L(R)$ = radio interior del alabeamiento de las cabezas ASME bridadas y alabeadas como se usa en las fórmulas para presión interna o externa.

M = factor que se utiliza en las fórmulas para presión interna.

r = radio interior de la corona de las cabezas ASME bridadas y alabeadas.

t = espesor de pared, nominal o mínimo.

ASME BRIDADA Y ALABEADA TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN PULGADAS

DIAMETRO, D		ESPESOR DE PARED							
		3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4
14	L (R)	12	12	12					
	r	1.125	1.500	1.875					
	h	2.625	2.750	2.938					
	M	1.56	1.46	1.39					
16	L (R)	15	15	14	14				
	r	1.125	1.500	1.875	2.250				
	h	2.750	2.875	3.188	3.375				
	M	1.65	1.54	1.44	1.36				
18	L (R)	18	16	15	15	18			
	r	1.125	1.500	1.875	2.250	2.625			
	h	2.875	3.313	3.563	3.750	3.625			
	M	1.75	1.56	1.46	1.39	1.41			
20	L (R)	18	18	18	18	18	18		
	r	1.250	1.500	1.875	2.250	2.625	3.000		
	h	3.500	3.563	3.750	3.875	4.063	4.250		
	M	1.69	1.62	1.52	1.46	1.41	1.36		
22	L (R)	21	20	20	20	20	20	20	
	r	1.375	1.500	1.875	2.250	2.625	3.000	3.375	
	h	3.688	3.813	4.000	4.188	4.313	4.500	4.688	
	M	1.72	1.65	1.56	1.50	1.44	1.39	1.36	
24	L (R)	24	24	24	24	24	24	24	24
	r	1.500	1.500	1.875	2.250	2.625	3.000	3.375	3.750
	h	3.875	3.813	4.000	4.188	4.375	4.563	4.813	5.000
	M	1.75	1.75	1.65	1.58	1.50	1.46	1.41	1.39

PESOS

1. En las tablas de las páginas siguientes aparecen los pesos de los diferentes componentes de acero de los recipientes.
2. Todos los pesos están calculados con el peso teórico del acero: 1 pulgada cúbica = 0.28333 libras.
3. Para obtener el peso real de un recipiente, agregue el 6 % al peso total. Dicho porcentaje sirve para cubrir los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación y el peso de las soldaduras.
4. Los pesos de casco que aparecen en las tablas son para un pie lineal de longitud del casco. Los tabulados en las columnas encabezadas con "D.I" y "D.E" son los pesos del casco cuando el diámetro dado es el diámetro interior o el diámetro exterior del casco.
5. Los pesos de la cabezas incluyen:
 - A. Para cabezas elipsoidales: brida recta de 2 pulgadas o el espesor de pared, el valor que sea mayor.
 - B. Para cabezas ASME bridadas y alabeadas: brida recta de 1 1/2 pulg.
 - C. Para cabezas hemisféricas: brida recta de 0 pulgada.
6. Los pesos de los accesorios de tubería que hacen los diferentes fabricantes, tienen en muchos casos desviaciones considerables, que reflejan las diferencias de la manufactura. Los pesos de accesorios que aparecen en las tablas que siguen son los de los productos de *Ladish Company*.
7. Todas las dimensiones están expresadas en pulgadas.
Todos los pesos están expresados en libras.

PESO DE CASCOS Y CABEZAS										
DIAM. DEL RECI- PIENTE	ESPEJOR DE PARED									
	3/8"					7/16"				
	CASCO		CABEZA			CASCO		CABEZA		
	D. I.	D. E.	ELIP'	B Y C	HEMIS	D. I.	D. E.	ELIP.	B Y C	HEMIS
12	50	47	33	22	32	58	54	41	26	37
14	58	55	42	28	43	67	63	49	33	50
16	66	63	50	35	55	77	73	61	41	65
18	74	71	61	42	70	86	82	71	52	82
20	82	79	70	52	85	95	91	85	61	100
22	90	87	82	61	103	105	101	97	71	121
24	98	95	94	70	122	114	110	109	82	143
26	106	103	105	82	143	123	119	122	97	168
28	114	111	121	94	166	133	129	141	109	194
30	122	119	137	105	190	142	138	160	122	223
32	130	127	154	121	216	151	148	180	141	253
34	138	135	173	134	243	161	157	191	156	285
36	146	143	192	147	272	170	166	224	172	319
38	154	151	213	165	303	179	176	248	192	355
40	162	159	234	180	336	189	185	273	210	393
42	170	167	257	196	370	198	194	300	229	433
48	194	191	331	252	482	226	222	386	295	564
54	218	215	415	316	609	254	250	484	368	712
60	242	239	508	386	751	282	278	592	450	877
66	266	263	610	463	907	310	306	711	540	1060
72	290	287	718	547	1079	338	334	842	639	1260
78	314	311	836	638	1265	366	362	983	745	1478
84	338	335	965	737	1466	394	391	1136	860	1713
90	362	359	1110	842	1682	422	419	1298	983	1965
96	386	383	1260	955	1912	450	447	1473	1115	2234
102	410	407	1419	1075	2158	478	475	1658	1254	2521
108	434	431	1582	1202	2418	506	503	1854	1402	2825
114	458	455	1760	1335	2694	534	531	2061	1558	3146
120	482	479	1950	1476	2984	562	559	2249	1722	3484
126	506	503	2170	1624	3288	591	587	2530	1894	3840
132	530	527	2490	1779	3608	619	615	2790	2075	4213
138	554	551	2595	1928	3942	647	643	3025	2264	4604
144	579	576	2820	2110	4292	675	671	3300	2461	5011

VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS

D.I. del recipiente, pulg	CASCO cilíndrico/pie lineal				CABEZA ELIP. 2:1*			
	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb
12	0.8	5.9	0.14	49	0.1	0.98	0.02	8.17
14	1.1	8.0	0.19	67	0.2	1.55	0.04	12.98
16	1.4	10.4	0.25	87	0.3	2.32	0.06	19.37
18	1.8	13.2	0.31	110	0.4	3.30	0.08	27.58
20	2.2	16.3	0.39	136	0.6	4.53	0.11	37.83
22	2.6	19.7	0.47	165	0.8	6.03	0.14	50.35
24	3.1	23.5	0.56	196	1.0	7.83	0.19	65.37
26	3.7	27.6	0.66	230	1.3	9.96	0.24	83.11
28	4.3	32.0	0.76	267	1.7	12.44	0.30	103.8
30	4.9	36.7	0.87	306	2.0	15.30	0.36	127.7
32	5.6	41.8	0.99	349	2.5	18.57	0.44	155.0
34	6.3	47.2	1.12	394	3.0	22.27	0.53	185.9
36	7.1	52.9	1.26	441	3.5	26.47	0.63	220.1
38	7.9	58.9	1.40	492	4.2	31.09	0.74	259.5
40	8.7	65.3	1.55	545	4.8	36.27	0.86	302.6
42	9.6	72.0	1.71	601	5.6	41.98	1.00	350.4
48	12.6	94.0	2.24	784	8.4	62.67	1.49	523.0
54	15.9	119.0	2.83	993	11.9	89.23	2.12	744.6
60	19.6	146.9	3.50	1226	16.3	122.4	2.91	1021
66	23.8	177.7	4.23	1483	21.8	162.9	3.88	1360
72	28.3	211.5	5.04	1765	28.3	211.5	5.04	1765
78	33.2	248.2	5.91	2071	35.9	268.9	6.40	2244
84	38.5	287.9	6.85	2402	44.9	335.9	8.00	2802
90	44.2	330.5	7.87	2758	55.2	413.1	9.84	3447
96	50.3	376.0	8.95	3138	67.0	501.3	11.94	4184
102	56.7	424.4	10.11	3542	80.3	601.4	14.32	5018
108	63.6	475.9	11.33	3971	95.4	713.8	17.00	5957
114	70.9	530.2	12.62	4425	112.2	839.5	20.00	7006
120	78.5	587.5	13.99	4903	130.9	979.2	23.31	8171
126	86.6	647.7	15.42	5405	151.5	1134	27.00	9459
132	95.0	710.9	16.93	5932	174.2	1303	31.03	10876
138	103.9	777.0	18.50	6484	190.1	1489	35.46	12428
144	113.1	846.0	20.14	7060	226.2	1692	40.29	14120

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