

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE**  
**NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**  
**CURSOS ESPECIALES DE GRADO**  
**ÁREAS DE GAS**



**PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO**

**EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE DISEÑO Y  
CONFIGURACIÓN ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A  
PRESIÓN**

Realizado por:

**BELKIS ENIDIAN ROMERO PINO**  
**KAREN GREGORIA FERMÍN**

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito Parcial  
para optar al título de:

**INGENIERO QUÍMICO**

Barcelona, Agosto de 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA  
CURSOS ESPECIALES DE GRADO  
ÁREAS DE GAS**



**PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO**

**EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE DISEÑO Y  
CONFIGURACIÓN ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A  
PRESIÓN**

**ASESOR**

---

**Ing. Químico. Ivelia Avendaño**

Barcelona, Agosto de 2010

## RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

“Los Trabajos de Grado son propiedad exclusiva de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”.



## **DEDICATORIA**

**A Dios**

**A mis padres**

**A mis abuelos**

**A mis hermanos**

**A mi hija Diana Sofia**

*Belkis Enidian*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a Nuestra Casa de Estudios la Universidad de Oriente, por habernos brindado la oportunidad de formarnos como profesionales competitivos y emprendedores.

Agradecemos a Nuestra Asesora, la Ingeniero Isvelia Avendaño, por su dedicación a formarnos como ingenieros integrales con criterio y honestidad.

Agradecemos a la empresa Planta de Fraccionamiento Jose por habernos brindado la información técnica y especializada para la realización de este proyecto.

Agradecemos al Ingeniero Pedro Salazar, por habernos abierto las puertas de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose.

Agradecemos al Ing. Nestor Rocca por su colaboración y asesoría en la realización de este trabajo.

## RESUMEN

La evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Se realizó mediante la identificación de los diferentes tipos de recipientes a presión, de acuerdo a su función como recipientes de proceso, almacenamiento y transporte. Según su presión interna pueden ser atmosféricos, de vacío, de baja, mediana y alta presión; y por su geometría se tienen recipientes esbeltos, cilíndricos, cilíndricos combinados y esféricos. También se especificaron las características de diseño como el espesor de pared, margen de corrosión admisible, máximo esfuerzo admisible y otros; según el Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, Sección VIII, División 1. A su vez, se explican los cálculos necesarios en el diseño de recipientes cilíndricos y esféricos, sujetos a presión y se ilustran los pasos para diseñar una esfera presurizada para el almacenamiento de cien mil barriles de propano a una presión de 339,7psia, para la cual se obtuvo un diámetro de 48ft y un espesor de pared de 1,25 in. Para dimensionar las columnas de soporte de la esfera se utilizó el simulador SAP2000 y se obtuvo que la esfera consta de seis columnas verticales de 27,72 pies, seis columnas dirigidas hacia el centro de la esfera poseen 21,82 pies de longitud y doce columnas cruzadas de 17,62 pies de longitud cada una. Asimismo, se estudiaron las pruebas hidrostática, neumática y elástica que se requieren aplicar a los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación y se obtuvo que la prueba hidrostática es la más recomendable para certificar un recipiente a presión. Finalmente, se debe acotar que el principal criterio que debe prevalecer durante el diseño de recipientes a presión, es la seguridad del mismo.

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
RESOLUCIÓN .....	vi
DEDICATORIA .....	vii
AGRADECIMIENTOS .....	viii
RESUMEN.....	ix
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN .....	17
1.1    Objetivo General .....	18
1.2    Objetivos Específicos.....	18
CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO.....	19
2.1    antecedentes .....	19
2.2    Recipientes A Presión .....	20
2.2.1    Generalidades.....	20
2.3    Parte Descriptiva .....	21
2.3.1    Envolvente .....	21
2.3.2    Dispositivos de sujeción o apoyo.....	23
2.3.3    Conexiones.....	25
2.4    Materiales para recipientes a presión .....	25
2.4.1    Propiedades que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio .....	26
2.5    presiones dentro de un recipiente a presion .....	28
2.5.1    Presión de Diseño.....	28
2.5.2    Presión de Servicio.....	28
2.5.3    Presión de Trabajo Máxima Permisible .....	29
2.5.4    Presión de Tarado.....	29
2.5.5    Presión de Precinto.....	30
2.5.6    Presión de Prueba.....	30
2.6    Códigos y normas nacionales e internacionales.....	31

2.6.1 Código ASME Para Calderas y Recipientes a Presión .....	33
2.6.2 Normas en Nuestro País .....	36
2.7 Filosofía de diseño .....	38
2.8 Análisis de esfuerzos .....	39
2.9 Teoría del análisis de esfuerzos de membrana en recipientes a presión ...	40
2.9.1 Recipientes Cilíndricos .....	42
2.9.2 Recipientes Esféricos .....	47
2.10 Teoría básica de compensación de áreas empleada en el diseño de aberturas y boquillas en recipientes a presión.....	51
2.10.1 Espesor del cuello de boquilla .....	54
2.10.2 Por UG-45.a .....	54
2.10.3 Por UG-45.b .....	54
2.10.4 Requerimientos Mínimos de Soldadura para Adjuntar Boquillas..	55
2.10.5 Teoría de Refuerzos para Aberturas.....	57
2.11 Fallas en recipientes a presión.....	60
2.11.1 Categorías de fallas .....	60
2.11.2 Tipos de fallas .....	61
2.12 Componentes estructurales de soportes .....	62
2.12.1 Consideraciones de diseño de soportes .....	63
2.13 Eficiencia de juntas soldadas en recipientes a presión fabricados por métodos de soldadura.....	65
2.14 Efectos de vientos y sismos sobre la estructura de recipientes a presión.....	68
2.14.1 Calculo de Cargas Generadas por Acción del Viento .....	68
2.14.2 Cálculo de cargas generadas por la acción de sismos .....	69
2.15 Esfuerzos térmicos .....	71
2.16 Corrosión.....	72
2.16.1 Selección del material .....	74
2.16.2 Registros.....	74

2.17 Diseño de recipientes a presión.....	75
2.17.1 Ingeniería Conceptual .....	77
2.17.2 Ingeniería Básica.....	77
2.17.3 Ingeniería de Detalle .....	79
2.17.4 Procura .....	79
2.17.5 Fabricación.....	80
2.17.6 Montaje y Puesta en Operación.....	81
<b>CAPITULO 3: DESARROLLO DEL PROYECTO .....</b>	<b>83</b>
3.1 Recopilación bibliográfica .....	83
3.2 Identificación de los diferentes tipos de recipientes a presión .....	83
3.2.1 Por su función .....	84
3.2.2 Por su geometría.....	84
3.2.3 La Presión de Diseño .....	87
3.3 Especificación de las características de diseño según las diferentes normas nacionales e internacionales .....	92
3.3.1 Diseño.....	92
3.3.2 Fabricación.....	94
3.3.3 Diseño general.....	96
3.3.4 Combinación de Cargas .....	96
3.3.5 Soportes.....	97
3.3.6 Materiales.....	97
3.4 Cálculos necesarios en el diseño de recipientes cilíndricos y esféricos sujetos a presión .....	97
3.4.1 Cálculo del Espesor de Pared del Cuerpo (UG - 27) .....	98
3.4.2 Consideraciones de Diseño .....	102
3.4.3 Cálculo del Espesor de Pared de Cabezales (UG-32).....	103
3.5 Estudio de pruebas que requieren los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación.....	109
3.5.1 Precauciones.....	109

3.5.2 Prueba Hidrostática .....	111
3.5.3 Pruebas Neumáticas .....	113
<b>CAPÍTULO 4: DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>117</b>
4.1 Pasos para diseñar una esfera presurizada para almacenar propano .....	118
4.1.1 Estimación de la temperatura de diseño.....	120
4.1.2 Estimación de la presión de diseño .....	120
4.1.3 Cálculo del diámetro interno de la esfera.....	121
4.1.4 Cálculo del área superficial de la esfera.....	121
4.1.5 Cálculo del espesor de la pared de la esfera.....	122
4.1.6 Cálculo de la masa del acero.....	123
4.1.7 Cálculo de la masa del propano .....	124
4.1.8 Cálculo de la masa total de la esfera con el propano .....	124
4.1.9 Dimensionamiento de las columnas de la esfera.....	125
4.1.10 Muestra de las diferentes etapas del simulador SAP2000 .....	126
4.2 CONCLUSIONES .....	131
4.3 RECOMENDACIONES .....	132
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>1</b>
<b>METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO.....</b>	<b>1</b>

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Códigos para el diseño, fabricación y certificación de recipientes a presión.....	14
Tabla 2. Estructura organizativa de la División 1.....	15
Tabla 3. Registros de inspección de acuerdo al diámetro del recipiente.....	51

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Distribución de esfuerzos en un cabezal.....	7
Figura 2. Relación entre las diversas presiones.....	13
Figura 3. Recipientes cilíndricos de pared delgada.....	22
Figura 4. Esfuerzos principales.....	23
Figura 5. Esfuerzos tangenciales en recipientes de pared delgada.....	24
Figura 6. Esfuerzos longitudinales en el recipiente.....	25
Figura 7. Círculo de Mohr para un cilindro.....	26
Figura 8. Esfuerzos en las caras del elemento.....	27
Figura 9. Esfuerzos de tensión en la pared de un recipiente esférico a presión.....	28
Figura 10. Recipientes esféricos a presión.....	29
Figura 11. Círculo de Mohr para una esfera.....	30
Figura 12. Abertura sobre placa plana sujeta a tensión.....	31
Figura 13. Junta soldada de boquillas al cuerpo del tipo integral.....	34
Figura 14. Junta soldada de boquillas al cuerpo que requieren de refuerzo adicional.....	35
Figura 15. Variaciones del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular	37
Figura 16. Detalles del zócalo soporte de carcasa.....	42
Figura 17. Tanque cilíndrico.....	60
Figura 18. Separador bifásico.....	60
Figura 19. Torres de fraccionamiento de líquidos del gas natural.....	61
Figura 20. Esferas presurizadas para el almacenamiento de líquidos del gas natural.....	62
Figura 21. Tanque de techo cónico.....	63
Figura 22. Tanque de techo flotante.....	63

Figura 23. Tanque de almacenamiento de isobutano a 12°F y 1 psi.....	64
Figura 24. Esfera presurizada para almacenar pentano a 90°F y 2,5psi.....	65
Figura 25. Separador bifásico horizontal.....	66
Figura 26. Esfuerzos circunferenciales en un cilindro de pared delgada.....	72
Figura 27. Esfuerzos longitudinales en un cilindro de pared delgada.....	73
Figura 28. Esfuerzos principales en esferas presurizadas.....	74
Figura 29. Diagrama esquemático de un cabezal semielíptico.....	76
Figura 30. Diagrama esquemático de un cabezal toriesférico.....	77
Figura 31. Diagrama esquemático de un cabezal semiesférico.....	78
Figura 32. Diagrama esquemático de un cabezal cónico.....	80
Figura 33. Procedimiento de diseño para recipientes a presión.....	87
Figura 34. Guía general para almacenamiento económico de propano puro	88
Figura 35. Flujiograma para diseñar un recipiente a presión.....	89
Figura 36. Ventana del modelo de la esfera	95
Figura 37. Ventana de elementos estructurales utilizados	95
Figura 38. Modelo de esfera y sus columnas	97
Figura 39. Fuerzas ejercidas sobre las columnas	98

## **CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN**

Un recipiente a presión es definido como un contenedor con un diferencial de presión entre el interior y exterior del mismo. La presión interna es usualmente más alta que la externa, excepto algunas situaciones aisladas. El fluido dentro del recipiente puede experimentar un cambio de estado como en el caso de calderas de vapor, o puede combinarse con otros reactivos como en el caso de reactores químicos.

Los recipientes a presión a menudo poseen una combinación de altas presiones junto con altas temperaturas y en algunos casos fluidos inflamables o materiales altamente radioactivos. Debido a estos peligros es imperativo que el diseño sea tal que ninguna fuga pueda ocurrir. Además estos recipientes tienen que ser cuidadosamente diseñados para hacer frente a las presiones y temperaturas de operación. Debe tomarse en cuenta que la ruptura de un recipiente a presión tiene un potencial para causar lesiones físicas extensivas y daños infraestructurales. La seguridad e integridad de la planta son de interés fundamental en el diseño de recipientes a presión y esto depende de la adecuación de los códigos de diseño.

Los recipientes a presión son ampliamente usados en la industria del gas, química, petrolera, petroquímica y nuclear. Los mismos se utilizan para el transporte, producción, manipulación, almacenamiento y procesos de transformación de líquidos y gases. Su uso se ha expandido alrededor del mundo.

En la industria del gas natural usualmente se trabaja con recipientes a presión que son diseñados basados en normas y códigos, sin embargo el diseñador debe considerar otros factores que afecten la integridad y seguridad tanto de los recipientes como del personal que labora en la planta. Este informe se realizará mediante una investigación de tipo documental sobre los criterios de diseño, configuración

estructural de equipos y recipientes presurizados con la finalidad de evaluar cada uno de los parámetros que comprendan el diseño de los mismos y las fallas que pueden presentar estos, las cuales regularmente no son consideradas en el diseño del equipo. La importancia de evaluar todos estos criterios en conjunto radica en ofrecer parámetros que contribuyan a alargar la vida útil del recipiente y garantizar la seguridad e integridad de éstos, para así evitar accidentes o eventualidades que puedan afectar el factor de servicio de una planta que opere con recipientes de este índole. Para esto se realizará una evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión mediante el cumplimiento de los siguientes objetivos:

### **1.1 Objetivo General**

Evaluar los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión.

### **1.2 Objetivos Específicos**

- 1 Identificar los diferentes tipos de recipientes a presión.
- 2 Especificar las características de diseño según las distintas normas nacionales e internacionales.
- 3 Explicar los cálculos necesarios en el diseño de recipientes cilíndricos y esféricos, sujetos a presión.
- 4 Estudiar las diferentes pruebas que requieren los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación.

## CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO

### 2.1 antecedentes

Bonillo (2008) elaboró una hoja de cálculo para el diseño básico de recipientes sometidos a presión, considerando recipientes horizontales y verticales con diferentes tipos de cabezales: planos, polieféricos, semielípticos, semiesféricos y cónicos. El procedimiento de cómputo estuvo basado en la Sección VIII, División 1 del Código ASME, la hoja de cálculo fue validada mediante la verificación del diseño de recipientes horizontales y verticales ya existentes <sup>[1]</sup>.

Pereira y Arquímedes (2008) desarrollaron una metodología para evaluar proyectos de tuberías, utilizando las normas ASME y API y consideraron los procedimientos establecidos en ellas para evaluar un proyecto de tuberías, obteniendo resultados que permitieron verificar el cumplimiento de las normas mencionadas <sup>[2]</sup>.

Fuentes (2005) desarrolló el diseño de anillos de prueba para los intercambiadores de calor ubicados en la Unidad de Alquilería Refinería Puerto La Cruz, con la finalidad de disminuir el tiempo de mantenimiento a estos equipos en el momento de ejecutar la prueba hidrostática. Los cálculos se realizaron siguiendo las recomendaciones del Código ASME Sección VIII División I, ASME B.16.5 y las Normas TEMA. También elaboraron un procedimiento para realizar la prueba hidrostática en intercambiadores de calor, con los anillos diseñados, fundamentado en las normas y manuales de PDVSA <sup>[3]</sup>.

Maestre (2005) elaboró rutinas de mantenimiento para los recipientes a presión y tanques apertados más críticos de las estaciones y plantas compresoras del campo San Joaquín mediante la aplicación de la Metodología de "Inspección Basada en

Riesgo". Clasificó el riesgo en niveles de Bajo, Medio, Medio Alto y Alto, permitiendo precisar la mejor estrategia para las frecuencias de inspección y actividades de mantenimiento <sup>[4]</sup>.

Este trabajo contemplará la evaluación de los criterios de diseño de recipientes a presión, para los cuales Bonillo estudió su diseño básico en recipientes cilíndricos y esféricos. Algunos de estos criterios están especificados en las Normas ASME y API, las cuales fueron empleadas en los trabajos de Fuentes, Pereira y Arquímedes. Por otra parte también se estudiarán las pruebas aplicadas para certificar un recipiente sometido a presión, entre estas se encuentra la prueba hidrostática, para la cual Fuentes elaboró un procedimiento para realizar dicha prueba en intercambiadores a calor.

## **2.2 Recipientes A Presión**

### **2.2.1 Generalidades**

Con la denominación de recipientes a presión se incluye a cualquier envase constituido por una envolvente, normalmente metálica, capaz de contener un fluido, en estado líquido o gaseoso, cuyas condiciones de temperatura y presión son distintas a las del medio ambiente. En la industria estos se utilizan con el objeto de aprovechar sus capacidades, es decir, sus volúmenes, para almacenar, procesar o transportar fluidos, bien sea en su estado líquido o gaseoso, para su uso posterior.

El Código ASME, División 1, define los recipientes a presión como envases para la contención de fluidos bajo presión interna y/o externa <sup>[5]</sup>. Esta presión puede obtenerse de una fuente externa, o por la aplicación de calor desde una fuente directa y/o indirecta.

El tamaño y la forma geométrica de los recipientes a presión varían ampliamente desde grandes recipientes cilíndricos, como las torres fraccionadoras utilizadas para separar los líquidos del gas natural, hasta pequeños equipos como cilindros presurizados para gas vehicular.

Los recipientes a presión son usualmente esféricos o cilíndricos, con cabezales de diferentes configuraciones geométricas y boquillas resistentes a las presiones. La presión de estos recipientes puede ser tan baja como 0.04psi o tan altas como 300psi. La American Society of Mechanical Engineers (ASME) Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division1, especifica un rango de presiones internas de 1,4psi a 4000psi. Asimismo, equipos a presión como los tanques de almacenamiento la American Petroleum Institute (API) son diseñados para presiones internas restringidas a no más de la presión generada por el cabezal estático del fluido contenido en el tanque.

## **2.3 Parte Descriptiva**

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 <sup>[6]</sup>. A continuación se procede a describir cada una de estas partes:

### **2.3.1 Envolvente**

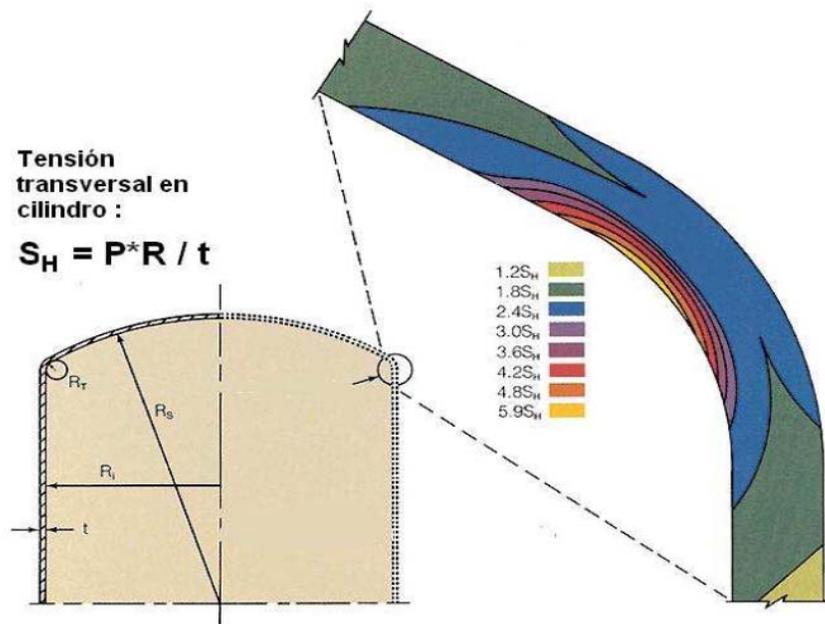
Es una envoltura metálica que forma propiamente el recipiente. Los aparatos cilíndricos son los más utilizados, y en ellos la envolvente está formada, básicamente, por dos elementos: el cuerpo del recipiente (o cuerpo cilíndrico) o cubierta (carcasa) y los fondos o cabezales.

◆ **Cuerpo del recipiente.** Es el elemento estructural hecho para circundar un espacio. La mayoría de los cascos son generados por la revolución de una curva plana, en un recipiente a presión se llama casco esférico.

◆ **Cabezales o tapas del recipiente.** Es el extremo de un casco cilíndrico. Los tipos de cabezas más usados son:

- *Tapas Planas.* Por lo general, se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones <sup>[7]</sup>.
- *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 6m <sup>[7]</sup>.
- *Tapas Semi-elípticas.* Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas <sup>[7]</sup>. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1. Su costo es alto.
- *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 <sup>[7]</sup>.
- *Tapas Cónicas.* Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana <sup>[7]</sup>.

A efectos teóricos, las más aconsejables son las tapas semiesféricas, por las reducidas tensiones generales y de discontinuidad que presentan cuando se conectan a cilindros, pero esto exige construir domos con mucha superficie curvada, y bastante sobresalientes respecto al extremo del cilindro al cual van soldados. Los elípticos o elipsoidales ocupan una menor eslora, pero son menos perfectos desde el punto de vista del reparto de tensiones, teniendo el inconveniente constructivo de que su curvatura es continuamente variable. En las toriesféricas, sólo hay dos radios principales y son más fáciles de construir, aunque el reparto de las tensiones es un poco más irregular que en los elípticos [7]. En la figura 12, de carácter totalmente ilustrativo, se puede observar que, en el caso de un domo muy plano las tensiones de tracción o compresión (según el sentido de la presión) en la zona tórica son más altas, comparadas con las de la esfera, a causa de los momentos flectores que se crean.



**Figura 1. Distribución de esfuerzos en un cabezal**

### 2.3.2 Dispositivos de sujeción o apoyo

Todo recipiente debe ser soportado, es decir, su carga debe ser transmitida al suelo o a alguna estructura que las transmita al suelo; esta misión la cumplen los dispositivos de sujeción o apoyo. 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 al terremoto.

Los dispositivos de apoyo, así como los pernos de anclaje que los fijan al suelo o estructura portante, deberán estar dimensionados para que resistan cada una de las condiciones de carga posible del recipiente. Entre estos dispositivos se puede mencionar:

- *Silletas*. Son utilizadas en recipiente de tipo horizontal como soportes. Desde dos puntos de vista, estático y económico, se prefiere el uso de dos silletas únicamente a diferencia del sistema de varios soportes, y esto es válido aun cuando sea necesario usar anillos atiesadores. La ubicación de las silletas la determina a veces la situación de aberturas, resumideros, etc., en el fondo del recipiente. Si no es tal caso, las silletas pueden situarse en los puntos estáticamente óptimos. Los recipientes de pared delgada y diámetro grande se soportan mejor cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesador de las mismas. Respecto a los recipientes largo de pared gruesa, se aconseja soportarlos donde el esfuerzo flexionante máximo longitudinal sobre las silletas sea casi igual al esfuerzo sobre la mitad del claro. Este punto varía con el ángulo de contacto de las silletas. La distancia entre la línea tangente a la cabeza y la silleta, en ningún caso debe ser mayor a 0.2 veces la longitud del recipiente.
- *Faldón*. Es el soporte de uso más frecuente y el más satisfactorio para los recipientes verticales. Se une por soldadura continua a la cabeza y por lo general, el tamaño requerido de esta soldadura determina el espesor del faldón.

- *Anillos de retención.* Pueden colocarse en el interior o en el exterior de un recipiente pueden ser de sección rectangular que son los más utilizados o hasta de cualquier forma.
- *Pernos de Anclaje.* Los recipientes verticales, deben anclarse a la cimentación o fundación de concreto, por medio de pernos de anclaje y anillo de la base. Los pernos de anclaje deben instalarse en múltiplos de cuatro y para torres altas es preferible instalar un mínimo de ocho pernos. En una cimentación de concreto, la capacidad de anclaje de pernos demasiado próximo es reducida. Es aconsejable situar los pernos a distancias no menores de 18 pulgadas. Para mantener esta separación, en el caso de recipientes de diámetro pequeño, puede ser necesario agrandar el círculo de localización de los pernos usando un faldón cónico o un anillo de base más ancho con placas angulares de refuerzo.

### **2.3.3 Conexiones**

Todo recipiente debe tener como mínimo una conexión de entrada del fluido y otra de salida, aunque siempre tienen muchas más. Los servicios más comunes que precisan conexiones en el recipiente son: 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 embridadas, ya que permiten su montaje y desmontaje sin tener que realizar ningún corte ni soldadura. Solamente en casos de fluidos extremadamente tóxicos, o altamente explosivos en contacto con el aire, se realizan las conexiones soldadas.

## **2.4 Materiales para recipientes a presión**

- ◆ **Aceros al carbón.** Es el más disponible y económico de los aceros, recomendables para la mayoría de los recipientes donde no existen altas presiones ni temperaturas.

- ◆ **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 poco 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.

- ◆ **Aceros de alta aleación.** Comúnmente llamados aceros inoxidables. Su costo en general es mayor que para los dos anteriores. El contenido de elementos de aleación mayor, lo que ocasiona que tengan alta resistencia a la corrosión.

- ◆ **Materiales no ferrosos.** El propósito de utilizar este tipo de materiales es con el fin de manejar sustancias con alto poder corrosivo para facilitar la limpieza en recipientes que procesan alimentos y proveen tenacidad en la entalla en servicios a baja temperatura.

#### **2.4.1 Propiedades que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio**

- ◆ **Propiedades mecánicas.** Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga una buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, por cierto de alargamiento alto y mínima reducción de área. Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

- ◆ **Propiedades Físicas.** En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.

◆ **Propiedades químicas.** La principal propiedad química que se debe considerar en el material a utilizar en la fabricación de recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor de muchísima importancia ya que un material mal seleccionado nos causará muchos problemas, las consecuencias que derivan de ello son:

- *Reposición del equipo corroído.* Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio.
- *Sobrediseño de las dimensiones.* Para materiales poco resistentes al ataque corrosivo puede ser necesario dejar un excedente en los espesores dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pegados, de tal forma que encarecen el diseño además de no ser siempre la mejor solución.
- *Mantenimiento preventivo.* Para proteger los equipos del medio corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.
- *Paros debido a la corrosión de equipos.* Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica las pérdidas en la producción.
- *Contaminación o pérdida del producto.* Cuando en los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, el cual en algunos casos es corrosivo.

◆ **Esfuerzos admisibles.** Son los grados de exactitud con los cuales las cargas pueden ser estimadas, la confiabilidad de los esfuerzos estimados para estas cargas, la uniformidad del material, el peligro a la falla ocurre y otras consideraciones como:

- Esfuerzos locales con concentración de esfuerzos, fatiga y corrosión.

- Para materiales que sean sometidos a temperaturas inferiores al rango de termofluencia los esfuerzos admisibles se pueden considerar con el 25% de la resistencia a la tensión o el 62,5% de la resistencia a la cedencia a la temperatura de operación.
- El porcentaje de resistencia a la cedencia usando como esfuerzo admisible es controlado por un número de factores tales como la exactitud con la cual la carga de confiabilidad de los esfuerzos con frecuencia se usa un esfuerzo admisible para aceros estructurales.

## **2.5 presiones dentro de un recipiente a presión**

Dentro de los recipientes a presión se suele hablar de diferentes tipos de valores de presión, entre los que destacan:

### **2.5.1 Presión de Diseño**

Es la presión máxima, interna o externa, utilizada para determinar los espesores mínimos en el recipiente. Es recomendada para el diseño de un recipiente y sus partes, ya que es una presión superior a la presión de operación. La presión de diseño es superior a una presión de operación por 30 psi o en un 10%; es decir, cualquiera que sea mayor y que satisfaga este requerimiento. La presión del fluido que maneje el recipiente también debe ser tomada en cuenta para determinar la presión de diseño.

### **2.5.2 Presión de Servicio**

Es identificada como la presión de operación. Se define como la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones normales de operación. La presión de operación puede llegar a ser máxima, siendo ésta la presión prevista en el sistema debida a desviaciones de la operación normal. La máxima

presión de operación debe ser al menos 5% mayor que la presión de operación. La presión de operación mínima es la presión subatmosférica más baja que puede tener el sistema, basada en las condiciones esperadas de la operación, incluyendo arranque y parada.

### **2.5.3 Presión de Trabajo Máxima Permisible**

Es la presión máxima que el recipiente puede soportar en condiciones seguras, normalmente coincide con la presión de diseño. Es la máxima presión manométrica permisible en el tope de un recipiente colocado en su posición de operación, a una temperatura establecida.

La presión máxima de trabajo permisible no se determina normalmente para recipientes nuevos, pero se usa en recipientes que van a ser redimensionados. Cuando no se realizan los cálculos de dicha presión, la presión de diseño puede ser usada como la presión de trabajo máxima permisible <sup>[7]</sup>. Una práctica común seguida por muchos usuarios y fabricantes de recipientes a presión es limitar la presión de trabajo máxima permisible por la resistencia del cuerpo y los cabezales; y no por elementos pequeños como bridas, boquillas, etc.

### **2.5.4 Presión de Tarado**

Es la presión a la cual abre la válvula. Las válvulas de seguridad no estarán taradas a presión superior a la de timbre, ni a 1,2 veces la de estanqueidad. Las válvulas de seguridad dispondrán del reglamentario precinto como garantía de su correcto tarado. La instalación de tales precintos podrá realizarse por los fabricantes,

instaladores y conservadores-reparadores frigoristas autorizados. A tal efecto, los fabricantes instaladores y conservadores-reparadores frigoristas autorizados deberán disponer de precintos propios, que deberán llevar en el anverso las siglas de la provincia y se número de inscripción en el registro industrial, pudiendo hacer figurar otra marca particular en el reverso del mismo.

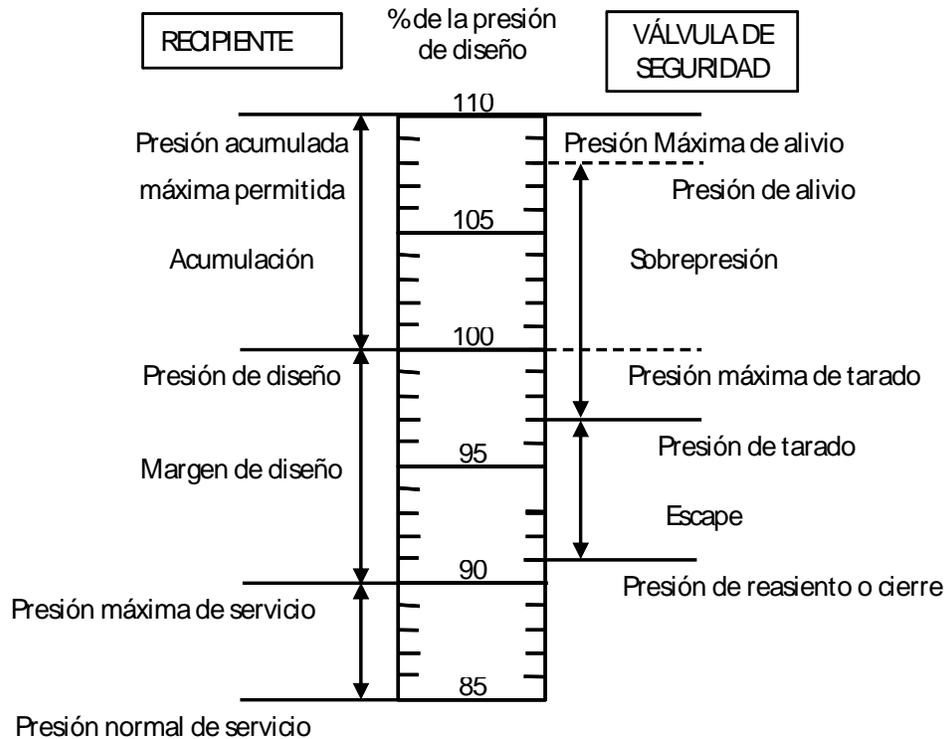
### **2.5.5 Presión de Precinto**

Es la presión a la que están tarados los elementos de seguridad que protegen el recipiente o sistema. También se denomina timbre cuando se refiere a la presión máxima de servicio y es la que limita el propio sistema de seguridad.

### **2.5.6 Presión de Prueba**

Se entenderá por presión hidrostática de prueba<sup>1</sup>. También es conocida como la presión manométrica aplicada al equipo durante la prueba hidrostática. La mínima presión requerida y la máxima presión permisible para la prueba dependen del código aplicado.

En la figura 2. Se muestra la relación entre las diversas presiones con respecto a la presión de diseño.



**Figura 2. Relación entre las diversas presiones**

## 2.6 Códigos y normas nacionales e internacionales

El cálculo mecánico de un recipiente consiste, básicamente, en la determinación de los espesores de las diferentes partes que lo forman, tomando como datos de partida: la forma del equipo, sus dimensiones, el material utilizado, las condiciones de presión temperatura, las cargas debidas al viento y terremoto, peso específico del fluido y la reglamentación, norma o código que debe cumplir el diseño del recipiente. Muchos países exigen que los equipos a presión que se instalan en su suelo cumplan unos reglamentos e incluso unas normas de cálculo de obligado cumplimiento. De todas estas normas o códigos existen algunas que se han hecho de uso común en todo el mundo. En Venezuela, estas especificaciones son derivadas, en gran parte, del

ASME (American Society of Mechanical Engineers), código para calderas y recipientes a presión conocido en la industria como Código ASME. El cual en su sección VIII, división 1, y sección VIII, división 2, indica los métodos de cálculo, así como los requisitos mínimos exigidos a los materiales, detalles constructivos y pruebas que deben satisfacer los equipos a presión. Aún solapándose los campos de aplicación de ambas divisiones, en la práctica la división 1 se utiliza para el diseño y construcción de equipos sometidos a vacío, baja, media y alta presión; la división 2 se reserva a los equipos de alta y muy alta presión.

Además del código ASME, otros países han generado sus propios códigos para el diseño, fabricación y certificación de recipientes a presión, a continuación se enlistan los principales Códigos existentes en el mundo:

**Tabla 1.** Códigos para el diseño, fabricación y certificación de recipientes a presión.

Países	Códigos
Alemania Occidental	A. D. Merkblatt Code
Estados Unidos de Norteamérica	A.S.M.E. Code. Section VIII División 1 y 2
Inglaterra	British Code BS 5500
Italia	Italian PressureVessel Code
Japón	Japanesse Pressure Vessel Code
Japón	Japanesse Std. Pressure Vessel Construction

### 2.6.1 Código ASME Para Calderas y Recipientes a Presión

El Código ASME (año 2007) está compuesto por 11 secciones dedicadas a reglamentar en forma integral la construcción de calderas, recipientes a presión y reactores nucleares. Esto incluye los requerimientos de diseño, selección de materiales, fabricación, pruebas, inspección y estampado.

Concretamente en la Sección VIII del Código se establecen las normas y procedimientos para la fabricación de recipientes a presión. Esta Sección está constituida por tres divisiones que son:

- División 1. “Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión”.
- División 2. ”Reglas Alternativas para la Construcción de Recipientes a Presión”
- División 3. “Reglas Alternativas para la Construcción de Recipientes de Alta Presión”.

◆ **Organización de la División 1.** La División 1 está compuesta por tres Sub-secciones, y apéndices (que pueden ser de cumplimiento obligatorio o no). La tabla 2 describe de forma resumida la estructura organizativa de esta División.

**Tabla 2.** Estructura organizativa de la División 1

<b>Sub-Sección</b>	<b>Parte</b>	<b>Descripción</b>
A	UG	Requerimientos generales para todos los métodos de construcción y todos los materiales
<i>Requerimientos Generales</i>		
B	UW	Mediante soldadura
<i>Pertinente a los Métodos de Fabricación</i>		
	UF	Mediante forjado
	UB	Mediante soldadura con latón
C	UCS	Aceros al carbono y de baja aleación
<i>Pertinente a los tipos de materiales</i>		
	UNF	Materiales no ferrosos
	UHA	Aceros de alta aleación
	UCI	Hierro fundido
	UCL	Material con cladding (integral y overlay) o con planchas soldadas
	UCD	Hierro fundido dúctil
	UG	Requerimientos generales para todos los métodos de construcción y todos los materiales
	UHT	Aceros ferríticos con tratamiento térmico
	ULW	Construcción layered
	ULT	Materiales con altos valores de esfuerzos permisibles a baja temperatura.
	UHT	Aceros ferríticos con tratamiento térmico
	ULW	Construcción layered
	ULT	Materiales con altos valores de esfuerzos permisibles a baja temperatura.

**Tabla 2.** Continuación

Apéndices obligatorios: cubren aspectos específicos de construcción de recipientes que no están incluidos en las tres subsecciones. Si la construcción de un recipiente contempla alguno de esos aspectos, estos apéndices son de obligatorio cumplimiento.

Apéndices no obligatorios: proveen información y emiten recomendaciones para la construcción de recipientes, su uso no es obligatorio.

◆ **Alcance da la Sección VIII División 1.** La sección VIII, división 1 del código ASME presenta los siguientes objetivos:

- Indicar requerimientos obligatorios, prohibiciones, especificaciones y recomendaciones no obligatorios para el diseño, selección de materiales, fabricación, inspección, exámenes, pruebas y certificaciones de recipientes a presión.
- El Código no incluye todos los aspectos relacionados con estas actividades.
- Los aspectos no incluidos deben ser objeto de la aplicación de criterios de ingeniería, siempre considerando la filosofía de este Código.
- En ningún caso, se deben utilizar criterios de ingeniería para obviar los requerimientos obligatorios y prohibiciones específicas del Código.

◆ **Estampado ASME.** Un recipiente construido de acuerdo con todas las reglas aplicables del código ASME será identificado con el correspondiente sello ASME, estampado en las paredes o en la placa de identificación del recipiente, por empresas certificadas.

◆ **Presión de diseño.** Las reglas de esta división han sido establecidas para la construcción de recipientes con presión de diseño menor o igual a 3000 psi. Para presiones mayores, se generan desviaciones a las consideraciones en esta división. Sin embargo, si estas desviaciones son ajustadas, y se cumplen con los requerimientos de la división, el recipiente se puede estampar bajo esta división.

◆ Partes incluidas.

- Tuberías externas presurizadas:
  - Conexiones soldadas: la primera junta circunferencial.
  - Conexiones roscadas: la primera junta roscada.
  - Conexiones bridadas: la cara de la primera brida.
  
- Partes no presurizadas que son soldadas directamente al recipiente:
  - Orejas de levantamiento, soportes.
  - Bocas de visita o boquillas de inspección.
  - Para conexión de instrumentos, la primera superficie que se puede sellar.

### **2.6.2 Normas en Nuestro País**

En cuanto al diseño de recipientes en Venezuela, la empresa encargada del aspecto petrolero PDVSA (Petróleos de Venezuela, S.A.) ha establecido algunas especificaciones, en su mayoría fundamentadas en el Código ASME. Estas especificaciones se encuentran en el Manual de Ingeniería de Diseño, Volumen 21 de esta empresa. A continuación se mencionan algunas de ellas:

D-211-PRT	Recipientes a presión
D-251-PRT	Requerimientos de diseño para recipiente a presión
D-252	Tanque semirremolque para transporte de GLP
DB-201-R	Bandejas de fraccionamiento con bajantes
FC-203-P	Separadores de producción
FC-203-P	Separadores de agua de proceso
YF-239-POT	Requerimientos de control de calidad para recipientes a presión e intercambiadores de calor
A2.701	Tolerancias para recipientes a presión
A2.00244	Boca de visita de baja presión

A2.105	Conexiones roscadas típicas para recipientes a presión
10603.2.202	Asientos de acero para soportes de concreto
10603.2.203	Asientos de acero para soportes de acero
0603.1.622	Reducción de esfuerzos en equipos para manejo de materiales cáusticos
10602.2.002	Disposiciones varias de boquillas
10603.2.101	Bisagras para cubiertas de bocas de visita de 150, 300 y 600psi
10603.2.102	Pescantes para tapas de bocas de visita
10603.2.201	Patas de soporte para recipientes verticales
0603.1.306	Pernos de anclaje
0603.1.402	Recipientes en servicio de hidrógeno
0603.1.403	Recipientes en servicio de sulfuro de hidrógeno
0603.1.404	Tanques y recipientes en servicio cáustico
0603.1.405	Recipiente en servicio de amina
0603.1.117	Cargas y momentos debidos a efecto sísmico
0603.1.121	Anillos rigidizadores de paredes
0603.1.124	Recipientes enterrados

A su vez, la Comisión Venezolana de Normas Industriales (COVENIN) creada en 1958, es el organismo que ha elaborado algunas normas para la verificación y certificación de recipientes a presión, estas son:

- (3139:1994) Cilindros de alta presión para gas. Prueba hidrostática. Esta norma contempla los métodos de ensayo para determinar si un cilindro de alta presión para gas se encuentra en el rango de expansión adecuado para su funcionamiento <sup>[8]</sup>.
- (3226-1:1997) Gas Natural para vehículos. Cilindros de almacenamiento. Parte 1: Cilindros de acero sin costura. Esta Norma Venezolana especifica los

requerimientos mínimos de seguridad para los materiales, diseño, construcción, ensayos y control de calidad de cilindros de acero sin costura utilizados para el almacenamiento de gas natural vehicular <sup>[9]</sup>.

- (3017:2000) Cilindros de alta presión para gas. Requisitos para la verificación de diseño y mantenimiento. Establece los requisitos mínimos y procedimientos para verificar el diseño y realizar el mantenimiento de los cilindros de acero al carbono, acero al manganeso y acero al cromo molibdeno no soldados, de alta presión para gas, aptos para el envasado, almacenaje y transporte de gases comprimidos y licuados cuya capacidad nominal este comprendida entre 0,5L y 60L de agua y presiones mayores de 7,3Mpa (995,61psig) <sup>[10]</sup>.

## **2.7 Filosofía de diseño**

En general el diseño de recipientes a presión en concordancia con el Código ASME, Sección VIII, División 1, son diseñados por reglas y no requieren una evaluación detallada de todos los esfuerzos. Se admite que altos esfuerzos secundarios elevados flexionantes pueden existir pero son admitidos debido al uso de un factor de seguridad elevado y reglas de diseño para detalles. Sin embargo, se requiere que todas las cargas sean consideradas <sup>[11]</sup>.

Mientras el Código da fórmulas para el espesor y los esfuerzos de componentes básicos, dependerá del diseñador seleccionar los procedimientos analíticos para determinar los esfuerzos debidos a otras cargas.

El diseñador debe familiarizarse con los diversos tipos de esfuerzos y cargas para lograr un diseño económico y seguro. El diseñador también debe considerar algunas teorías de esfuerzos y fallas con el fin de combinar esfuerzos y fijar límites de

esfuerzos admisibles. Es en contra de los modos de falla que se debe comparar e interpretar los valores de esfuerzos y definir cómo actúan los esfuerzos en un componente que contribuyen a rigidizar de esa parte.

## 2.8 Análisis de esfuerzos

El análisis de esfuerzos consiste en la determinación de la relación entre las fuerzas externas aplicadas al recipiente y los esfuerzos correspondientes. El análisis de esfuerzos es necesario para determinar el espesor del material y tamaños de las partes del recipiente. No es necesario encontrar todos los esfuerzos pero si conocer los que gobiernan y como ellos están relacionados al recipiente o sus partes respectivas, accesorios y soportes <sup>[11]</sup>.

El primer punto para realizar un análisis de esfuerzos es determinar todas las condiciones de diseño para un proyecto determinado y luego determinar todas las fuerzas externas relacionadas. Se debe relacionar estas fuerzas externas a las partes del recipiente que deben resistirlas para conseguir los esfuerzos correspondientes. Separando las causas (cargas), los efectos (esfuerzos) puede ser más preciso determinarlos <sup>[11]</sup>.

El diseñador debe darse cuenta de los tipos de cargas y como ellas afectan el recipiente como un todo. Como estos esfuerzos con interpretados y combinados, que significado tienen en la seguridad general del recipiente y que esfuerzos admisibles son aplicados será determinado por tres cosas:

- ✓ La fuerza, utilizada en teoría de falla.
- ✓ Los tipos y categorías de cargas
- ✓ Los peligros que los esfuerzos representan para el recipiente

## 2.9 Teoría del análisis de esfuerzos de membrana en recipientes a presión

Las ecuaciones empleadas en el diseño de recipientes a presión se basan en la teoría de los esfuerzos de membrana que se producen en las paredes del recipiente. Como su nombre lo indica, el principal propósito de estos recipientes es contener un medio sometido a presión y temperatura; sin embargo, en el cumplimiento de su función están sujetos a la acción de cargas estáticas y dinámicas por soportería, conexiones de tuberías, expansión térmica y presión interna y/o externa, que requieren el conocimiento general de los esfuerzos impuestos por estas condiciones para obtener un diseño seguro, confiable y con larga vida útil. Al estar sometidos a presión, el material del cual están hechos los recipientes soporta una carga desde todas las direcciones. Cuando estos equipos se construyen de placas en la que el espesor es pequeño en comparación con otras dimensiones se pueden considerar como recipientes de pared delgada o membranas, y como tal ofrecen poca resistencia a la flexión perpendicular a su superficie, por lo cual en este caso los esfuerzos que se calculan obviando dicha flexión se conocen como esfuerzos de membrana <sup>[12]</sup>.

Estas membranas son bastante resistentes a las fuerzas que actúan en el plano formado por ellas, pero no ofrecen mucha resistencia a la flexión que se puede generar en el plano perpendicular a la pared; esta condición es un hecho deseable en el sentido de que estas membranas permiten al recipiente deformarse tranquilamente en esta dirección, sin que se generen grandes esfuerzos en los puntos de discontinuidad como boquillas o cabezales.

De acuerdo a la relación entre el espesor de sus paredes y diámetro, los recipientes pueden ser clasificados como de pared delgada o de pared gruesas. Según el Código ASME, se consideran recipientes de pared delgada, cuando el cociente

entre el espesor de la pared y el diámetro interior del recipiente es igual o menor a 0,10, mientras menor sea esta relación, menor será el error que hay entre el esfuerzo que se predice por esta teoría y el esfuerzo máximo real en el recipiente. Para determinar si un recipiente es de pared delgada o gruesa se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{t}{d_i} \leq 0,10$$

Ec. 2.1

Los recipientes de pared delgada constituyen una aplicación importante del análisis de esfuerzo plano. Como sus paredes oponen poca resistencia a la flexión, puede suponerse que las fuerzas internas ejercidas sobre una parte de la pared son tangentes a la superficie del recipiente, es decir, las paredes se comportan como membranas sometidas a tensión.

En cualquier recipiente sujeto a presión interna o externa, los esfuerzos ocurren en la pared del cuerpo. El estado de esfuerzos es triaxial y los principales esfuerzos son:

$\sigma_x$  = esfuerzo longitudinal o meridional

$\sigma_\phi$  = esfuerzo circunferencial o latitudinal

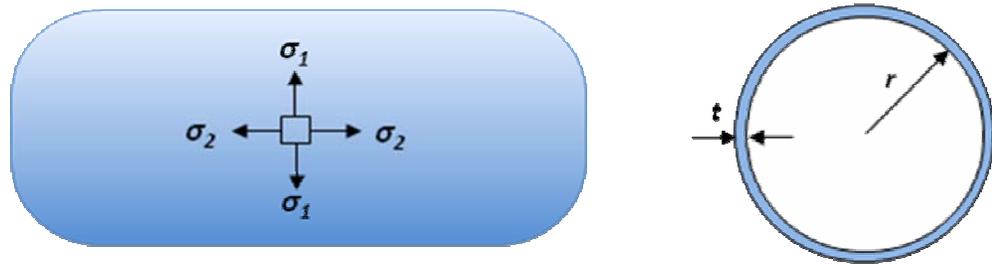
$\sigma_r$  = esfuerzo radial

Además pueden existir esfuerzos flexionantes y cortantes. El esfuerzo radial es un esfuerzo directo, el cual es el resultado de la presión actuando directamente en la pared y causa un esfuerzo compresivo igual a la presión. En recipientes de pared delgada este esfuerzo es tan pequeño con los otros “esfuerzos principales” que es generalmente ignorado. Así se asume que para propósitos del análisis el estado del esfuerzo es biaxial<sup>[11]</sup>. A continuación se mostrará el análisis de esfuerzos que se

producen por efectos de la presión interna en recipientes cilíndricos y esféricos de pared delgada:

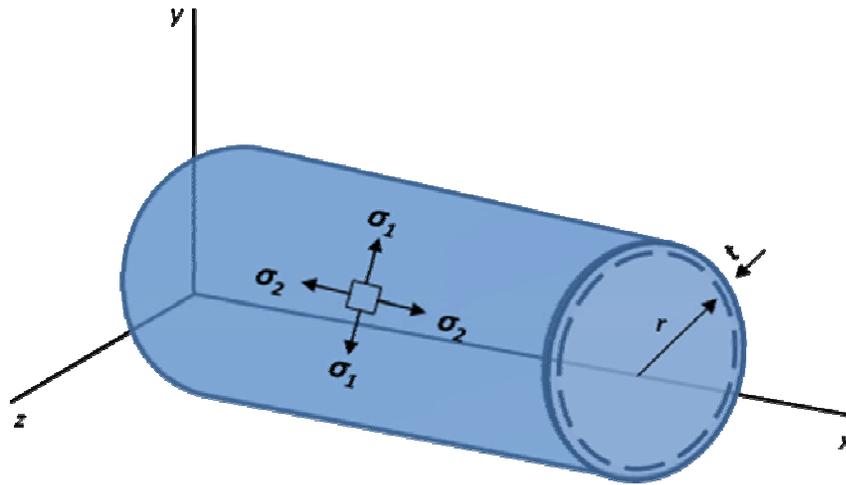
### 2.9.1 Recipientes Cilíndricos

Considere un recipiente cilíndrico de radio interior  $r$  y espesor de pared  $t$ , que contiene un fluido a presión, tal como se muestra en la figura 3.



**Figura 3. Recipientes cilíndricos de pared delgada**

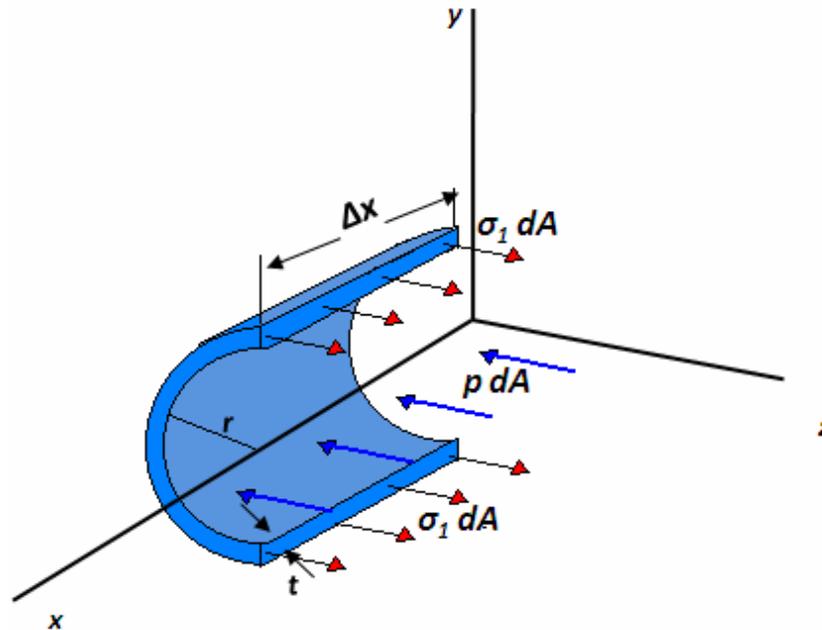
Se requiere determinar los esfuerzos presentes ejercidos sobre un pequeño elemento de pared con lados respectivamente paralelos y perpendiculares al eje del cilindro como se ilustra en la figura 4, de tal modo que de este cuerpo se aísla un segmento haciendo pasar planos imaginarios perpendiculares y paralelos al eje del cilindro.



**Figura 4. Esfuerzos principales**

Debido a la simetría axial del recipiente y de su contenido, no se ejercen esfuerzos cortantes sobre el elemento. En consecuencia, los esfuerzos que pueden existir en las secciones del elemento solo pueden ser los esfuerzos normales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  indicados en la figura 4, siendo por lo tanto esfuerzos principales. El esfuerzo  $\sigma_1$  se conoce como esfuerzo tangencial y se presentan en los aros de los barriles de madera, por lo tanto también son llamados esfuerzos de aro. El esfuerzo  $\sigma_2$  es el esfuerzo longitudinal. Estos esfuerzos, multiplicados por las áreas respectivas en las que actúan, mantienen en equilibrio al elemento del cilindro en contra de la presión interna <sup>[13]</sup>.

Para determinar los esfuerzos tangenciales  $\sigma_1$  se retira una porción de recipiente y su contenido limitado por un plano imaginario al plano  $xy$  y por dos planos, también imaginarios, paralelos al plano  $yz$  con una distancia  $\Delta x$  de separación entre ellos como se muestra en la figura 5.



**Figura 5. Esfuerzos tangenciales en recipientes de pared delgada**

Además, si el esfuerzo normal medio que se ejerce en la sección longitudinal es  $\sigma_1$ , la fuerza resistida por las paredes del cilindro son las fuerzas paralelas al eje z que actúan en el cuerpo libre. Es decir, consiste en las fuerzas internas elementales ( $\sigma_1 dA$ ) en las secciones de pared y en las fuerzas de presión elementales ( $p dA$ ) ejercidas sobre la porción de fluido incluido en el cuerpo libre. Nótese que  $p$  es la presión manométrica del fluido, es decir, el exceso de la presión interior sobre la presión atmosférica exterior. La resultante de las fuerzas internas  $\sigma_1 dA$  es igual al producto de  $\sigma_1$  y del área transversal  $2t\Delta x$  de la pared, mientras que la resultante de las fuerzas  $p dA$  es el producto de  $p$  y el área  $2r\Delta x$ . La ecuación de equilibrio se escribe:

$$\sum F_z = 2\sigma_1 t \Delta x - 2pr \Delta x = 0 \quad \text{Ec. 2.2}$$

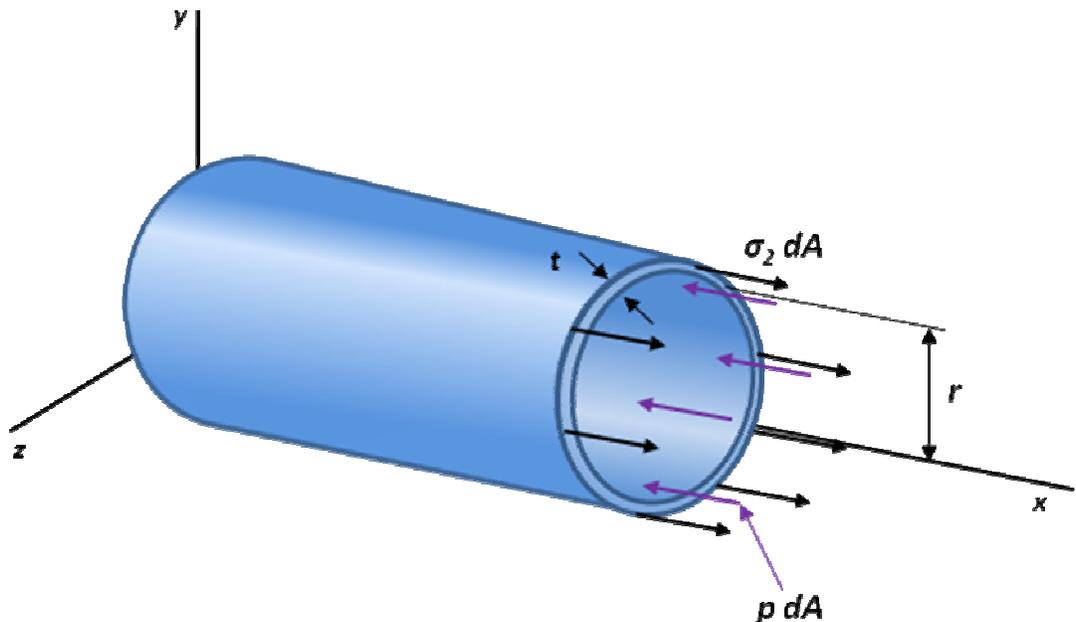
Resolviendo para el esfuerzo tangencial  $\sigma_1$  se obtiene:

$$\sigma_1 = \frac{p}{t}$$

**Ec. 2.3**

La ecuación anterior es válida solo en el caso de cilindros de pared delgada, ya que da el esfuerzo medio en el aro. Se debe tener presente que el grueso de la pared debe ser menor o igual a 1/10 del radio interno para que la ecuación anterior tenga validez, el error cometido al aplicar la Ec. 2.3 será todavía pequeño en la medida que esta relación sea mayor.

El esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$  se determina resolviendo un simple problema de fuerzas axiales, se hace un corte perpendicular al eje x y se considera el cuerpo libre que consta de la parte del recipiente y de su contenido como se muestra en la figura 6.



**Figura 6. Esfuerzos longitudinales en el recipiente**

Observando que el área de la sección de fluido es  $\pi r^2$  y que el área de la sección de la pared corresponde a  $(2 \pi r t)$ . Se escribe la ecuación de equilibrio:

$$\sum F_x = \sigma_2(2\pi r t) - p(\pi r^2) = 0 \quad \text{Ec. 2.4}$$

Despejando para el esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$  se obtiene:

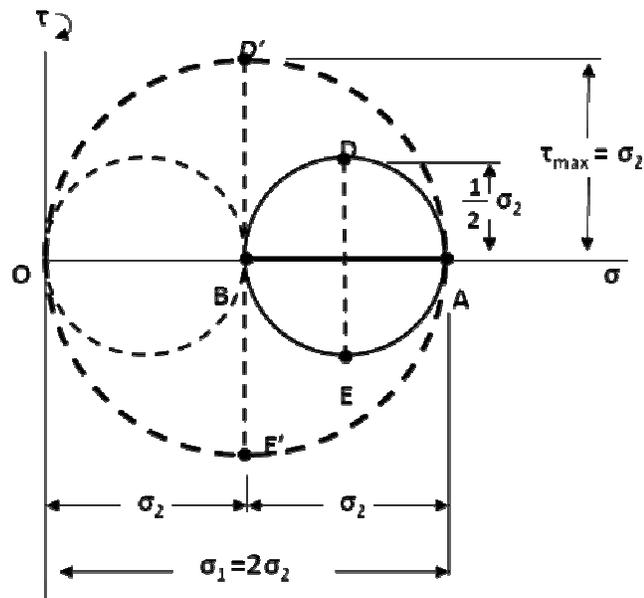
$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Se observa en las ecuaciones 2.3 y 2.5 que el esfuerzo circunferencial  $\sigma_1$  es el doble del esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$ , por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_1 = 2\sigma_2 \quad \text{Ec. 2.6}$$

En la figura 7 se dibuja el círculo de Mohr por los puntos A y B, que corresponden respectivamente a los esfuerzos principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ , y recordando que el máximo esfuerzo cortante en el plano es igual al radio del círculo y se tiene:

$$\tau_{\max(\text{en el plano})} = \frac{1}{2}\sigma_2 = \frac{pr}{4t} \quad \text{Ec. 2.7}$$



**Figura 7. Círculo de Mohr para un cilindro**

El esfuerzo de la ecuación 2.7 corresponde a los puntos D y E y se ejerce sobre un elemento obtenido mediante la rotación de  $45^\circ$  del elemento original de la figura 7, dentro del plano tangente a la superficie del recipiente. El esfuerzo cortante máximo en la pared del recipiente, sin embargo, es mayor. Es igual al radio del círculo de diámetro OA y corresponde a una rotación de  $45^\circ$  alrededor de un eje longitudinal y fuera del plano de esfuerzo, se tiene:

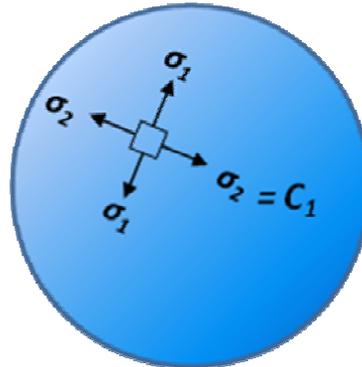
$$\tau_{\max} = \sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

**Ec. 2.8**

### 2.9.2 Recipientes Esféricos

Considérese ahora un recipiente esférico, de radio interior  $r$  y espesor de pared  $t$ , que contiene un fluido bajo presión manométrica  $p$ . Obsérvese en la figura 8 que,

por simetría, los esfuerzos en las cuatro caras de un elemento pequeño de pared deben ser iguales.



**Figura 8. Esfuerzos en las caras del elemento.**

Por lo tanto se tiene:

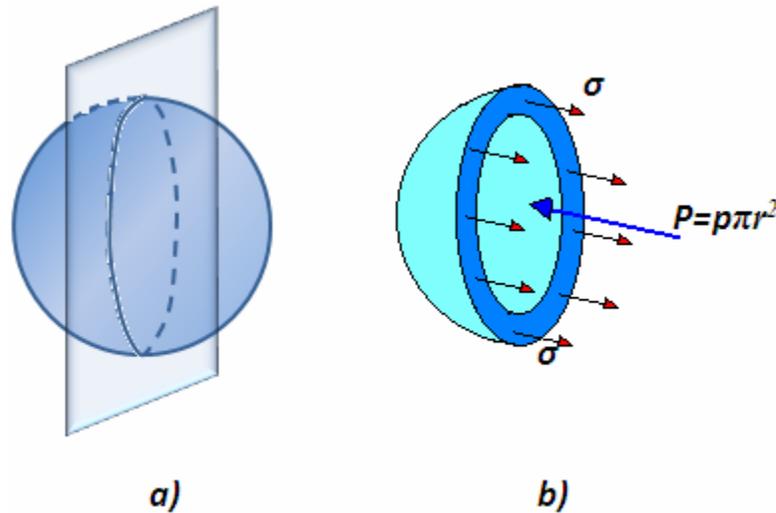
$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 \quad \text{Ec. 2.9}$$

A fin de hallar los esfuerzos en un recipiente esférico, se realiza un corte a través de la esfera según un plano diametral (figura 9a) y se aísla la mitad del cascarón junto con su contenido de fluido como cuerpo libre como se muestra en la (figura 9b). Sobre este cuerpo libre actúan los esfuerzos de tensión  $\sigma$  en la pared del recipiente y la presión  $p$  del fluido. La presión actúa en sentido horizontal contra el área circular plana de fluido que permanece dentro del hemisferio <sup>[13]</sup>. Puesto que la presión es uniforme, la fuerza resultante de la presión ( $P$ ) es:

$$P = p\pi r^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde,  $r$  corresponde al radio interno de la esfera y  $p$  a la presión manométrica.

Si las presiones interna y externa son las mismas, ningún esfuerzo se desarrolla en la pared del recipiente, por lo tanto, sólo el exceso de la presión interna sobre la presión externa tiene efecto sobre esos esfuerzos.



**Figura 9. Esfuerzos de tensión en la pared de un recipiente esférico a presión**

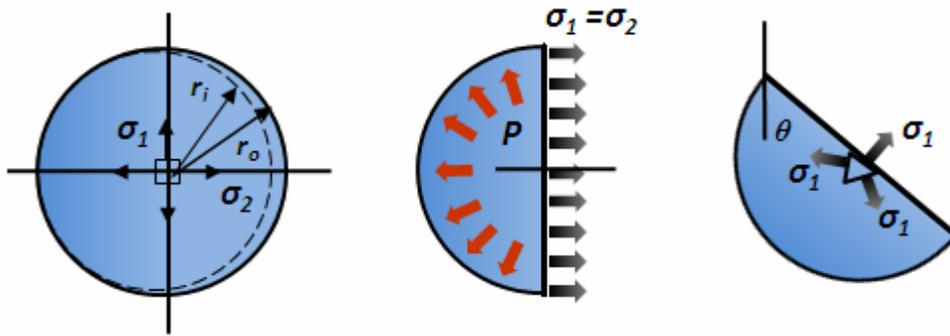
Debido a la simetría del recipiente y su carga, el esfuerzo de tensión  $\sigma$  es uniforme alrededor de la circunferencia; además como la pared es delgada, se puede suponer con buena precisión que el esfuerzo está uniformemente distribuido a través del espesor  $t$ . La precisión de esta aproximación aumenta conforme el cascarón se vuelve más delgado y decrece conforme se incrementa el espesor <sup>[13]</sup>. Para un recipiente esférico, la ecuación de equilibrio es:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

**Ec. 2.11**

En la figura 10, se puede visualizar que los esfuerzos principales de igual intensidad actúan en los elementos esféricos cualquiera que sea la inclinación del

elemento. Esto significa que sin que importe la inclinación del plano en el elemento estudiado, el esfuerzo normal permanece constante y no existen esfuerzos cortantes.



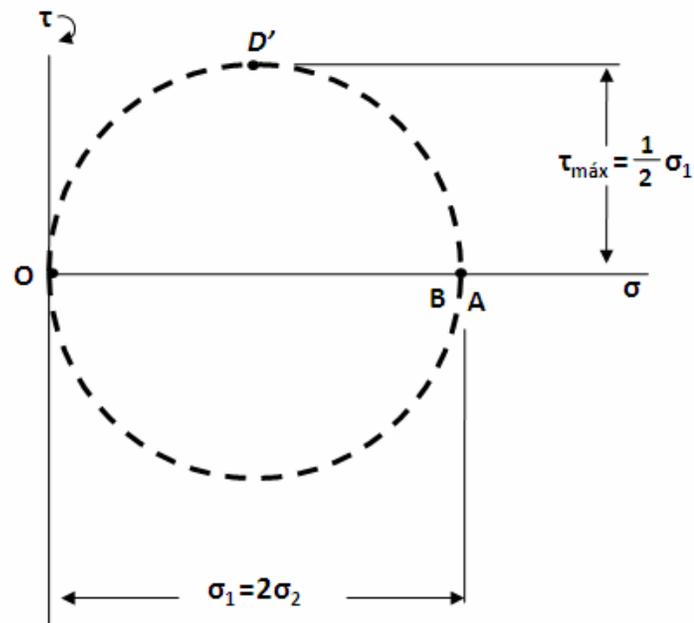
**Figura 10. Recipientes esféricos a presión**

Como los esfuerzos principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  son iguales, el círculo de Mohr para la transformación de esfuerzos, dentro del plano tangente a la superficie del recipiente, se reduce a un punto (figura 10).

Se concluye que el esfuerzo normal en el plano es constante y que el esfuerzo cortante máximo en el plano es cero. El máximo esfuerzo cortante en la pared del recipiente, sin embargo, no es cero; es igual al radio del círculo de diámetro OA y corresponde a una rotación de  $45^\circ$  fuera del plano de esfuerzo. Se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma_1 = \frac{pr}{4t}$$

**Ec. 2.12**



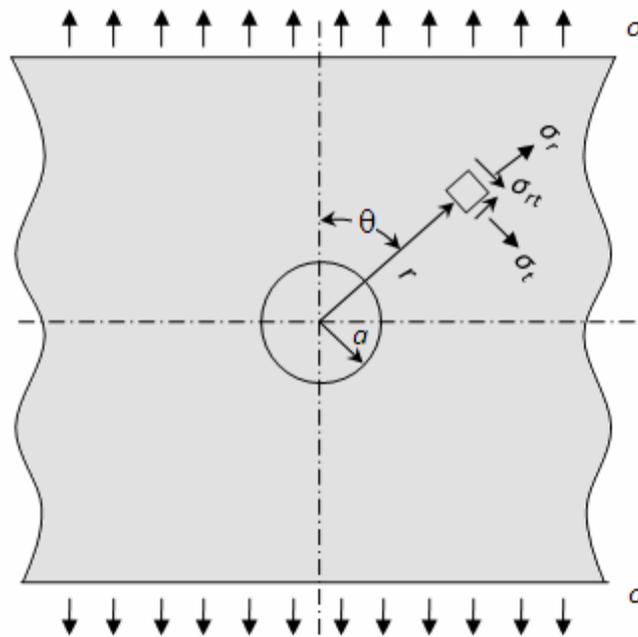
**Figura 11. Círculo de Mohr para una esfera**

Para los mismos valores de presión interna, diámetro y espesor de pared, el esfuerzo máximo en un recipiente esférico es aproximadamente la mitad del esfuerzo máximo que se presenta en uno cilíndrico.

### **2.10 Teoría básica de compensación de áreas empleada en el diseño de aberturas y boquillas en recipientes a presión**

Las aberturas en recipientes a presión son muy frecuentes y necesarias, más si el equipo forma parte de un proceso en el que hay salida y entrada de diversos flujos hacia y desde el interior del recipiente en cuestión.

En la figura 12, se puede ver la distribución del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular pequeña de radio  $a$ , la cual se encuentra en una placa que está sujeta a la acción de un esfuerzo de tensión  $\sigma$  en la dirección del eje polar  $\theta = 0$ .



**Figura 12. Abertura sobre placa plana sujeta a tensión**

Estos esfuerzos vienen dados por las ecuaciones:

$$\sigma_r = \frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) + \frac{\sigma}{2} \left(1 + 3\frac{a^4}{r^4} - 4\frac{a^2}{r^2}\right) \cos(2\theta) \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{\sigma}{2} \left(1 + 3\frac{a^4}{r^4}\right) \cos(2\theta) \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$\sigma_{tr} = -\frac{\sigma}{2} \left(1 - 3\frac{a^4}{r^4} + 2\frac{a^2}{r^2}\right) \sin(2\theta) \quad \text{Ec. 2.15}$$

Sobre la circunferencia de la abertura se tiene que:

$$r = a$$

$$\sigma_r = 0$$

$$\sigma_t = \sigma(1 - 2\cos(2\theta))$$

$$\sigma_{tr} = 0$$

El esfuerzo tangencial es máximo en el punto  $\theta=\pi/2$  y en el punto  $\theta=3\pi/2$  localizados sobre la circunferencia de la abertura y en el eje perpendicular a la dirección de la tensión aplicada; en estos puntos se tiene entonces  $\sigma_t = 3\sigma$ . Por otra parte, cuando  $r=a$  y  $\theta=0^\circ$  ó  $\theta=180^\circ$  se tiene entonces  $\sigma_t = -\sigma$ . De este modo se puede apreciar que una abertura pequeña en una placa sujeta a tensión en una dirección determinada, como por ejemplo por efecto de una presión interna, causa un aumento en los esfuerzos en la vecindad de la abertura hasta un valor máxima de tres veces el esfuerzo promedio que se tiene en la placa continua <sup>[12]</sup>.

A pesar de que la teoría exacta se basa en aberturas pequeñas en placas infinitas, en la práctica se ha podido apreciar que los efectos de una abertura pequeña son muy limitados y estos se desvanecen con rapidez; por lo tanto, para propósitos prácticos las ecuaciones 2.13, 2.14 y 2.15 pueden ser empleadas en placas que tengan una dimensión 5 veces mayor al diámetro del agujero.

Por otra parte, es obvio que al realizar una abertura en el cuerpo del recipiente, se está retirando una parte del material que lo conforma, debilitando así la estructura del recipiente. El código ASME propone una metodología de cálculo que se basa en el principio de compensación de áreas, es decir, se busca que el área aportada por la conexión de la boquilla compense aquella que es retirada al realizar la abertura. Lo que se busca es que el efecto de los esfuerzos (carga entre área) sobre los bordes de la abertura sea compensado por el área que se añade al instalar la boquilla. En caso de que esta área aportada no sea suficiente, se considerará la opción de instalar un soporte anular de refuerzo que rigidice la sección crítica, buscando que de este modo se mantenga la integridad del recipiente. A continuación se detalla dicha metodología de cálculo empleada en la práctica.

### **2.10.1 Espesor del cuello de boquilla**

De acuerdo con el párrafo UG-45 del Código ASME, el mínimo espesor requerido para el cuello de la boquilla, no deberá ser menor que el mayor valor de los siguientes:

#### **2.10.2 Por UG-45.a**

El espesor del tubo se debe calcular para todas las cargas aplicables según el párrafo UG-22 del código. Dado que todas las boquillas están hechas de tubos, éstas se calculan como si fueran recipientes a presión cilíndricos mediante la aplicación de la ecuación 2.8, en este caso se deben emplear las dimensiones corroídas de la boquilla, así como las propiedades mecánicas del material del componente.

#### **2.10.3 Por UG-45.b**

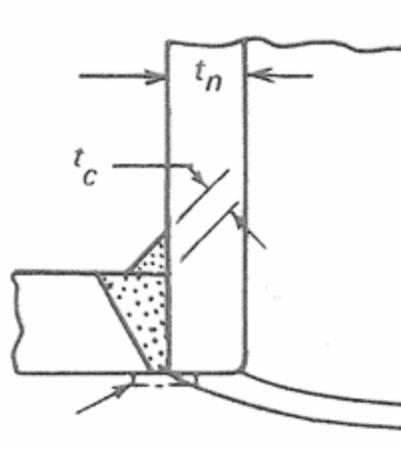
El espesor de la boquilla no debe ser menor que el más pequeño de los siguientes;

1. Para recipientes sometidos a presión interna, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a  $1/16''$  para recipientes soldados
2. Para recipientes sometidos a presión externa, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna equivalente más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a  $1/16''$  para recipientes soldados.
3. Para recipientes sometidos a la acción conjunta de presión interna y externa se debe elegir el espesor mayor determinado en (1) y (2)

4. El espesor mínimo de la pared del tubo Standard, sin considerar la tolerancia de fabricación (12,5%), más el margen de corrosión.
5. Una vez calculados los espesores requeridos por UG-45.a y UG-45.b se elige el mayor de estos como valor mínimo requerido por la boquilla.

#### 2.19.4 Requerimientos Mínimos de Soldadura para Adjuntar Boquillas

Se considera que la soldadura que une la boquilla al cuerpo del recipiente es de penetración completa, por lo que el refuerzo que aporta dicha soldadura se considera parte integral del cuerpo del equipo, tal y como se muestra en la figura 13.



**Figura 13. Junta soldada de boquillas al cuerpo del tipo integral  
(Figura UW-16.1 ASME)**

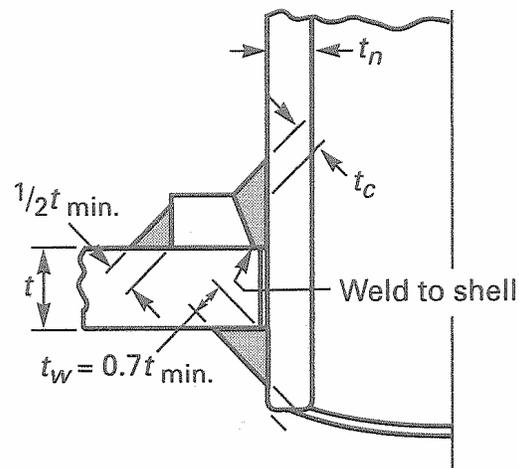
El procedimiento para dimensionar las soldaduras de las boquillas consiste en lo siguiente:

- 1) Primero se calcula  $t_{min}$  = menor ( $3/4''$ , espesor corroído de la sección más delgada de la junta).

- 2) Luego se procede a calcular  $t_c = \text{menor}(1/4'', 0,7t_{min})$  como el mínimo espesor requerido por la soldadura.
- 3) Se selecciona por exceso un cordón de soldadura estándar para facilitar la fabricación del componente,

A través de este procedimiento se obtiene una soldadura fuerte y confiable para evitar posibles fugas por la boquilla. Mención aparte debe hacerse a la inspección que se realiza a estas uniones soldadas, ya que al ser a filete no pueden ser examinadas radiográficamente, sino únicamente por inspección visual y su integridad se pone a prueba con la realización de la prueba hidrostática.

En caso de que el área provista por este tipo de conexión no sea suficiente para compensar el área retirada al abrir el agujero de la boquilla, se debe colocar un refuerzo por separado que es colocado en la parte externa de la superficie del recipiente, el cual es soldado tanto en la pared del equipo como a la pared de la boquilla, tal como se muestra en la figura 25.



**Figura 14. Junta soldada de boquillas al cuerpo que requieren de refuerzo adicional (Fuente UW)**

Cuando se coloca una placa anular de refuerzo externa, la junta de la boquilla y el cuerpo del recipiente no pueden considerarse de tipo integral, en cuyo caso se debe diseñar considerando una concentración de esfuerzos de la junta para garantizar un desempeño confiable de operación.

### **2.10.5 Teoría de Refuerzos para Aberturas**

Como ya se mencionó anteriormente las aperturas más comunes en los recipientes son aquellas que serán empleadas como boquillas. El material de refuerzo a emplear debe ser compatible con aquel que se emplea en el cuerpo del recipiente o en la boquilla, de este modo se tiene una conexión del tipo integral, como la que se obtiene por forjas o soldaduras a penetración completa, en contrario de lo que se obtiene si estas boquillas son instaladas con pernos o remaches.

Los dos requerimientos básicos para la instalación de refuerzos son:

- Suficiente material debe ser añadido para compensar el efecto de debilitamiento por la realización de la abertura, aun conservando los patrones de esfuerzo predominantes en el recipiente.
- El material de refuerzo debe ser colocado de forma inmediatamente adyacente a la abertura, pero uniformemente distribuido en el perfil y contorno de la misma para no introducir concentraciones de esfuerzos.

El refuerzo de un abertura no se obtiene por añadir grandes cantidades de material, por el contrario esto genera el efecto opuesto al crear un “punto de dureza” sobre la estructura. Este punto de dureza no permite que el recipiente crezca naturalmente bajo los efectos de la presión, o que no se desarrollen los patrones normales de esfuerzo sobre el cuerpo del equipo por la presión de esta zona sobre reforzada. El resultado es una concentración de esfuerzos local, lo cual puede ser visualizado como un pinchazo sobre un balón. Por otra parte, los límites geométricos

para añadir material de refuerzo de manera efectiva pueden obtenerse mediante un examen de los gradientes de esfuerzo que se producen a lo largo de la sección  $nn$  de la figura 15.

A cierta distancia desde el borde de la abertura y por la teoría desarrollada en la sección 2.6 para un recipiente cilíndrico sujeto a presión interna, donde el esfuerzo longitudinal es la mitad del esfuerzo circunferencial, se tiene que la ecuación 2.14 toma la siguiente forma:

$$\sigma_z = \frac{\sigma}{4} \left( 4 + 3 \frac{a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \quad \text{Ec. 2.16}$$

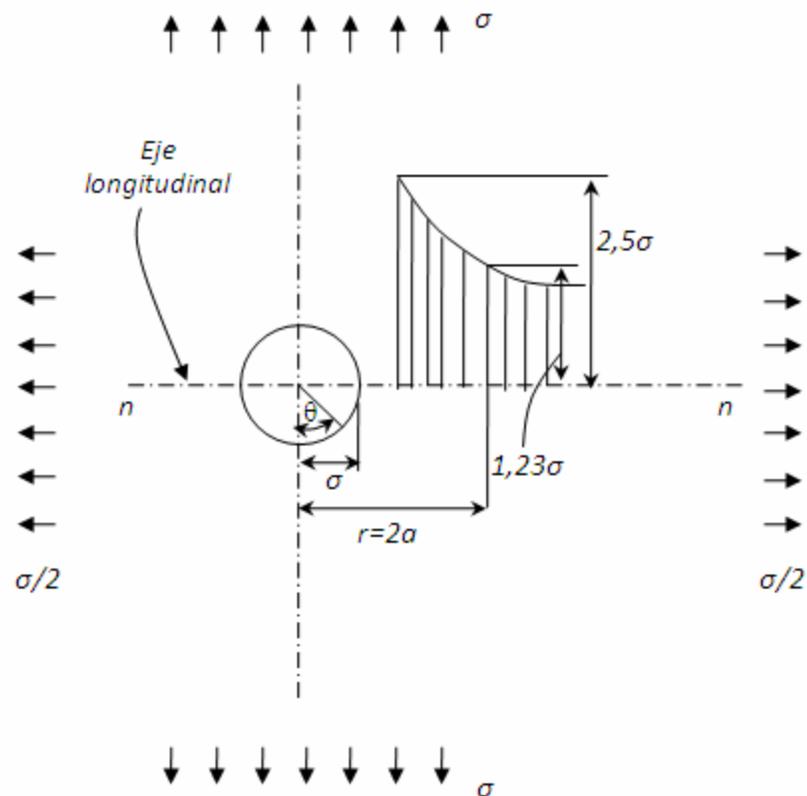


Figura 15. Variaciones del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular

El esfuerzo decrece rápidamente con la distancia a partir del borde de la abertura, como se muestra en el área rallada de la figura 14. En el borde del agujero se tiene que  $r=a$ , y de la ecuación 2.15 se tiene entonces que el máximo esfuerzo es  $\sigma_t = 2,5\sigma$ . En otro caso, a una distancia del borde  $r=2a$ , el esfuerzo disminuye hasta  $\sigma_t = 1,23\sigma$ , por lo que los efectos de la abertura a esta distancia en la distribución del esfuerzo son despreciables. Por lo expuesto anteriormente es usualmente aceptado que para una distancia igual al radio de la apertura a partir del borde del agujero se tiene un límite válido para el refuerzo efectivo de la abertura en la dirección paralela a la pared del recipiente. Para el límite en la dirección perpendicular a la superficie se puede aproximar por las características deflectoras de la boquilla o del anillo que se esté utilizando como refuerzo. En el caso de una boquilla cilíndrica esta deflexión es una distancia  $L$  por encima de la superficie del recipiente y que es igual a  $1/\beta$ , donde  $\beta$  es un coeficiente numérico. Si se toma un espesor de pared de boquilla promedio como un décimo del radio de la boquilla, se tiene entonces:

$$L = \frac{\sqrt{rt_n}}{1,285} = \frac{\sqrt{0,1t_n^2}}{1,285} = 0,25t_n \quad \text{Ec. 2.17}$$

De este modo se establecen los límites de refuerzo como una función del radio de la boquilla. Entonces se considera que el área provista por el espesor de la boquilla dentro de los límites de refuerzo compensa el área removida del cuerpo por la abertura respectiva. En caso de que se requiera colocar más área, esta debe ser instalada dentro de los límites de refuerzo para una efectividad completa. Éste es el método básico para reemplazar áreas de refuerzo usado en el diseño de recipientes y es aplicado por la ASME en su código de normas con las siguientes salvedades:

- El límite paralelo a la superficie del recipiente se toma como el mayor valor entre el diámetro de la apertura o la sumatoria del radio de boquilla más el espesor de la boquilla más el espesor del cuerpo del recipiente en el punto donde se hace la abertura; todo en dimensiones corroídas.

- En el límite normal a la pared del recipiente se extiende por encima de la superficie del mismo una distancia que debe ser la menor entre 2,5 veces el espesor del cuerpo o 2,5 veces el espesor de la boquilla más el espesor del anillo de refuerzo.

## **2.11 Fallas en recipientes a presión**

Las unidades de equipo de proceso pueden fallar en servicio por diversas razones. Las consideraciones por tipo de falla que pueda presentarse es uno de los criterios que deben usarse en el diseño del equipo. La falla puede ser el resultado de una deformación plástica excesiva o elástica o por termo fluencia. Como un resultado de tal deformación el equipo puede fallar al no realizar su función específica sin llegar a la ruptura <sup>[11]</sup>.

Las fallas en recipientes a presión pueden ser agrupadas en cuatro grandes categorías, las cuales describen el porqué una falla ocurre en el recipiente. Las fallas también pueden ser agrupadas entre tipos de fallas, las cuales describen el cómo ocurre la falla <sup>[11]</sup>. Cada falla tiene su cómo y porqué para su historia. Ésta puede haber fallado a través de fatiga por corrosión debido a la selección de un material equivocado. El diseñador debe estar familiarizado con las categorías y tipos de falla así como con las categorías y tipos de esfuerzos y cargas. Al fin y al cabo todas ellas están relacionadas.

### **2.11.1 Categorías de fallas**

- *Material*. Inadecuada selección del material, defectos en el material.
- *Diseño*. Data de diseño incorrecta, método de diseño inexacto o incorrecto.
- *Fabricación*. Pobre calidad de diseño, procedimientos de fabricación inadecuado o insuficiente incluyendo soldaduras.

- *Servicio*. Cambios en las condiciones de servicio por el usuario. Operadores inexpertos o personal de mantenimiento.

### 2.11.2 Tipos de fallas

- *Deformación elástica*. Es un fenómeno asociado con las estructuras que tienen limitada su rigidez y están sujetas a compresión, flexión, torsión, combinación de tales cargas. La inestabilidad elástica es una condición de la cual la forma de la estructura es alterada como resultado de rigidez insuficiente.
- *Fractura*. Es cuando el material del recipiente se fragmenta, puede ocurrir a bajas o medianas temperaturas. Las fracturas han ocurrido en recipientes hechos de bajo acero de carbono en un rango de 40°-50°F durante la prueba hidrostática cuando existen defectos menores.
- *Inestabilidad plástica*. El criterio de mayor uso para el diseño de equipo es aquel que mantiene los esfuerzos inducidos dentro de la región elástica del material de construcción con el fin de evitar la deformación plástica como resultado de exceder el punto de cedencia. La inestabilidad plástica ocasiona tensiones cíclicas acumulativas que pueden ocasionar la inestabilidad del recipiente por deformación plástica.
- *Esfuerzo por corrosión*. Es bien sabido que sustancias cloradas causan esfuerzos por corrosión agrietando el acero inoxidable, igualmente los servicios cáusticos pueden causar esfuerzos por corrosión agrietando aceros de carbono. La selección del material es crítica en estos servicios.
- *Fatiga por corrosión*. Ocurre cuando efectos corrosivos y fatigas ocurren simultáneamente. La corrosión puede disminuir la duración de la fatiga socavando la superficie y propagando las grietas.

Conociendo estos varios modos de fallas, el diseñador debe tener a su disposición un bosquejo del estado de esfuerzos en las distintas partes del recipiente. Es en contra

de estos modos de falla que el diseñador debe comparar e interpretar los valores de esfuerzos. Determinando el esfuerzo admisible no es suficiente. Para la inestabilidad plástica se debe considerar la geometría, rigidez y las propiedades del material. La selección del material es una de las mayores consideraciones relacionadas con el tipo de servicio. Detalles de diseño y métodos de fabricación son tan importantes como el esfuerzo admisible en el diseño de recipientes para servicios cíclicos. El diseñador y todas aquellas personas que definen el diseño deben tener una imagen clara de las condiciones bajo las cuales el recipiente va a operar.

### **2.12 Componentes estructurales de soportes**

Los recipientes a presión, normalmente se soportan y, eventualmente se cuelgan, mediante diversos tipos de estructuras, que se suelen agrupar en silletas, zócalos cilíndricos, abrazaderas colgantes, vigas circunferenciales y columnas integradas.

Los elementos estructurales deben facilitar soporte, refuerzo y estabilidad, al recipiente a presión, y tienen que estar rígidamente unidos mediante soldadura o remachado. Se pueden considerar otros tipos de ligamentos, como:

- Ligaduras indirectas, que utilizan abrazaderas, pasadores y grapas.
- Ligaduras que están completamente desligadas, capaces de transferir las cargas a través de superficies de rodadura o de fricción.

Las cargas aplicadas a componentes estructurales se clasifican en tres grupos:

- Cargas muertas, que son las que la gravedad ejerce sobre el equipo y sus estructuras soporte.
- Cargas vivas, que varían en magnitud y a veces en ubicación, se tienen en cuenta para computar las máximas tensiones exigibles en el diseño.

- Cargas transitorias, que dependen del tiempo; raramente se presentan durante la vida de los componentes estructurales.

Las cargas específicas que se consideran en el diseño de cualquier estructura soporte de un componente a presión, comprenden:

- Peso de componentes y de su contenido, en operación y en ensayo, incluyendo las cargas debidas a otros factores como la altura estática, la altura dinámica y el flujo de fluido.
- Peso de los elementos componentes del soporte.
- Cargas superpuestas, estáticas y térmicas, inducidas por los componentes soportados
- Cargas medioambientales, debidas al viento y nieve.
- Cargas dinámicas, que incluyen las provocadas por terremotos, vibraciones y cambios bruscos de presión.
- Cargas debidas a expansiones térmicas de tuberías y a expansiones o contracciones inducidas por la presión.
- Cargas debidas a instalaciones de anclajes de componentes.

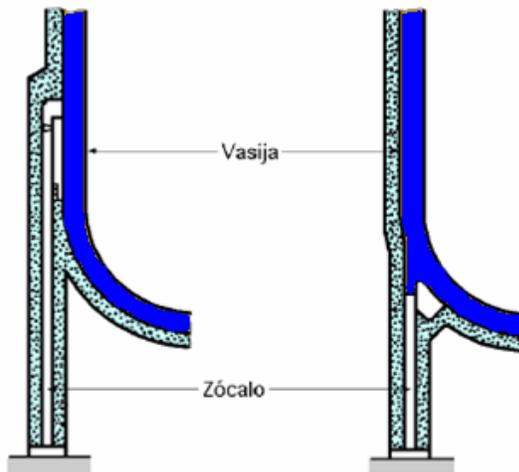
### **2.12.1 Consideraciones de diseño de soportes**

Estas consideraciones implican la determinación de tensiones sobre los componentes estructurales y sus conexiones, mediante métodos analíticos, se realiza mediante:

- El análisis elástico lineal utilizando la teoría de la carga máxima de rotura, se aplica a placas, carcasas y soportes.
- El análisis del límite plástico se usa en estructuras lineales ensambladas, siempre y cuando se apliquen los factores de ajuste de carga adecuados.

◆ **Soportes de placa y carcasa.** Para soportar recipientes a presión en disposición vertical se utilizan zócalos de carcasa cilíndrica. Estos soportes se unen al recipiente para reducir las tensiones locales de pandeo, en la unión zócalo-recipiente, construcción que permite variaciones de la presión radial y térmica del recipiente soportado, mediante el correspondiente pandeo del zócalo; la longitud axial del soporte se elige de manera que se pueda producir el pandeo en forma segura. En la figura 16, se muestran los detalles para un soporte del tipo de zócalo de carcasa. Para su diseño se determinan las cargas que tiene que soportar, entre las que se incluyen:

- El peso del recipiente y su contenido.
- Las cargas impuestas por cualquier otro equipo soportado por el recipiente.
- Las cargas debidas a los sistemas de tuberías y otros tipos de ligaduras inherentes al recipiente.



**Figura 16. Detalles del zócalo soporte de carcasa**

Se establece una altura de zócalo y se determinan las fuerzas y momentos en la base del mismo, debidas a las cargas aplicadas. Si se considera la carcasa (superficie cilíndrica) como una viga, el esfuerzo normal en el zócalo se calcula por la expresión:

$$\sigma = \frac{-P_v}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde:

$\sigma$  = la tensión axial en el zócalo

$P_v$  = la carga total vertical de diseño

A = el área de la sección transversal

M = el momento en la base debido a las cargas de diseño

C = la distancia radial desde el eje central a la superficie del zócalo

I = el momento de inercia

Los esfuerzos normales debido a carga axial y momento flexionante  $\sigma$  para carcacas delgadas se definen como:

$$\sigma = \frac{-P_v}{2\pi r t} \pm \frac{M}{\pi r^2 e} \quad \text{Ec. 2.19}$$

Como el esfuerzo admisible por compresión es menor que el esfuerzo admisible por tracción, es la de compresión la que normalmente controla el diseño.

Los niveles globales de tensiones facilitan, en todos los casos, un diseño más exacto. Frecuentemente se pueden presentar tensiones locales de pandeo térmico, como consecuencia de la posible diferencia de temperaturas entre el zócalo y la placa base soporte; su magnitud depende del gradiente térmico axial; los gradientes más elevados dan lugar a tensiones más altas.

### **2.13 Eficiencia de juntas soldadas en recipientes a presión fabricados por métodos de soldadura**

La mayoría de los recipientes a presión son construidos a partir del ensamblaje de partes y/o secciones que han sido prefabricadas o subensambladas, tales como cilindros, cabezales, etc., mediante juntas soldadas para así formar la estructura del recipiente en sí; posteriormente a ésta estructura se le adjuntan por métodos de soldadura igualmente las conexiones, boquillas o aberturas que son requeridas por el equipo. Sólo aquellos cierres que serán removidos frecuentemente, ya sea por servicio, inspección o mantenimiento, son unidos con pernos y tuercas para que así el número de cierres mecánicos con empacaduras sea mínimo y tener de este modo una mayor superficie de la estructura a prueba de fugas. Este hecho hace que los efectos de soldaduras en el diseño de recipientes a presión sea un elemento importante en el cálculo mecánico de estos equipos dadas las concentraciones de esfuerzo que se generan en la estructura del recipiente <sup>[14]</sup>. Estas concentraciones de esfuerzo por juntas soldadas se producen por las siguientes razones:

- Por la diferencia de la estructura metalúrgica del material de aporte con respecto al material base.
- Por defectos en la soldadura como porosidades, incrustaciones de escoria, o rupturas por encogimiento.
- Por la geometría del perfil del cordón de soldadura como filetes, soldaduras a tope, o transiciones, así como también por el acabado superficial posterior a la soldadura.

Dada la importancia de las soldaduras en la construcción y diseño de los recipientes, el Código ASME introduce la variable “E” como la eficiencia de de junta en la ecuación 2.8 para el cálculo de espesor del recipiente cilíndrico. Esta variable toma en consideración los tres factores anteriormente descritos, junto con el nivel de inspección radiográfica que se realiza a la junta en consideración, así como la localización de dicha soldadura en la estructura del recipiente, para así definir la capacidad o confiabilidad que tiene la soldadura para resistir los efectos de las cargas

bajo las cuales estará sometida. Esta variable puede tener alguno de los siguientes valores:

E = 1 para radiografiado total

E = 0,85 para radiografiado aleatorio

E = 0,70 para equipo sin radiografiado.

El código ASME modifica la ecuación 2.8 para el cálculo del espesor del recipiente y así obtener de ese modo un diseño más seguro y confiable. Quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Donde:

t = espesor mínimo requerido (in)

P = presión de diseño (psi)

R = radio interno (in)

S = esfuerzo máximo permisible (psi)

E = eficiencia de las soldaduras

La ecuación 2.20 es la ecuación modificada por el Código ASME, la cual está especificada en el párrafo UG-27 del código y que da como resultado un espesor mayor al que se obtiene por la ecuación teórica 2.8 pues considera un factor de seguridad de  $(0,6P)$  que hace que el denominador de la ecuación anterior sea menor, y por lo tanto se tenga un espesor más grueso. Adicionalmente introduce los efectos de la soldadura en el ensamblaje del recipiente al considerar la eficiencia de junta soldada E. Al introducir esta variable se obliga a que el espesor obtenido sea mayor al calculado por la teoría de pared delgada en la ecuación 2.8.

## 2.14 Efectos de vientos y sismos sobre la estructura de recipientes a presión

El procedimiento de diseño tiene como norma que estas condiciones ambientales no actúan de manera conjunta sino por separado, es decir o se tienen cargas de viento o se tienen cargas sísmicas actuando sobre el recipiente.

### 2.14.1 Cálculo de Cargas Generadas por Acción del Viento

El diseño se hace siguiendo la norma ASCE (7-98) “American Society of Civil Engineers” para el diseño de estructuras de forma simétrica y regular y que no cuentan con características especiales de respuesta para contrarrestar los efectos del viento. De acuerdo a esta norma, la fuerza ejercida por el viento sobre la superficie de una estructura se calcula como:

$$F = q_z G C_f A_f \quad \text{Ec. 21}$$

Donde:

$q_z = 0,00256 k_z k_{zt} k_d V^2 I$  (lbs/ft<sup>2</sup>) “presión de Velocidad V a una altura Z”

$k_d = 1$  Factor de dirección del viento para estructuras abiertas

$k_z$  Coeficiente de exposición de la presión de velocidad del viento, en función de la categoría de exposición de la estructura D para áreas planas sin obstáculos y expuestas al viento circulando sobre la superficie del agua

$k_{zt}$  Factor topográfico de la región en la que se ubica la estructura

V Velocidad máxima del viento

I=1 Factor de importancia para estructuras petroquímicas que presentan poco peligro para la vida humana.

G Efecto de las ráfagas para una categoría de exposición D y a una altura Z

$C_f = 0,8$  Coeficiente de fuerza total o factor de forma para estructuras cilíndricas.

$A_f$  Área proyectada de contacto

La ecuación 2.21 da como resultado la fuerza resultante por la acción del viento de acuerdo a las características del sitio en el que está ubicado el recipiente. Esta fuerza actúa sobre la punta de la torre, por lo que al ser trasladada a la base es la misma, se transforma en un sistema de cargas equivalente de fuerza y momento.

### 2.14.2 Cálculo de cargas generadas por la acción de sismos

Los cálculos se basan en el método de diseño expuesto en la norma UBC-1991 “Uniform Building Code”, en el que se considera que las condiciones de carga sobre el recipiente son similares a las de una viga en voladizo con una carga que se incrementa uniformemente hacia el extremo libre. Este sistema de cargas se plantea como una fuerza cortante distribuida sobre la longitud del recipiente y un momento de volcamiento que actúa sobre las bases de la estructura.

La carga cortante total que actúa sobre el recipiente se calcula como:

$$V = \left( ZI \frac{C}{R_w} \right) W \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde

$$C = 1,25 \frac{S}{T^{2/3}} \quad \text{Coeficiente Numérico que no debe ser mayor a 2,75.}$$

$$T = 0,035H^{3/4} \text{ (seg)} \quad \text{Período fundamental de vibración de la estructura}$$

H Altura de la estructura

S	Coeficiente de las características del suelo en el sitio. S=2 Lecho marino con más de 40 ft de arcilla suave (valor máximo)
R <sub>w</sub>	Coeficiente numérico de forma. R <sub>w</sub> =4 para recipientes a presión cilíndricos.
I=1	Factor de importancia para estructuras petroquímicas que presentan poco peligro para la vida humana.
W	Peso total de la torre.

La carga cortante que actúa sobre el tope de la estructura se calcula como:

$$F_T = 0,07TV \text{ (lbs)}$$

F<sub>T</sub> No debe ser mayor a 0,25V y en caso de que T ≤ 0,7 entonces F<sub>T</sub> será cero.

El momento de volcamiento máximo ocurre en la base del recipiente y viene dado por:

$$M = \left[ F_T H + (V - F_T) \frac{2}{3} H \right] \text{ (lbs in)}$$

El momento de volcamiento a una distancia X del tope de la estructura se calcula por las expresiones:

$$M = [F_T X] \text{ (lbs in); para } X \leq H/3$$

$$M = [F_T X + (V - F_T)(X - H/3)] \text{ (lbs in); para } X \geq H/3$$

El cortante en la base es la fuerza horizontal sísmica total actuando en la base de la estructura, sobre la cual se tiene una distribución triangular de fuerzas. Una porción,  $F_T$ , de la fuerza horizontal sísmica total actúa sobre el tope del recipiente, mientras el resto se distribuye a lo largo de la longitud del mismo.

### 2.15 Esfuerzos térmicos

En un recipiente a presión de pared delgada, un elemento de material está sujeto a esfuerzos de tensión en dos dimensiones perpendiculares, de modo que aparecen deformaciones  $\epsilon_1$  y  $\epsilon_2$ , midiendo éstas en las direcciones 1 y 2 se pueden calcular los esfuerzos  $S_1$  y  $S_2$ , de la siguiente forma:

$$S_1 = E \frac{\epsilon_1 + \nu \epsilon_2}{1 - \nu^2} \qquad S_2 = E \frac{\epsilon_2 + \nu \epsilon_1}{1 - \nu^2} \qquad \text{Ec. 2.25}$$

Donde:

$\nu$  = relación de Poisson

$E$  = módulo de elasticidad

La restricción de la expansión o contracción debida a un cambio de temperatura da como resultado una inducción de esfuerzos térmicos. La mayoría de las condiciones de servicio de recipientes a presión involucra una restricción en dos dimensiones; en este caso,

$\epsilon_1 = \epsilon_2 = -\alpha(T_2 - T_1)$ . Entonces reemplazando en las ecuaciones 2.25 se tiene que los esfuerzos máximo que se pueden inducir son:

$$S_1 = S_2 = -\frac{\alpha \epsilon (T_2 - T_1)}{1 - \nu} = -\frac{\alpha \epsilon \Delta T}{1 - \nu}$$

Donde:

$S_1$  y  $S_2$  = esfuerzos principales máximos que se pueden inducir por restricción de contracciones térmicas.

$T_2$  y  $T_1$  = temperatura nueva y temperatura inicial respectivamente.

Un esfuerzo térmico puede causar una falla por fluencia, o una falla por fatiga por ciclos térmicos. Las expansiones térmicas también pueden volver una estructura inoperante debido a distorsiones o deflexiones excesivas, por ejemplo, con rotores de turbinas. Para reducir los esfuerzos inducidos por gradientes térmicos se acostumbra a realizar un calentamiento o enfriamiento gradual para evitar daño térmico en cuerpos de calderas, rotores de turbinas y otros equipos de procesos.

Cuando en un recipiente se introducen o se descargan fluidos se pueden inducir esfuerzos térmicos de fatiga en las toberas, debido a una variación de temperatura en relación con la inicial del material del recipiente. Cuando los gradientes de temperatura son pequeños no se presentan problemas en el material del recipiente, pero con una variación excesiva y recurrente los esfuerzos térmicos inducidos pueden causar una falla por fatiga. La variación admisible de temperatura se puede estimar suponiendo que el cambio cíclico de temperatura induce un esfuerzo cíclico de temperatura induce un esfuerzo cíclico igual al esfuerzo alterno admisible de fatiga.

## **2.16 Corrosión**

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0,25 in que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales se indica un margen de 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  $\frac{1}{4}$  de pulgada. (Norma UCS-25)

Para otros recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada del recipiente será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador <sup>[15]</sup>. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 in 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. Existen varios métodos diferentes para medir corrosión, el más simple consiste en taladrar agujeros de prueba o indicadores de corrosión (Párrafo UG-25.c).

De acuerdo con el Código ASME, los recipientes sujetos a corrosión deberán tener una abertura de purga y deberán ser provistos con abertura de inspección.

La selección del material adecuado es de vital importancia para brindar cierto grado de seguridad particularmente cuando puede producirse una falla debida a corrosión, que origine una situación peligrosa o se traduzca en tiempo muerto costoso.

### 2.16.1 Selección del material

La selección de materiales se refiere a la selección y empleo de materiales resistentes a la corrosión, tales como: acero inoxidable, plásticos y aleaciones especiales que alarguen la de vida útil de una estructura. Los materiales a ser utilizados en recipientes a presión deben ser seleccionados a partir de las especificaciones de material aprobadas por el Código ASME. Este requerimiento no es un problema ya que está disponible un extenso catálogo de tablas enlistando materiales aceptables. Los factores que necesitan ser considerados para elegir una tabla apropiada son: costo, condición de servicio (desgaste, corrosión, temperatura de operación), disponibilidad y requerimientos de resistencia <sup>[15]</sup>.

### 2.16.2 Registros

Todos los recipientes sujetos a presión que contengan aire comprimido y aquellos sometidos a corrosión interna, erosión o abrasión mecánica, deben proveerse de un registro para hombre, un registro para la mano u otras aberturas de inspección para ser revisados y limpiados.

Los registros de inspección deben ser de preferencia circulares, elípticos u oblongos <sup>[16]</sup>. Un registro oblongo es formado por dos lados paralelos y extremos semicirculares. La abertura para un tubo o una tobera circular cuyo eje no sea perpendicular a la pared o cabeza de recipiente, puede tomarse para fines de diseño como registro elíptico <sup>[16]</sup>. Los registros que aparecen en la tabla 3 se han seleccionado de las opciones permitidas por el Código ASME.

**Tabla 3.** Registros de inspección de acuerdo al diámetro del recipiente

Diámetro interno del recipiente	Registro de inspección requerido
Mayor de 12 in y menor de 18 in.	Dos aberturas con tubo roscado de 1½ in de diámetro.
Desde 18 in hasta 36 in.	Registro de hombre con un mínimo de 15 in de diámetro interno o dos aberturas con tubo roscado de 2 in de diámetro.
Mayor de 36 in.	Registro de hombre con un mínimo de 15 in de diámetro interno o dos boquillas con tubo de 6 in de diámetro.

No se requieren registros de inspección cuando:

- ✓ En recipientes de 12 in de diámetro o menores, si tiene por lo menos dos conexiones removibles para tubos de ¾ de pulgada, como mínimo.
- ✓ En recipientes de más de 12 in de diámetro interior que se van a instalar de manera que puedan desconectarse de un arreglo para permitir su inspección, si tienen por lo menos dos conexiones para tubo removibles no menores de 1½ de pulgada.
- ✓ En recipientes de más de 12 in de diámetro interior sujetos a presión interna de aire que también contengan otras sustancias que impidan la corrosión, siempre que el recipiente tenga aberturas adecuadas por la que se pueda hacer conveniente su inspección.
- ✓ En recipiente (no mayores de 36 in de diámetro interno) provistos de agujeros de aviso (como mínimo un agujero por cada 10ft<sup>2</sup>) que cumplan con las disposiciones de la norma, que estén sometidos solo a corrosión y que no para uso con aire comprimido.

### 2.17 Diseño de recipientes a presión

En el diseño de recipientes a presión se abarcan diferentes etapas, entre las cuales se encuentran el desarrollo del diseño conceptual, del diseño básico y del diseño de ingeniería detalles.

El diseño conceptual constituye la etapa inicial donde se definen los datos iniciales de un diseño preliminar, mediante la evaluación de las distintas alternativas de solución, en base a ciertos criterios elegidos para demostrar su facilidad técnica-económica, además de su rentabilidad. En el desarrollo del diseño conceptual para un recipiente sometido a presión se debe construir un esquema de la información que se tiene para el diseño. A esquema se le denomina esquema conceptual. Al construir el esquema, los diseñadores descubren el significado de los datos de diseño, es decir, se comprenden los datos independientemente de su representatividad física y la aplicación de cada uno de los datos.

El diseño básico comprende la información necesaria para evaluar definitivamente el diseño. Se procede a dimensionar el recipiente y especificar los materiales, basándose en los datos obtenidos en el diseño conceptual. En esta etapa del diseño se especifican los cálculos a realizar y el procedimiento que se debe seguir para realizarlos.

Después de desarrollar los cálculos del diseño, deben ser sometidos a la aprobación definitiva de la industria petrolera y proseguir con la etapa del diseño de detalles. En el diseño de detalles se especifica toda la información obtenida del diseño básico, no obstante, al iniciarse esta etapa, se debe realizar una revisión, a fin de adecuar el diseño a posibles nuevas exigencias o algún redimensionamiento. De manera que se presenta toda la información necesaria para llevar a cabo la procura de los materiales y la construcción del diseño y finalmente realizar el montaje y puesta en operación del recipiente a presión.

### **2.17.1 Ingeniería Conceptual**

Por lo general, en esta etapa se determinan las condiciones de operación, y se obtiene información relacionada con los flujos a manejar. Adicionalmente, se estiman algunas dimensiones preliminares del recipiente. Entre los aspectos a tratar en esta etapa del proyecto se tienen:

- Presión de operación.
- Temperatura de operación.
- Características de los fluidos a ser manejados.
- Propiedades de los fluidos en diferentes fases.
- Flujos de entrada y salida de las diferentes fases.
- Capacidad estimada del recipiente.
- Dimensiones estimadas del tanque.
- Especificar los elementos internos necesarios.
- Ubicación preliminar de las boquillas de proceso.
- Datos referentes a la ubicación de la instalación, con el objeto de determinar información atmosférica y movimientos sísmicos.
- Determinar el diámetro de las líneas de proceso a las cuales está integrado el recipiente.
- Especificar el rango de operación del recipiente.
- Determinar la necesidad del control del proceso mediante instrumentos e indicadores.
- Determinar la ubicación del recipiente relativa a otros equipos (diagrama de flujo de procesos).

### **2.17.2 Ingeniería Básica**

En esta etapa se realiza el dimensionamiento de cada uno de los componentes internos y equipos que constituyen el recipiente. En base a los resultados de la etapa conceptual, se contemplan las siguientes actividades:

- Selección de configuración del recipiente.
- Cálculo del diámetro y la longitud (o altura) del recipiente.
- Cálculo del diámetro de las boquillas de proceso.
- Determinar las dimensiones y soportes de los dispositivos internos.
- Estimación de los efectos de corrosión del fluido sobre el recipiente para determinar tolerancias por corrosión.
- Selección de materiales en función del fluido a ser manejado y de la resistencia de materiales.
- Diseño de soldaduras.
- Cálculo de espesores de pared de cuerpo y cabezales en base a todas las cargas que afecten al recipiente.
- Determinar la ubicación y diámetro de las boquillas de instrumentación.
- Selección de boquillas de inspección.
- Cálculo de soportes (faldón o silla).
- Elaboración de hoja de datos del recipiente. Este documento debe contener al menos la siguiente información:

Esquema del recipiente. Acotando dimensiones principales y ubicando boquillas y accesorios importantes.

Datos de las condiciones de operación y diseño

Materiales seleccionados.

Especificaciones de preparación de superficies.

Número y características de boquillas.

Elaboración de especificaciones generales y particulares de construcción.

### **2.17.3 Ingeniería de Detalle**

La elaboración de los planos de detalle y la ubicación de los componentes y equipos, son las tareas que caracterizan esta fase. En ellos se especifican la ubicación exacta de las boquillas del recipiente. Además se elaboran los planos de las instalaciones eléctricas, para determinar la fuente de alimentación de los equipos, así como, los planos de las instalaciones mecánicas, para especificar las conexiones con los mismos. En los planos se deben detallar los siguientes ítems:

- Datos de diseño y condiciones de operación.
- Dibujo a escala del recipiente con todos sus detalles: espesores de pared, recubrimientos internos y externos, ubicación de internos, tipos de soldaduras, ubicación exacta de las boquillas, etc.
- Detalles de las boquillas: incorporando proyecciones internas y externas, dimensiones de refuerzos, etc.
- Detalles de soportes.
- Detalles de escaleras y plataformas.
- Tratamiento térmico y ensayos no destructivos.

### **2.17.4 Procura**

Se recomienda comenzar la etapa de procura justo después de la ingeniería básica siempre que el tiempo de fabricación de los equipos afecte el tiempo de construcción de la instalación completa. Las siguientes actividades a desarrollar son:

- Solicitud de cotizaciones a fabricantes. La base para esta solicitud la conforman la hoja de datos y las especificaciones generales y particulares de construcción.
- Análisis técnico de cotizaciones.

- Emisión de orden de compra a la empresa seleccionada con todos los documentos generados en la ingeniería. Hojas de datos, especificaciones de construcción y planos de diseño.
- Inspección de la fabricación hasta su finalización.

### **2.17.5 Fabricación**

Los materiales serán especificados por el comprador y su designación deberá aparecer en los dibujos de taller. No se hará sustitución alguna de materiales especificados sin previa autorización escrita del comprador. El procedimiento de soldadura y los registros de calificación de los soldadores del fabricante deberán ser sometidos a aprobación al recibo de pedido. No se efectuará soldadura alguna antes de que el procedimiento de soldadura y la calificación sean aprobados por el comprador.

Las costuras longitudinales de los cascos cilíndrico o cónicos, todas las costuras de los cascos esféricos y de los cabezales formados por partes deberán situarse de manera que libren las aberturas, los parches de refuerzo y las placas de desgaste de las silletas. Las costuras circunferenciales de los cascos partes deberán situarse de manera que libren las aberturas, los parches de refuerzo, los anillos de atersa y de soporte del aislamiento y las placas de desgaste de las silletas. Cuando sea inevitable cubrir una costura longitudinal por un parche de refuerzo, se esmerilará la costura a ras y el parche mencionado se examinará en el sitio antes de soldarlo.

Los recipientes provistos de registros de inspección, controles de nivel de líquido o válvulas de alivio situadas 12 pies arriba del piso, deberán proveerse de escaleras marinas con protección y plataforma. Deberán soldarse al recipiente en el taller orejas para recibir escaleras y plataformas. Cuando los recipientes verticales requieran de

aislamiento, el fabricante deberá suministrar e instalar anillos de soporte. La empresa seleccionada para la construcción realiza las siguientes actividades:

- Revisión de cálculos y elaboración de planos de taller del recipiente. Ambos documentos son enviados al cliente o a su representante para su revisión y aprobación.
- Procura de materiales.
- Construcción del recipiente.
- Corte y rolado de planchas del cuerpo.
- Preparación y armado de boquillas, soportes, escaleras, etc.
- Soldadura de virolas.
- Instalación de boquillas.
- Pintura interna.
- Soldadura carcasa – cabezales.
- Montaje de soportes, orejas, escaleras, etc.
- Inspección de la fabricación en, cada una de sus etapas: chequeo de materiales y dimensiones, radiografía de soldaduras, etc.
- Preparar recipiente y realizar prueba hidrostática.
- Pintura externa.
- Transporte al sitio de la obra.

#### **2.17.6 Montaje y Puesta en Operación**

La empresa encargada del montaje debe recibir del fabricante informes con datos del recipiente. Dibujos y planos de las dimensiones del recipiente, indicando como fue construido. Copias de los registros de las pruebas realizadas, tanto las

hidrostáticas, radiografías, entre otras. Copia de los registros de las temperaturas alcanzadas durante el tratamiento térmico realizado luego de la soldadura. Garantía que el recipiente cumple con todas las normas nacionales e internacionales establecidas.

El recipiente es recibido limpio y seco luego de realizarse la prueba hidrostática final para ser almacenado por la empresa que se encargara del montaje, hasta el momento en que será instalado.

El recipiente es colocado y apernado sobre soportes que se encuentran en sitio, y se conecta a las instalaciones mecánicas mediante bridas de proceso.

Son instalados todos los instrumentos requeridos para realizar el control, mediante cableado dirigido hasta las cajas de paso de cada uno, siendo destinados al panel de control general

Se pone en servicio el recipiente, chequeando el funcionamiento correcto durante el proceso, verificando simultáneamente que todos los controles se encuentren indicando cada señal enviada al panel de control, para asegurar.

## **CAPITULO 3: DESARROLLO DEL PROYECTO**

### **3.1 Recopilación bibliográfica**

Para la documentación y recopilación de información técnica, se visitó las instalaciones de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, ubicada en el Complejo Petrolero y Petroquímico G/D José Antonio Anzoátegui, específicamente el Centro de Información Técnica (C.I.T.), donde se revisaron todos los archivos disponibles, relacionados al sistema de almacenamiento presurizado en esferas, así como los manuales de procesos, manuales de diseño y normas PDVSA de seguridad y diseño, así como información general de interés. También se realizó una revisión detallada del material informativo acerca de recipientes a presión tal como: El Código ASME, Sección VII Calderas y Recipientes a Presión, División 1; tesis de grado, libros, páginas de Internet, entre otros, los cuales sirvieron de ayuda y referencia para comprender como se realizan y analizan los diseños de recipientes a presión.

### **3.2 Identificación de los diferentes tipos de 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 por lo general son llamados tanques.

Los recipientes a presión que existen, pueden ser clasificados en función de diferentes aspectos, tales como:

### 3.2.1 Por su función

- ◆ **Recipientes de almacenamiento.** Los tanques de almacenamiento se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de algún producto para su uso posterior, se pueden clasificar en cilíndricos horizontales y cilíndricos verticales de fondo plano.

Los tanques cilíndricos horizontales, generalmente son de volúmenes relativamente bajos, debido a que presentan problemas por fallas de corte y flexión. Por lo general, se usan para almacenar volúmenes pequeños. Los tanques cilíndricos verticales nos permiten almacenar grandes cantidades volumétricas con un costo bajo. Estos últimos tienen la limitante de solo poder ser usados a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

- ◆ **Recipientes de procesos.** En toda planta industrial existen recipientes a presión que desarrollan diversas operaciones y son utilizados con el fin de permitir el desarrollo de algún proceso. De acuerdo al proceso desarrollado se les puede identificar como: separadores, torres fraccionadoras, torres de destilación, reactores, filtros, intercambiadores de calor, etc.

- ◆ **Recipientes de transporte.** Como su nombre los define, son utilizados para el traslado de fluidos, bien sea en estado gaseoso, o líquido.

### 3.2.2 Por su geometría

- ◆ **Recipientes cilíndricos.** Se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de algún producto para su uso posterior y/o comercialización, o para el desarrollo de algún proceso como evaporación, enfriamiento, etc. En la figura 17 se muestra un tanque cilíndrico.



Figura 17. Tanque cilíndrico

• **Cilindros combinados.** Se utilizan en procesos especiales, como por ejemplo reactores de plantas de desintegración catalítica u otro proceso petroquímico. En ellos juega un papel importante los procedimientos, ya que se deben adaptar las planchas a las formas más convenientes para los procesos y los componentes internos.



Figura 18. Separador bifásico

◆ **Recipientes esbeltos.** Son recipientes en donde su longitud es mucho mayor a su diámetro. Como ejemplo típico se muestran en la figura 19, las torres de fraccionamiento de líquidos del gas natural. Se pueden tener torres de hasta 250 pies de altura. Su altura se debe a que contienen una gran cantidad de platos de donde se obtienen los diferentes derivados.



Figura 19. Torres de fraccionamiento de líquidos del gas natural

◆ **Recipientes esféricos.** Se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes a altas presiones. Puesto que en la forma esférica la distribución de los esfuerzos es menor que en la cilíndrica debido a que el área de la misma es mayor, y además es la forma

natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna, esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión. Sin embargo, la fabricación de estos es mucho más cara en comparación a los recipientes cilíndricos. Las capacidades y presiones utilizadas varían grandemente. En la figura 20 se muestran esferas presurizadas utilizadas para almacenamiento de líquidos del gas natural a la temperatura ambiente, y en volumen no mayor de 20000 barriles para presiones de 5 psi.



Figura 20. Esferas presurizadas para el almacenamiento de líquidos del gas natural

### 3.2.3 La Presión de Diseño

- **Atmosféricos.** Por lo general estos equipos están diseñados y equipados para almacenar productos. Usualmente son empleados como tanques de configuración cilíndrica vertical con rangos en tamaños desde pequeños recipientes, fabricados en

taller, hasta tanques muy grandes, fabricados en campo. Se encuentran en esta clasificación tanques apernados y ocasionalmente, tanques soldados rectangulares.

Los tanques atmosféricos pueden ser construidos básicamente con techo cónico y techo flotante. Los tanques de techos cónicos tienen un techo fijo sobre la superficie del líquido a almacenar y son completamente cerrados usualmente contienen una concentración de vapores del líquido almacenado. Por lo general son destinados al almacenamiento de productos de volatilidad moderada como el gasoil o el queroseno.



Figura 21. Tanque de techo cónico

Los tanques techo flotante tienen un techo que flota sobre la superficie del líquido previniendo así pérdidas por evaporación. Estos tanques cuentan con un pontón o techo interno que flota al nivel del líquido reduciendo la evaporación del producto. Se utilizan en productos altamente volátiles como las gasolinas.



Figura 22. Tanque de techo flotante

◆ **Baja presión (0,5 a 2,5 psi).** Son normalmente usados para almacenar productos con una presión interna cercana a la atmosférica pero no mayor de 2,5 psi. Su forma es generalmente cilíndrica y un techo en forma de domo.

Estos tanques son utilizados para almacenaje refrigerado de gas licuado y gases que se licuan a la presión atmosférica. Para los primeros, se utiliza un sistema de chillers para bajar su temperatura de punto de ebullición a la presión atmosférica. Los tanques refrigerados normalmente operan a presiones externas entre 0,5 a 2,0 psi. Generalmente, se utiliza este tipo de almacenamiento para los productos como el gas licuado de petróleo, en la figura 23 se muestra un tanque para almacenamiento de isobutano.



Figura 23. Tanque de almacenamiento de isobutano a 12°F y 1 psi

◆ **Media presión (2,5 a 15 psi).** Estos tanques son utilizados para almacenar productos de alta volatilidad y que no pueden ser almacenados en tanques de baja presión. La forma puede ser cilíndrica con piso plano y techo en forma de domo.

Se pueden construir tanques cilíndricos verticales con tejados escalonados o de cúpula, que funcionan a presiones por encima de varios cientos de pascales (de unas cuantas libras por pie cuadrado); pero que se acercan todavía bastante a la presión atmosférica, según las especificaciones de la norma API 650. Un ejemplo de recipiente de media presión se muestra una esfera en la figura 24 para almacenar pentano a 2,5 psi.



Figura 24. Esfera presurizada para almacenar pentano a 90°F y 2,5psi

◆ **Alta presión (por encima de 15 psi)**

Diversidad de recipientes utilizados en procesos de plantas y almacenamiento presurizado, son muy variados en cuanto a su función en el proceso, su forma, dimensiones, rangos de presiones y temperaturas de trabajo. Son diseñados para presiones externas o internas desde 15psi hasta 3000 psi o más. Como ejemplo típico de estos recipientes tenemos los separadores, los intercambiadores de calor, evaporadores, reactores, tambores de reflujo, tambores de mecurrios, balas de almacenaje, filtros, torres secadoras, fraccionadoras, esferas, etc.



Figura 25. Separador bifásico horizontal

### **3.3 Especificación de las características de diseño según las diferentes normas nacionales e internacionales**

Se consultó el Código ASME Calderas y Recipientes a Presión, Sección VIII, División 1 para detallar los criterios propios de cada una de ellas, entre estos criterios se tiene: presión de diseño (del cuerpo), máxima presión de trabajo permisible, temperatura de diseño, carga de diseño, entre otras. Las presentes especificaciones, que incluyen a aquellas prácticas más ampliamente aceptadas y utilizadas, nos permitirán interpretar mejor los procedimientos y alternativas prescritas por la Norma al conocer de antemano conceptos generales de diseño y de construcción, las que ahora podrán ser fácilmente interpretadas con la simple lectura de la misma.

#### **3.3.1 Diseño**

La Sección VIII División 1 y División 2 del Código, son parte de los denominados Códigos de Construcción de ASME. Los mismos contienen todo lo concerniente al diseño, la fabricación y el correspondiente control. A su vez, también hacen referencia a las fuentes de consulta sobre aspectos específicos tales como Materiales, Soldaduras y Ensayos no Destructivos, a los que denomina Códigos de Referencia. Estos son: Sección. II: Materiales – Sección. V: Ensayos no Destructivos – Sección. IX: Calificación de Soldaduras, los que también deben ser cumplidos por los Fabricantes en la medida que el Código de Construcción invoque determinado requerimiento y remita al Código de Referencia correspondiente. Si bien, en la gran mayoría de los casos se diseña y fabrica bajo la Sección VIII División 1, también se dispone de la División 2: Reglas Alternativas; esta Norma permite el diseño por Análisis de Tensiones, resultando muy necesaria para el cálculo de grandes recipientes, espesores gruesos de pared, condiciones de servicio severas, etc.

El criterio de diseño utilizado por la Sección VIII División 1, establece que el espesor de pared de un recipiente a presión, deberá ser tal que las tensiones generadas por la presión, no deben exceder el valor de la tensión admisible del material.

La tensión admisible a la tracción para cada material, resultará de dividir por 3,5 a la tensión de rotura de ese material a la temperatura de diseño.

No obstante que los valores de tensión de rotura que figuren en los certificados de Usina ó que resulten de ensayos posteriores, tengan valores por arriba del valor que para ese material y esa temperatura se establece en la Sección. II, este último es a partir del cual se tomará la tensión admisible a utilizar en el cálculo.

La presión de trabajo máxima permitida, estará limitada por la envolvente ó los cabezales y no por partes menores.

Los recipientes cubiertos por la Sección. VIII División 1, serán diseñados para las mas severas condiciones coincidentes de presión y temperatura previstas para las condiciones normales de operación que le son requeridas. Consecuentemente, la presión de diseño será la máxima de trabajo admitida por el recipiente sin que se supere la tensión admisible del material en el punto mas comprometido.

Los recipientes sometidos a presión, deberán ser diseñados para poder soportar las tensiones debidas a las cargas ejercidas por la presión interna ó externa, el peso del recipiente lleno de líquido y toda otra sollicitación que agregue tensiones sobre las partes que lo componen.

### **3.3.2 Fabricación**

Es criterio generalizado entre los adquirentes de recipientes a presión que conocen y exigen la aplicación de Normas Internacionales, incluir en su requerimiento el alcance siguiente:

Recipiente completo construido conforme a las especificaciones técnicas particulares y generales incluidas en la documentación del Pedido de Cotización, mas aquellas cuya definición ha sido asignada al Proveedor, todo lo cual constará en la oferta de éste y será aceptada por el Adquirente por medio de la correspondiente Orden.

El suministro, como mínimo alcanza hasta los elementos de conexión externa vinculados por soldadura al recipiente, tal como lo son las conexiones bridadas y roscadas.

Bocas de inspección ó control tales como entrada de hombre, entrada de mano y cualquier otro tipo de abertura para esas finalidades. En todos los casos se entiende con las correspondientes tapas ciegas, juntas.

- Aditamentos externos requeridos para la sustentación del recipiente, tales como cunas, patas, faldones bridados, etc.
- Aditamentos internos indicados en planos como soldados directamente al interior de la envolvente.
- Elementos necesarios para el transporte y movimientos, tales como orejas de izaje, rigidizadores, etc.
- Bulones y juntas adicionales para ser utilizadas en las pruebas.
- Certificados del Fabricante de la chapa ó de ensayos locales requeridos por Normas para constatar la calidad del material.
- Procedimientos de soldadura calificados por especialista nivelado y soldadores con habilidad certificada y vigente.
- Pruebas y ensayos requeridos por Norma, tales como: prueba hidráulica, tratamiento térmico en los casos en que fuera requerido, radiografiado de soldaduras y todo otro ensayo no destructivo que hubiere sido preestablecido ó que a criterio del Inspector del Adquirente, resultara procedente para evaluar posibles defectos de fabricación.
- Placa de Identificación del recipiente, con los datos de Norma y su correspondiente soporte.
- Trabajos de limpieza y pintura de todas las superficies exteriores ó revestimientos interiores que se hubieren acordado.
- Preparación para el transporte, carga sobre camión en el Taller del Fabricante y transporte hasta la Planta del Adquirente si así hubiere sido acordado.
- Todo otro ó suministro que, aunque no estuviere explícitamente indicado, resulte necesario para una fabricación acorde a la Norma constructiva aplicada y a las mejores reglas del arte.

También se consultó el manual PDVSA, Pressure Vessel Design and Fabrication Specification el cual contiene las siguientes especificaciones:

### **3.3.3 Diseño general**

- Los requerimientos del código ASME para Recipientes a Presión y Calderas deben ser considerados como los mínimos requerimientos.
- Los recipientes a presión deben ser diseñados para soportar las cargas ejercidas por la presión interna, peso del recipiente, viento, sismos, impactos y temperatura. El fabricante debe verificar las cargas externas en el cuerpo y cabezales del recipiente.
- La máxima presión de trabajo permitida debe ser limitada por el cuerpo o cabezal, no por partes menores.
- Todo recipiente debe ser diseñado para sostenerse por sí mismo.
- Todo recipiente debe ser diseñado para soportar cargas por viento o sismos, cualquiera de éstas que sea mayor. Se asume que las cargas por viento y sismos no ocurren de forma simultánea.
- La deflexión de recipientes verticales bajo condiciones normales de operación no debe exceder 0,15 m por 30,5 m de longitud.

### **3.3.4 Combinación de Cargas**

Las definiciones de cargas de diseño y combinación de cargas deben estar en concordancia con PIP VECV1001, Criterio de Diseño de Recipientes – Código ASME Sección VIII, División 1, subtítulos 5.10 (Design Load and Load Combinations) and 5.10.9 (Load Combinations), excepto para cargas sísmicas y por viento.

### **3.3.5 Soportes**

- Recipientes verticales deben ser normalmente soportados por faldones o pernos.
- Los faldones deben ser diseñados para adjuntarse a ambos, el anillo de tope y de base por soldadura continua.
- Accesorios soldados en el faldón debe ser doblemente soldados.

### **3.3.6 Materiales**

Los materiales deben ser especificados por PDVSA y su diseño indicado en la Data Sheet. Los materiales no deben ser sustituidos por otros sin previa aprobación por escrito de PDVSA.

Materiales de Construcción de partes de recipientes sujetos a presión interna o externa deben ser conforme a las especificaciones dadas por el Código ASME, División VIII.

## **3.4 Cálculos necesarios en el diseño de recipientes cilíndricos y esféricos sujetos a presión**

El diseño del cuerpo y de los cabezales de un recipiente sometido a presión interna y/o externa son englobados en general por los apartes UG-16 a UG-35 del Código ASME, y específicamente por los apartes UG-27 y UG-32.

De acuerdo al aparte UG-16 del Código el espesor de pared mínimo en cuerpo y cabezales de recipientes debe ser 1/16 pulg. Para calderas de vapor no sometidas a fuego directo el espesor mínimo de pared de cuerpo y cabezales debe ser 1/4 pulg.

Para recipientes utilizados en servicio de aire comprimido, vapor y agua fabricados de materiales incluidos en tabla UCS-23 el espesor mínimo de pared de cuerpo y cabezales debe ser 3/32 pulg.

En todos los casos se excluye cualquier espesor por corrosión.

### 3.4.1 Cálculo del Espesor de Pared del Cuerpo (UG - 27)

En este aparte se refiere al diseño del cuerpo de un recipiente sometido únicamente a presión interna. La División 1 del Código contempla dos formas de cuerpos: cilíndricos y esféricos.

#### 3.4.1.1 Cuerpos cilíndricos

De acuerdo a la División 1 del Código, en un cuerpo cilíndrico se presentan dos tipos de esfuerzos, los circunferenciales y longitudinales.

##### ◆ Esfuerzos circunferenciales

Afectan a la junta longitudinal del cuerpo, tal como se muestra en la figura 26. El mínimo espesor  $t$  de pared del cuerpo en pulgadas se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P R}{S E_1 - 0,6 P}$$

Donde:

$P$ : Presión de diseño, psi

$S$ : Valor máximo permisible del esfuerzo del material, psi (Tabla UCS-23)

$E_l$ : Eficiencia de la junta longitudinal.

$R$ : Radio interno del recipiente, pulgadas.

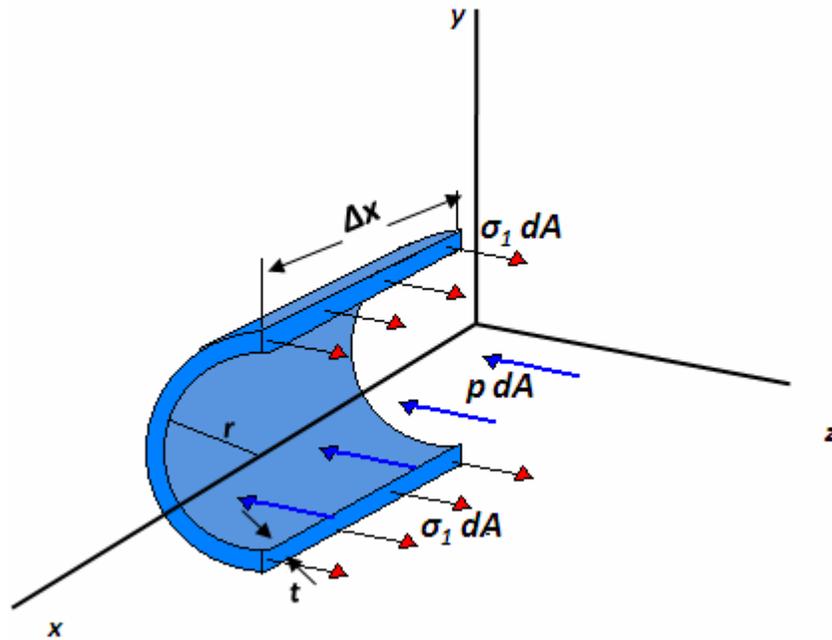


Figura 26. Esfuerzos circunferenciales en un cilindro de pared delgada

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada de la siguiente forma:

$$P = \frac{S E_l t}{R + 0,6t}$$

Estas ecuaciones son validas para:

$$t \leq 0.5(R)$$

$$P \leq 0.285 (S)(E_l)$$

### • Esfuerzos longitudinales

Afectan a la junta circunferencial del cuerpo, como se ilustra en la figura 27. El mínimo espesor  $t$  de pared del cuerpo en pulgadas debe ser mayor al espesor calculado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PR}{2SE_c + 0,4P}$$

Donde:

$E_c$ : Eficiencia de la junta circunferencial.

La máxima presión de trabajo permisible en psi debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{2SE_c t}{R - 0,4t}$$

Estas ecuaciones son validas para:

$$t \leq 0.5(R)$$

$$P \leq 1.25 (S) (EC)$$

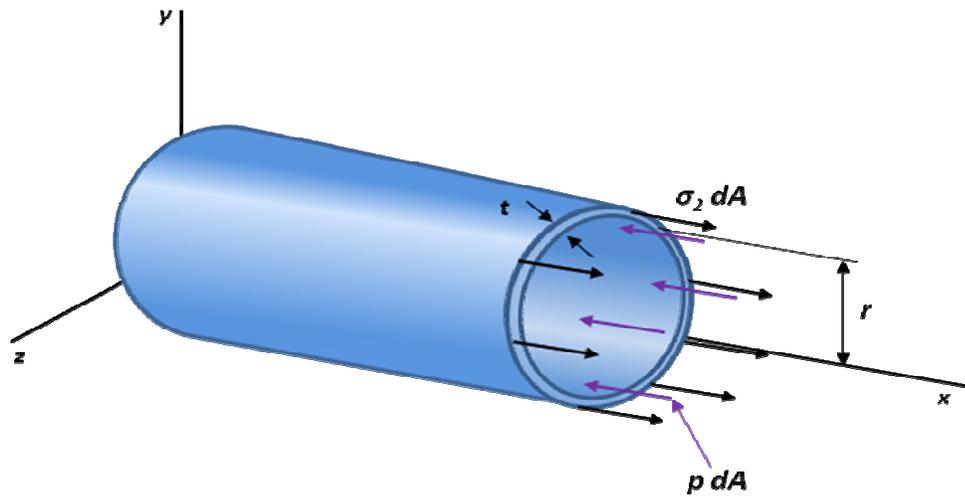


Figura 27. Esfuerzos longitudinales en un cilindro de pared delgada

### 3.4.1.2 Cuerpos Esféricos

En la figura 28 se puede visualizar que los esfuerzos principales son de igual intensidad actúan en los elementos esféricos cualquiera que sea la inclinación del elemento. Esto significa que sin que importe la inclinación del plano en el elemento estudiado, el esfuerzo normal permanece constante y no existen esfuerzos cortantes.

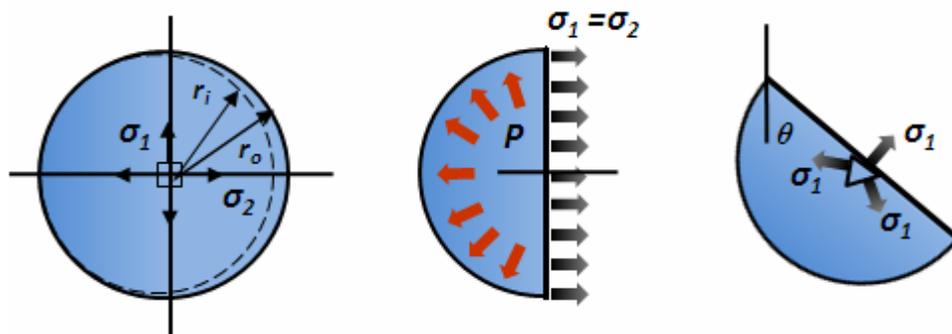


Figura 28. Esfuerzos principales en esferas presurizadas

El mínimo espesor  $t$  de pared del cuerpo en pulgadas, debe ser mayor al espesor calculado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P R}{2 S E + 0,2 P}$$

Donde:

E: Eficiencia de la junta.

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{S E t}{R + 0,2 t}$$

Estas ecuaciones son validas para:

$$t \leq 0.356(R)$$

$$P \leq 0.665 (S)(E)$$

### 3.4.2 Consideraciones de Diseño

Si los datos del recipiente no cumplen los parámetros para los cuales son válidas las ecuaciones anteriormente indicadas, se debe calcular el espesor o la máxima presión del cuerpo según las ecuaciones indicadas en el Apéndice Obligatorio (Mandatory Appendices) N° 1 de la División 1.

Para el caso de cuerpos cilíndricos, el esfuerzo circunferencial es el esfuerzo dominante en el cálculo del espesor requerido de pared del cuerpo, si se cumplen los siguientes parámetros:

$$E_1 < \frac{1}{2} E_c$$

No existen otras cargas sobre el recipiente que generen esfuerzos longitudinales adicionales.

Si se presentan cargas en el recipiente, diferentes a la presión interna o externa, se deben combinar los esfuerzos producidos por todas las cargas.

### 3.4.3 Cálculo del Espesor de Pared de Cabezales (UG-32)

#### 3.4.3.1 Cabezales elípticos

El cabezal de forma semielíptica más utilizado es el que tiene una relación 2:1. Un cabezal elíptico 2:1 cumple la siguiente igualdad:

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

Donde:

H: es la profundidad interna del cabezal sin faldón, mitad del eje menor de la elipse, se representa en la figura 29.

D: es el diámetro interno del cabezal.

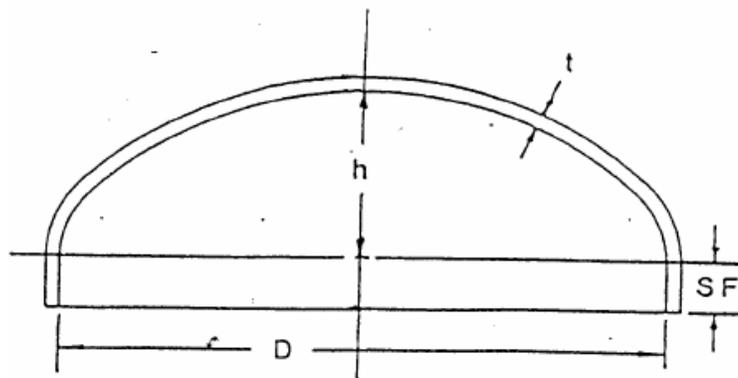


Figura 29. Diagrama esquemático de un cabezal semielíptico

El espesor requerido para un cabezal elíptico en el punto más delgado, después de conformado, viene dado por:

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0,2 P}$$

Donde:

E: es la eficiencia más baja de junta. Si el cabezal es fabricado sin costura E = 1,0.

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{S E t}{D + 0,2 t}$$

Para las cabezas elipsoidales cuya relación del eje mayor al eje menor sea diferente de 2:1 se recomienda ver al Apéndice Obligatorio 1-4 (c) del Código.

Este tipo de cabezal se utiliza preferiblemente en recipientes con una presión de diseño mayor a 100 psi, y recipientes de diámetro menor a 180 pulgadas.

#### **3.4.3.2 Cabezales toriesféricos**

El numeral UG-32(e) del Código respalda a los cabezales toriesféricos que cumplan la siguiente relación:

- ✓ Radio interno de la corona L = diámetro externo del cabezal, representado en la figura 30
- ✓ Radio de empalme r = 6% del radio interno de la corona L.

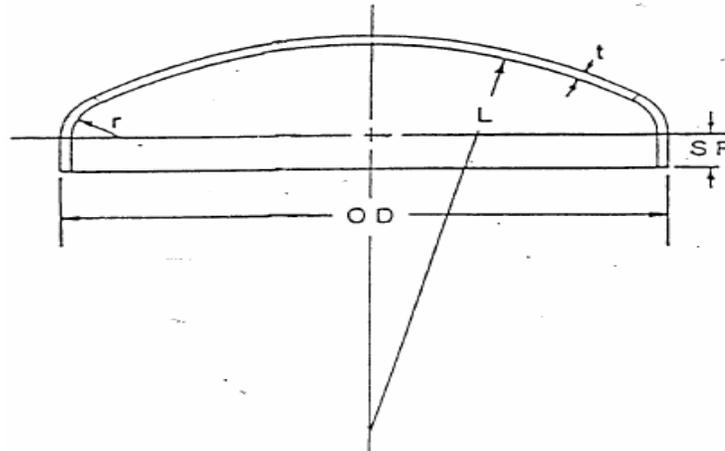


Figura 30. Diagrama esquemático de un cabezal toriesférico

Donde:

$t$  : mínimo espesor requerido.

$L$  : radio de interno de la corona.

$r$  : radio interior del nudillo.

OD : diámetro exterior del cuerpo cilíndrico.

SF : faldón (straight flange, se refiere al borde recto).

El espesor requerido para un cabezal toriesférico en el punto más delgado después de conformado, viene dado por:

$$t = \frac{0,885 P L}{S E - 0,1 P}$$

Donde:

$L$ : es el radio interno de la corona, pulg.

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{S E t}{0,885 L + 0,1 t}$$

Si la relación del cabezal es diferente a la indicada, se diseña el cabezal de acuerdo al aparte 1.4 del Apéndice Obligatorio 1.

Este tipo de cabezales son útiles preferiblemente en recipientes con una presión de diseño menor a 100 psi, y recipientes de diámetro menor a 180 pulg.

### 3.4.3.3 Cabezales semiesféricos

El espesor requerido para un cabezal semiesférico en el punto más delgado después de conformado, viene dado por:

$$t = \frac{P L}{2 S E - 0,2 P}$$

Donde:

L: es el radio interno de la esfera, pulgadas.

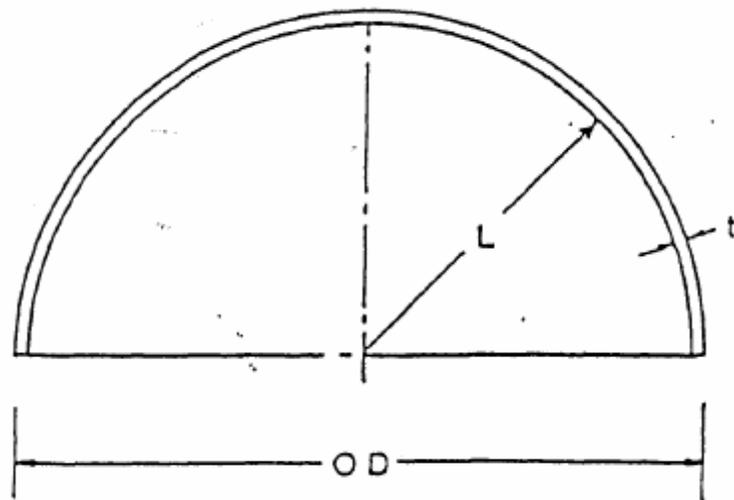


Figura 31. Diagrama esquemático de un cabezal semiesférico

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{S E t}{L + 0,2 t}$$

Ecuaciones válidas para:

$$t < 0,356 L$$

$$P < 0.665 (S)(E)$$

Si los datos del recipiente no cumplen los parámetros indicados, se debe calcular el espesor o la máxima presión del cabezal según las ecuaciones del aparte 1.3 del Apéndice Obligatorio 1. No tiene limitaciones de uso.

#### 3.4.3.4 Cabezales cónicos

El espesor requerido para un cabezal cónico o para una sección cónica del cuerpo, en el punto más delgado después de conformado, viene dado por:

$$t = \frac{P D}{2 \cos(\alpha)(S E - 0,6 P)}$$

Donde:

D: es el diámetro interno del cabezal cónico en el punto bajo consideración, medido perpendicularmente al eje longitudinal, pulg.

$\alpha$ : 0.5 (ángulo del cono).

La máxima presión de trabajo permisible en psi, debe ser menor a la presión calculada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{2 S E t \cos(\alpha)}{D + 1,2 t \cos(\alpha)}$$

Estas ecuaciones son válidas para:

$$\alpha \leq 30^\circ$$

Si los datos del recipiente no cumplen los parámetros indicados, se debe calcular el espesor o la máxima presión del cabezal según las ecuaciones del aparte 1.5 del Apéndice Obligatorio 1

### 3.4.3.5 Cabezales planos circulares

Cubiertos por el aparte UG-34 del Código, el mínimo espesor requerido para un cabezal plano circular no apernado, viene dado por:

$$t = d \sqrt{\frac{C P}{S E}}$$

Donde:

d: es el diámetro del cabezal plano de acuerdo a la figura UG-34

C: es el factor que depende del método de conexión del cabezal, de las dimensiones del cuerpo y del tipo de construcción del cabezal, pulgadas.

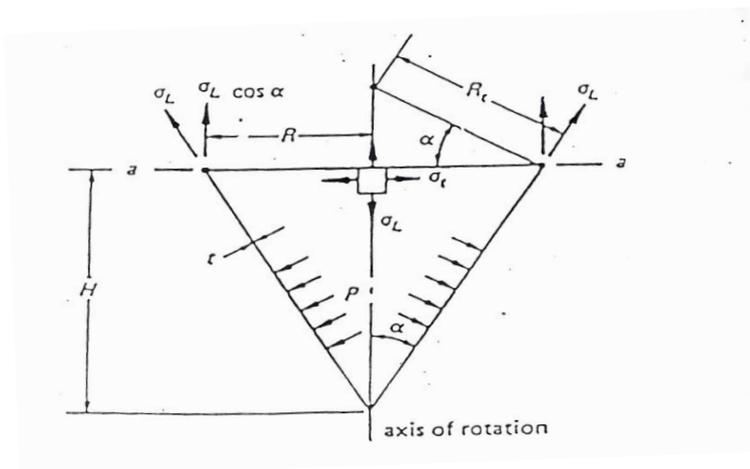


Figura 32. Diagrama esquemático de un cabezal cónico

#### **3.4.3.6 Consideraciones generales para cabezales**

Para los cabezales con un espesor mayor al espesor del cuerpo y que requieran etapa de transición, deben tener un faldón de altura mínima  $3 t_{\text{cabezal}}$  sin exceder  $1\frac{1}{2}$  pulg.

Para los cabezales con un espesor menor o igual al espesor del cuerpo, o que no se requiera transición, no es obligado utilizar faldón.

El faldón debe tener un espesor de pared igual o mayor al calculado para un cuerpo cilíndrico con el mismo diámetro.

### **3.5 Estudio de pruebas que requieren los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación**

Entre las pruebas que se les deberá aplicar a los recipientes sometidos a presión una vez que se han terminado de fabricar, se encuentran la prueba hidrostática, la prueba neumática y la prueba de elasticidad.

#### **3.5.1 Precauciones**

Las pruebas de presión deben ser realizadas bajo condiciones controladas con precauciones de seguridad y equipos apropiados. Válvulas para venteos deben ser provistas en todos los puntos altos del recipiente en la posición que permita posibles purgas de aire mientras es llenado por el ensayo hidrostático. Se debe prestar especial atención a las protuberancias de las boquillas y los internos del recipiente.

Cuando se realicen pruebas neumáticas, se debe tomar particular cuidado para evitar la ruptura debido al peligro potencial de la energía almacenada en el gas

comprimido. En este sentido, la decisión de llevar a cabo una prueba neumática debe ser considerada durante el diseño de los recipientes, así que la mínima temperatura de diseño coincidente con las condiciones de presión para todo el límite de presiones, incluyendo cualquier reducción de temperatura y una coincidente reducción de presión del flujo de servicio como la presión de diseño son consideradas en la selección del material de construcción.

Aire u otro gas es un peligro cuando se usa como medio de prueba. Por lo tanto es recomendado que precauciones especiales sean tomadas cuando air o gas se usa para propósitos de prueba. Líquidos como medio de prueba puede también representar peligros debido a la energía almacenada en la compresión del líquido y la tensión almacenada en el material del recipiente.

Los recipientes pueden ser pintados o enchaquetados interna o externamente, antes de la prueba de presión. Sin embargo, la aplicación de pinturas, enchaquetamientos no es permitida antes de realizar la prueba hidrostática si el recipiente es para contener fluidos de una naturaleza tal que mezclados con una muy pequeña cantidad de aire es peligroso para la vida. El usuario es prevenido que la aplicación de pinturas o enchaquetamientos puede enmascarar agujeros que pudieran igualmente ser detectados durante la prueba de presión.

Los medidores de presión empleados en pruebas de recipientes deben ser indicadores de presión manométrica y estar conectados directamente al recipiente. Si el manómetro es visiblemente leíble por el operador que controla la presión aplicada desde un lugar seguro, un manómetro indicador adicional debe ser colocado dónde sea visible al operador e inspector durante la duración de la prueba. Se recomienda que un manómetro registrador se utilizado además del indicador.

Discos indicadores de presión utilizados en pruebas deben ser graduados sobre un rango de aproximadamente dos veces el máximo pretendido con la presión de prueba.

### 3.5.2 Prueba Hidrostática

Consiste en someter el recipiente a una presión hidrostática de prueba y conservar ésta durante un tiempo suficiente para verificar que no haya fugas en ningún cordón de soldadura <sup>[5]</sup>. De acuerdo con el Código ASME, Sección VIII, División 2, la mínima presión de la prueba hidrostática debe ser mayor a

$$P_T = 1,43MAWP \quad \text{Ec. 2.40}$$

$$P_T = 1,25MAWP \left( \frac{S_T}{S} \right) \quad \text{Ec. 2.41}$$

Donde,

*MAWP* Máxima presión de trabajo permitida

$P_T$  Mínima presión de prueba

$S$  Esfuerzos admisibles del Anexo 3.A del Código ASME a la temperatura de diseño

$S_T$  Esfuerzos admisibles del Anexo 3.A del Código ASME a la temperatura de prueba

La relación  $S_T/S$  en la ecuación 2.41 debe ser la relación menor para el límite de presiones del material.

Como su nombre lo indica, esta prueba se lleva a cabo con líquido, el cual generalmente es agua. Cualquier líquido que no sea peligroso a ninguna temperatura, puede ser utilizado en la prueba hidrostática siempre y cuando esta se lleve a cabo a una temperatura inferior a su punto de ebullición.

### **3.5.2.1 Procedimiento de Prueba**

- La temperatura del metal durante la prueba hidrostática debe ser mantenida por lo menos 30°F por encima de la mínima temperatura de diseño del material del recipiente, pero necesita no exceder 120°F para minimizar riesgos de fractura.
- La prueba de presión no debe ser aplicada hasta que el recipiente y el fluido de prueba están a la misma temperatura.
- La presión hidrostática debe aumentarse gradualmente hasta que la presión de prueba es alcanzada. Luego la presión debe ser reducida a un valor no menor que la presión de prueba dividida por 1,43 antes de examinar las fugas.

### **3.5.2.2 Inspección y Criterio de Aceptación**

- Luego de la reducción de la presión de prueba indicada en el párrafo 2.19.2.1.c, una inspección visual para ver si hay fugas debe ser realizada por el Inspector de todas las juntas, regiones alrededor de las aberturas y transiciones de espesor.
- Cualquier fuga que esté presente, debe ser corregida y el recipiente debe ser sometido de nuevo a prueba.
- El inspector se reserva el derecho de rechazar el recipiente si hay cualquier signo visible de distorsión permanente.

### **3.5.2.3 Precauciones**

Cuando se lleva a cabo una prueba hidrostática en un recipiente a presión, es recomendable tomar las siguientes precauciones:

- Por ningún motivo debe excederse la presión de prueba señalada en la placa de nombre.

- En recipientes a presión usados, con corrosión en cualquiera de sus componentes, deberá reducirse la presión de prueba proporcionalmente.
- Siempre que sea posible, evítese hacer pruebas neumáticas, ya que además de ser peligrosas, tienden a dañar los equipos.

### 3.5.3 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 <sup>[5]</sup>.

#### 3.5.3.1 Presión de prueba

Excepto para recipientes esmaltados que su presión de prueba debe ser por lo menos la MAWP para ser marcado en el recipiente, la presión de prueba neumática debe ser calculada mediante la ecuación 2.42

$$P_T = 1,15MAWP \left( \frac{S_T}{S} \right) \quad \text{Ec. 2.42}$$

La relación  $S_T/S$  en la ecuación 2.42 debe ser la relación menor para el límite de presiones del material.

#### 3.5.3.2 Fluido

Cualquier medio presurizado usado en la prueba neumática debe ser no inflamable y no tóxico. Cuando aire comprimido es usado para un prueba de presión, debe considerarse lo siguiente:

- Usar sólo aire limpio, seco y libre de crudo cumpliendo los requerimientos de Aire Clase 1, 2 o 3 por ISO 8573-1
- El punto de rocío del aire debe estar entre -4°F y 94°F
- Se debe verificar que no hay contaminación por hidrocarburos o algún otro residuo orgánico dentro del recipiente ya que esto pudiera ocasionar la formación de una mezcla explosiva.

### **3.5.3.3 Procedimiento de Prueba**

- La temperatura del metal durante la prueba hidrostática debe ser mantenida por lo menos 30°F por encima de la mínima temperatura de diseño del material del recipiente, pero necesita no exceder 120°F para minimizar riesgos de fractura.
- La prueba de presión no debe ser aplicada hasta que el recipiente y el fluido de prueba están a la misma temperatura.
- La presión de prueba debe ser aumentada gradualmente hasta que un medio de la presión de prueba es alcanzada, después se debe ir incrementando en pasos de aproximadamente un décimo de la presión de prueba hasta alcanzar la mismo. La presión debe ser reducida a un valor no menor que la presión de prueba dividida por 1,15 antes de examinar las fugas.

### **3.5.3.4 Inspección y Criterio de Aceptación**

- Luego de la reducción de la presión de prueba indicada en el párrafo 2.19.3.3.c, una inspección visual para ver si hay fugas debe ser realizada por el Inspector de todas las juntas, regiones alrededor de las aberturas del espesor.
- Cualquier fuga que esté presente, debe ser corregida y el recipiente debe ser sometido de nuevo a prueba.
- El inspector se reserva el derecho de rechazar el recipiente si hay cualquier signo visible de distorsión permanente.

### 3.5.3.5 Precauciones

Como ya se mencionó anteriormente, no es recomendable efectuar pruebas neumáticas, sin embargo, cuando se haga indispensable la práctica de este tipo de prueba, se deberán tomar las siguientes precauciones:

- Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación, el Código A.S.M.E., 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 para efectuar las pruebas neumáticas.
- 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.

### 3.5.3.6 Prueba de Elasticidad

Cuando se efectúa esta prueba, se lleva a cabo de manera simultánea con la prueba hidrostática, su objetivo se verificar al comportamiento elástico del material de fabricación del recipiente <sup>[5]</sup>. El procedimiento para llevarla a cabo se describe a continuación:

- Primero, se llena el recipiente a probar con agua hasta que por el punto más alto del recipiente escape el agua una vez que se haya abierto el venteo.
- Se cierra la válvula de venteo y se empieza a inyectar agua a fin de elevar la presión, el agua que se introduzca para este fin, se tomará de una bureta

graduada para cuantificar de manera exacta el agua que se inyectó para levantar la presión hasta alcanzar el valor de la presión de prueba.

- Se mantendrá la presión de prueba durante el tiempo suficiente para verificar que no haya fugas y posteriormente, se baja la presión hasta tener nuevamente la presión atmosférica en el recipiente. Es sumamente importante recoger el agua sacada para bajar la presión, ya que se comparará este volumen con el inyectado para aumentar la presión y esta comparación indicará si las deformaciones sufridas por el recipiente mientras se sometió a la prueba hidrostática, rebasaron el límite elástico.

## CAPÍTULO 4: DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los recipientes a presión así como sus componentes son diseñados para cumplir varios requerimientos determinados por los diseñadores y analistas responsables del diseño total. El primer paso en el procedimiento de diseño es seleccionar la información necesaria relevante, se establece de esta manera un conjunto de requerimientos de diseño, como se muestra en la figura 33.



Figura 33. Procedimiento de diseño para recipientes a presión

Una vez que los requerimientos de diseño han sido establecidos, los materiales idóneos son seleccionados y el código de diseño específico dará el esfuerzo nominal necesario para dimensionar el espesor principal del recipiente a presión. Reglas adicionales del código cubren el diseño de varios componentes como boquillas, bridas y otros. Siguiendo estas reglas de los distintos componentes, éstos son finalizados y analizados por falla. La mayoría de los tipos de falla relevantes en el diseño de recipientes a presión son los esfuerzos y por lo tanto es necesaria la

adecuada distribución de esfuerzos. El propósito del diseño es finalmente iterar hasta que el producto más seguro, económico y rentable es obtenido. En la figura 35 se muestra de una forma detallada un flujograma para realizar el diseño de un recipiente a presión. A continuación se presentan los pasos necesarios para diseñar una esfera presurizada para el almacenamiento de propano, tomando en cuenta las especificaciones del Código ASME.

#### 4.1 Pasos para diseñar una esfera presurizada para almacenar propano

Para el almacenamiento de líquidos del gas natural se deben considerar parámetros como: cantidad y calidad del producto; tasa de llenado, presión y temperatura; condiciones de despacho; medio de enfriamiento disponible; existencia de sistema de refrigeración; capacidad portante del suelo; entre otros. En la figura 34 se muestra una guía general para almacenamiento económico de propano puro.

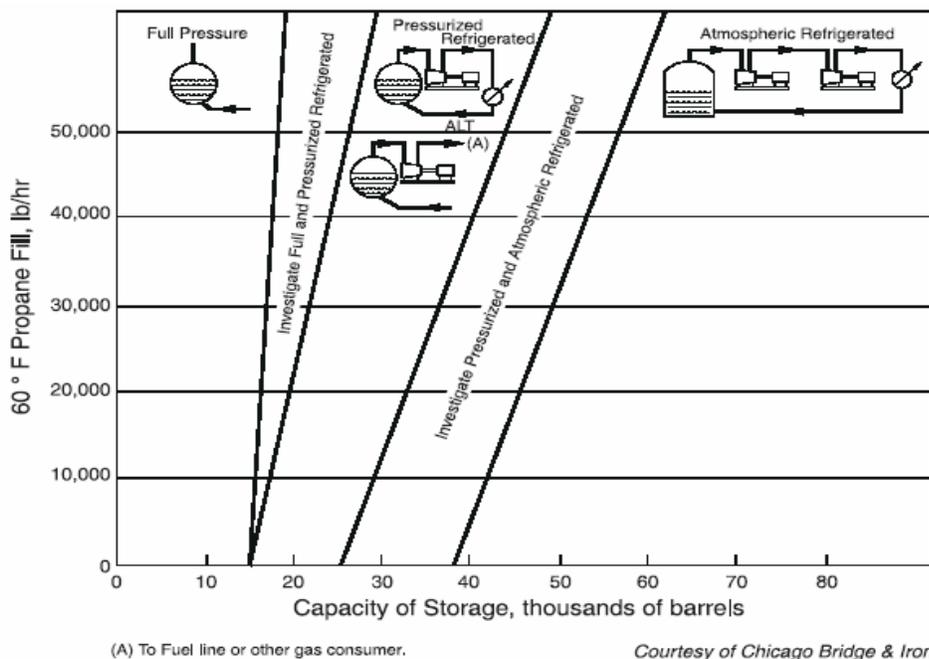


Figura 34. Guía general para almacenamiento económico de propano puro

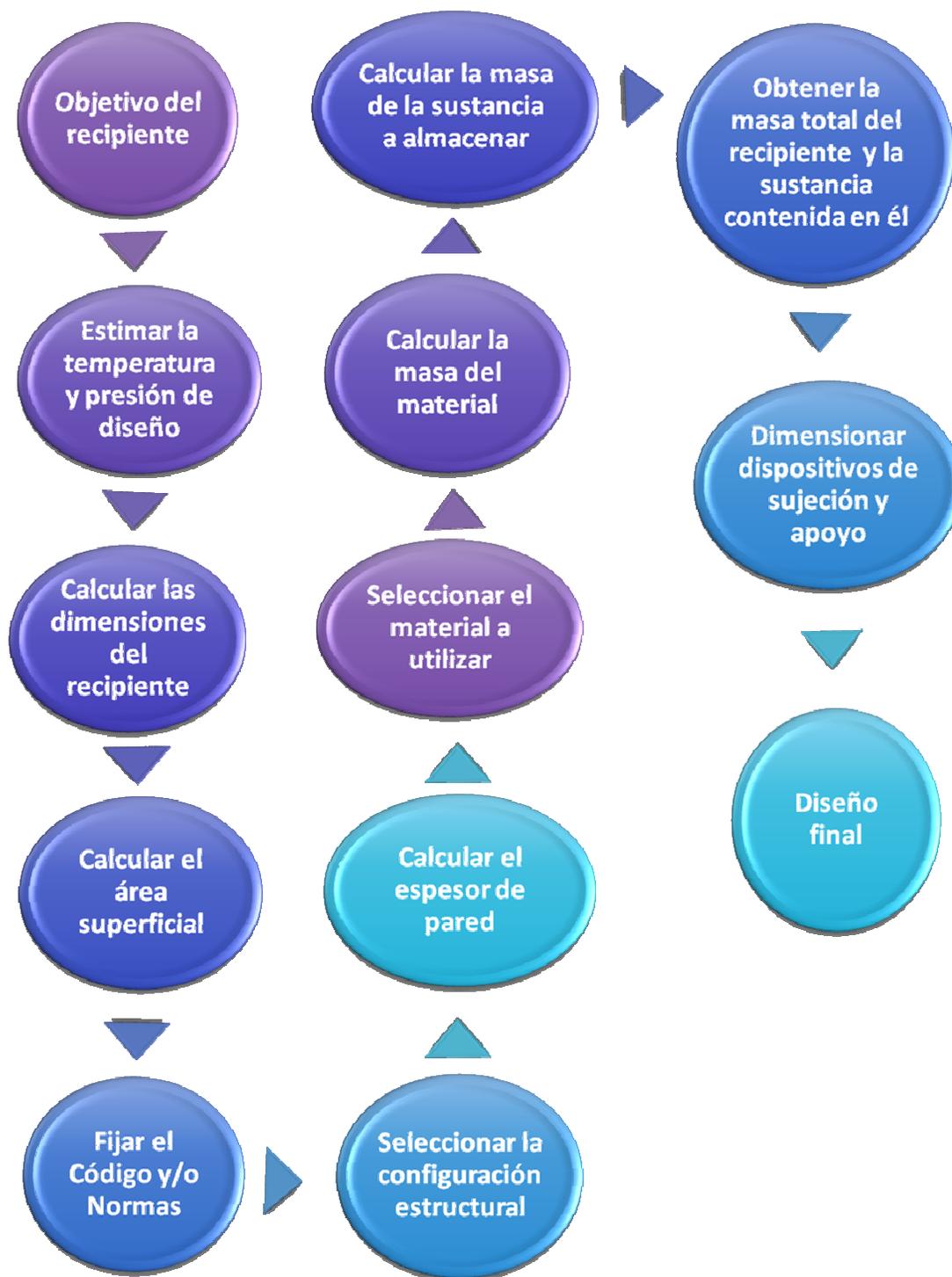


Figura 35. Flujo para diseñar un recipiente a presión

#### 4.1.1 Estimación de la temperatura de diseño

La obtención de la temperatura de diseño se hace tomando en cuenta, las condiciones ambientales de la zona donde será instalado el sistema de almacenamiento presurizado. Para una esfera de almacenamiento de propano existente en la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, la temperatura ambiente alcanza un valor máximo de 95°F, a esta se le adiciona a criterio un 10 % por medida de seguridad y para efecto de diseño.

$$T = 95^{\circ}\text{F} + 9.5 = 104.5 \approx 105^{\circ}\text{F} \quad \text{Ec. 4.1}$$

#### 4.1.2 Estimación de la presión de diseño

La diferencia que existe entre la presión de diseño y la de operación es el margen de seguridad que se le adiciona a la presión de operación para evitar un colapso en el sistema, por un excesivo aumento de presión mediante el proceso operacional. Por otra parte también se debe incluir el aporte de la presión hidrostática, donde el recipiente al ser sometido a esta prueba, deberá soportar la carga ejercida por la columna de agua dentro del recipiente a capacidad completa.

La presión de diseño a utilizar se tomó como referencia del diseño de almacenamiento de propano presurizado en la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose, el valor utilizado fue de 325 psig, el cual garantiza que la presión del propano almacenado en la esfera, no alcanzará esa condición extrema de diseño. Resultando así la presión de diseño establecida como:

$$\text{Presión de diseño} = 325 \text{ psig}$$

#### 4.1.3 Cálculo del diámetro interno de la esfera

Se realiza en función de la capacidad de almacenamiento requerida. Para almacenar un volumen de 100.000 barriles en una esfera presurizada el diámetro interno de ésta se obtuvo utilizando la figura 6-24 del Manual de la GPSA mediante la ecuación 4.2 de volumen de la esfera:

$$V = 0,093257 * D^3 \quad \text{Ec. 4.2}$$

Se despejó el diámetro de la ecuación, ya que el volumen de propano que se desea almacenar es conocido, de lo cual se obtuvo lo siguiente:

$$D = \sqrt[3]{100000 / 0,093257} = 48 \text{ ft}$$

#### 4.1.4 Cálculo del área superficial de la esfera

Para calcular el área superficial de la esfera, se partió de la tabla A.1 (véase ANEXO A), tomada del manual de la GPSA, (Capítulo 6):

$$A_{\text{sup}} = 3,1415593 * D^2 \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$A_{\text{sup}} = 3,1415593 * (48 \text{ ft})^2$$

Del cual se tiene un resultado para el área superficial igual a:

$$A_{\text{sup}} = 7238,2 \text{ ft}^2$$

#### 4.1.5 Cálculo del espesor de la pared de la esfera

El cálculo del espesor de la pared en la esfera que se va a diseñar, se realizó partiendo de la ecuación 4.4 tomada del Código ASME, UG-27 la cual es:

$$t = \frac{P * R}{2 * SE - 0,2 * P} \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$t = 325 \text{ psig} * 288 \text{ in} / 2 * (55000 * 0,85) - 0,2 * 325 \text{ psig}$$

$$t = 1,10 \text{ in}$$

$$t = 1,10 \text{ in} + CA$$

$$t = 1,10 \text{ in} + 0,125 = 1,225 \text{ in}$$

$$t \approx 1 \quad 1/4''$$

Donde:

R: radio interior en (in)

P: presión de diseño (psig)

E: eficiencia de la junta

S: valor de esfuerzo del material

CA: corrosión admisible; la corrosión admisible es un valor estándar (0.125 pulg.)

t: Espesor de la placa (in.)

#### 4.1.6 Cálculo de la masa del acero

El peso del acero se obtuvo multiplicando el área superficial de la esfera mediante la ecuación 4.3 por el espesor de la lámina de acero obtenida de la ecuación 4.4 en pies, donde  $t = 0,104\text{ft}$  y el valor de la densidad del acero  $\rho = 486,9294\text{lb} / \text{ft}^3$ , este valor fue obtenido a través de una entrevista no estructurada, en la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose. Antes de determinar el peso del acero se debe calcular el volumen del mismo.

$$Va = A \text{ sup} * t \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$Va = 7238,2\text{ft}^2 * 0,1042\text{ft}$$

$$Va = 754,2204\text{ft}^3$$

Partiendo de la ecuación de la densidad y realizando un despeje se obtiene el valor de la masa:

$$\rho a = ma / Va$$

$$ma = \rho a * Va$$

$$ma = 486,9294\text{lb} / \text{ft}^3 * 746,4394\text{ft}^3$$

$$ma = 363463,3\text{lb}$$

Donde:

$\rho_a$  : Densidad del acero ( $lb./ft^3$ )

$ma$ : Masa del acero ( $lb.$ )

$V_a$ : Volumen del acero ( $ft^3$ )

#### 4.1.7 Cálculo de la masa del propano

Para el cálculo de la masa del propano se utilizó una densidad promedio obtenida del catalogo TANK FITTING; SHAND & JURSON;  $\rho = 32lb/ft^3$  y el volumen en ( $ft^3$ ).

$$m = \rho * v \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$m = 32lb/ft^3 * 56146ft^3$$

$$m = 1796672 lb$$

Donde  $v$  es igual a  $56146 ft^3$  y la densidad promedio del propano es  $32 lb / ft^3$

#### 4.1.8 Cálculo de la masa total de la esfera con el propano

El cálculo de la masa total se obtiene de la suma de la masa de propano más el valor de la masa del acero. Viene dada por la siguiente ecuación:

$$mt_{pe} = \text{masa de propano} + \text{masa de acero} \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$mt_{pe} = 1796672lb + 363463,3lb$$

$$mt_{pe} = 2160135,3lb$$

Todas estas ecuaciones son tomadas de las normas ASME Sección VIII, División 2, las cuales nos permiten obtener el tipo de material a utilizar para la fabricación de las esferas presurizadas. El resto de los cálculos son realizados basándose en valores tabulados y detalles de su fabricación. El espaciamiento de paredes es uno de los parámetros importantes para el almacenaje de propano y cualquier otro líquido inflamable.

#### **4.1.9 Dimensionamiento de las columnas de la esfera**

Los perfiles usados son los de CONDUVEN diámetro igual a  $12 \frac{3}{4}$  pulgadas y espesor de 0,4331 pulgadas. Código AISC-LRFD99.

Para tener un diseño óptimo de una estructura se debe tener como previo un estudio de suelos, el cual garantiza la total absorción de las presiones que generen las fuerzas de apoyo en la losa de fundación; como no se dispone de un estudio previo del suelo para el diseño del sistema, se estima que el comportamiento del suelo será de  $0,5\text{Kg}/\text{cm}^2$ . Lo cual es la condición más desfavorable para cualquier análisis sin el estudio previo, esto también influye en la estimación en el tipo de losa a usar, bien sea aislada o losa de fundación, suponiendo que se tiene un suelo con un esfuerzo admisible mayor a  $2\text{Kg}/\text{cm}^2$ .

Usando fundaciones aisladas lo cual disminuye el costo de la construcción de las bases necesarias para la estructura y al mismo tiempo garantiza un buen asentamiento, en cambio la losa de fundación incrementara los costos de construcción de la misma, ya que se usa más concreto y mas acero respectivamente. Para tomar un criterio de selección más acorde con la realidad, solo es cuestión de tener todos los estudios realizados para definir la mejor opción estructural y económica.

#### 4.1.10 Muestra de las diferentes etapas del simulador SAP2000

A continuación se muestra una secuencia de los pasos realizados por el usuario para la obtención de los resultados requeridos.

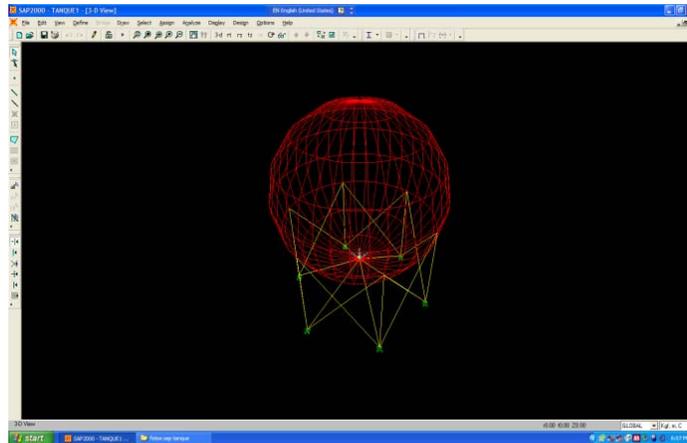


Figura 36. Ventana del modelo de la esfera

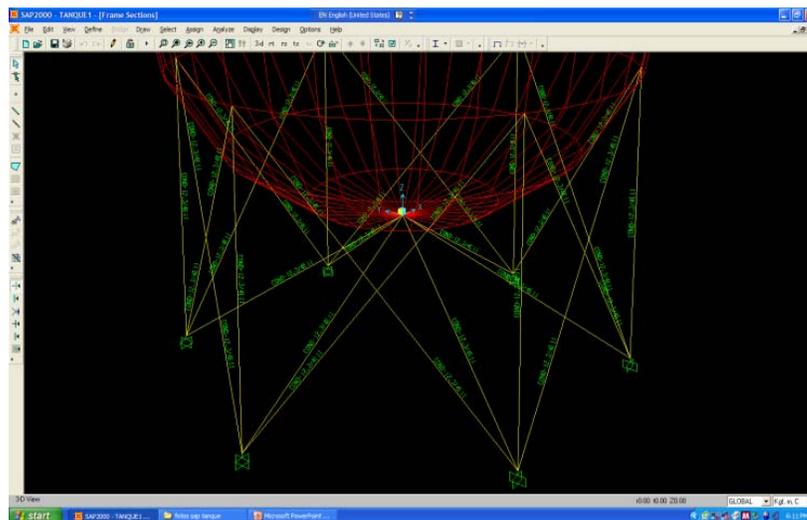


Figura 37. Ventana de elementos estructurales utilizados

Según los resultados obtenidos por el simulador, la esfera consta de seis columnas verticales de 27,72 pies, las columnas dirigidas hacia el centro de la esfera poseen 21,82 pies de longitud, las cuales están separadas con un ángulo de 60° para distribuir el peso entre las mismas de una manera equitativa. Mientras que las columnas cruzadas son doce de 17,62 pies de longitud cada una.

#### **4.1.10.1 Losa de la fundación**

La losa de fundación será rígida para que la sumatoria de las fuerzas admisibles puedan ayudar al suelo a soportar el peso y tiene una dimensión de 15,5\*15,5 metros generando un área de 240.25 metros cuadrados con un espesor de 50 centímetros.

#### **4.1.10.2 Cabillas para la construcción de la losa**

Las cabillas que deben de utilizarse para la construcción de la losa son de  $\frac{3}{4}$  pulgadas de diámetro cada una, deben de tener 15 centímetros longitudinal y transversal.

#### **4.1.10.3 Cantidad de piedra picada para la fundación**

Se requiere una cantidad de 25 metros cúbicos de piedra picada y de espesor 5 centímetros cada una.

#### **4.1.10.4 Parrillas**

Las parrillas superior debe tener cabillas  $\frac{3}{4}$  de pulgadas y es de mayor dimensión que la de  $\frac{5}{8}$  para poder absorber los momentos negativos de las fuerzas

actuantes generadas por la columna de la formación y la parrilla inferior debe tener cabillas de 5/8 de pulgadas con la misma separación de la anterior.

#### **4.1.10.5 Concreto para las fundaciones**

Se necesitan 120 metros cúbicos de concreto para la construcción de las fundaciones de la esfera.

#### **4.1.10.6 Tipo de soldadura utilizada en el diseño**

El tipo de soldadura para las juntas seleccionada para el diseño, fue la de TIPO 1 tomada de la norma ASME UW-12 (véase ANEXO C), que se refiere a las juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio donde se obtenga la misma calidad de metal de soldadura, depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza.

La eficiencia de la junta es la examinada por zona, debido a que se considera necesaria una inspección a detalle.

#### **4.1.10.7 Altura de la esfera con respecto al piso**

La esfera estará situada a 4 metros de altura desde el piso hasta el punto más bajo de la misma. La revisión de fundación se hará cuando se haga el estudio de suelo correspondiente.

Las columnas, las losas, las cabillas, la cantidad de piedra picada, parrillas, concreto, altura de la esfera con respecto al piso son calculadas por el software SAP 2000. En las figuras 19 y 20 se muestra, los modelos de columnas y sus diferentes resultados obtenidos de la simulación con respecto a sus fuerzas.

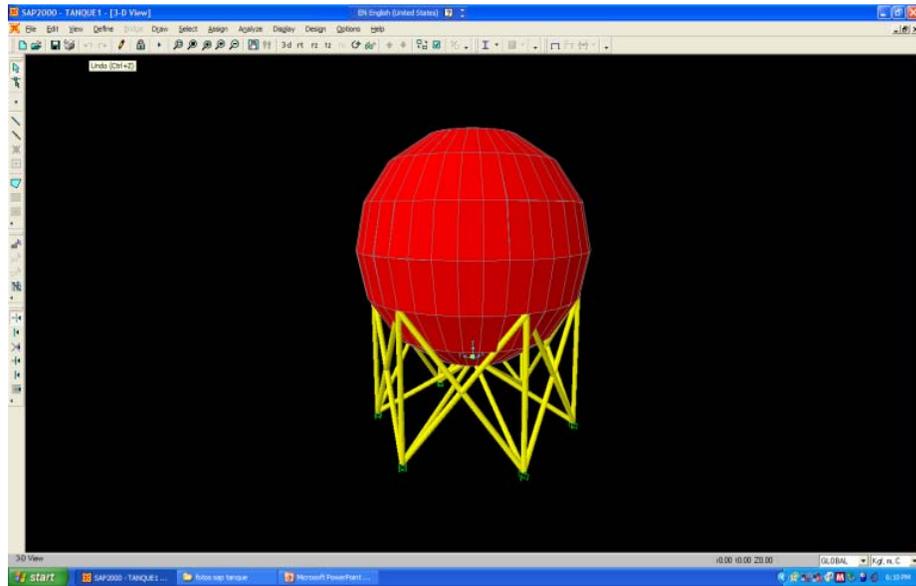


Figura 38. Modelo de esfera y sus columnas

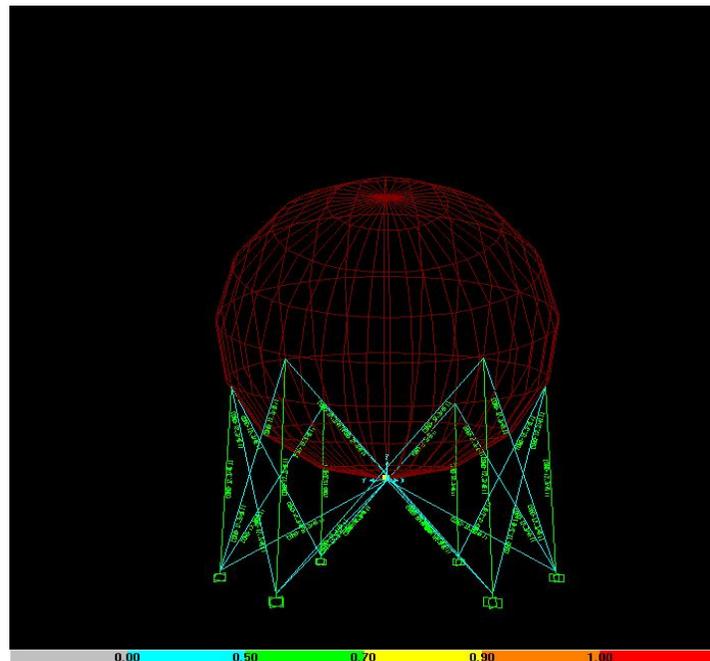


Figura 39. Fuerzas ejercidas sobre las columnas

#### 4.1.10.8 Aplicación de la Prueba Hidrostática

De acuerdo con la norma PDVSA D-221 Pressure Vessel Design and Fabrication Specification la esfera deberá ser sometida a una presión hidrostática de prueba que debe ser mantenida por un tiempo no menor a 60 minutos. Para establecer la presión de la prueba hidrostática se utilizará la ecuación 2.41 obtenida del Código ASME Sección VIII, División 1:

$$P_T = 1,25MAWP \qquad \text{Ec. 2.41}$$

$$P_T = 1,25(260) = 325\text{psig}$$

Donde,

$MAWP$  : Máxima presión de trabajo permitida

$P_T$  : Mínima presión de prueba

## 4.2 CONCLUSIONES

1. Los recipientes se identifican de acuerdo a su función como recipientes de proceso, almacenamiento y transporte. Según su presión interna pueden ser atmosféricos, de vacío, de baja, mediana y alta presión; y por su geometría se tienen recipientes esbeltos, cilíndricos, cilíndricos combinados y esféricos.
2. El Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, Sección VIII, División 1 estandariza los requerimientos generales para el diseño y construcción de recipientes a presión.
3. Para el diseño de recipientes presurizados lo primordial es calcular el espesor mínimo de la pared del cuerpo y cabezales para garantizar un diseño seguro y económico.
4. La prueba hidrostática es la más recomendable para certificar un recipiente a presión.

### **4.3 RECOMENDACIONES**

1. Para diseñar un recipiente a presión se recomienda familiarizarse con procesos similares mediante visitas a plantas que brinden confiabilidad de realizar un proyecto provechoso.
2. Se recomienda elaborar un procedimiento de trabajo seguro para realizar cualquier tipo de prueba para certificar recipientes a presión.
3. No es recomendable pintar el recipiente antes de realizar la prueba hidrostática.
4. Se debe evitar el uso de pruebas neumáticas en grandes recipientes presurizados.
5. Siempre el principal criterio que debe prevalecer durante el diseño de recipientes a presión, es la seguridad del mismo.

## BIBLIOGRAFÍA

1. BONILLO, A. **“Elaboración de una hoja de cálculo para el diseño básico de recipientes sometidos a presión”** Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Barcelona, Venezuela (2008)
2. PEREIRA A. Y ARQUÍMIDES R. **“Desarrollo de una metodología para la evaluación técnica de proyectos de tuberías, mediante el uso de las normas ASME y API”** Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Barcelona, Venezuela (2008)
3. FUENTES, R. **“Diseño de anillos para prueba hidrostática en intercambiadores de calor de la unidad de alquilación refinería Puerto La Cruz”** Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Barcelona, Venezuela (2005)
4. MAESTRE, R. **“Rutinas de mantenimiento basados en la criticidad de los recipientes a presión y tanques apertados del campo San Joaquín - Distrito Gas Anaco”**. Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Barcelona, Venezuela (2005)
5. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **“ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1”** Edición 2004, Adenda 2005.
6. ANNARATONE, D. **“Pressure Vessel Design, Volumen 10”** Editorial Springer. Berlin, Alemania (2007).
7. LEÓN, J. **“Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión”** Editorial Inglesa. Edición 2001.
8. NORMA VENEZOLANA COVENIN 3139:1994. **“Cilindros de alta presión para gas. Prueba hidrostática”**.
9. NORMA VENEZOLANA COVENIN 3226-1:1997. **“Gas Natural para vehículos. Cilindros de almacenamiento. Parte 1: Cilindros de acero sin costura”**.
10. NORMA VENEZOLANA COVENIN 3017:2000. **“Cilindros de alta presión para gas. Requisitos para la verificación de diseño y mantenimiento”**.
11. MOSS, D. **“Pressure Vessel Design Manual”** Tercera edición. Editorial Gulf Profesional Publishing (2004).

12. GUZMÁN, L. “**Diseño Mecánico de Recipientes a Presión bajo el Código ASME Sección VIII, División**” Tesis de Grado, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela (2006)
13. Hibbeler, R. “**Mecánica de Materiales**” Sexta edición. Editorial Pearson Educación (2006)
14. LIVINGSTON E. Y SCAVUZZO R. “**The Engineering Handbook**” Segunda edición. Editorial Richard C Dorf (2004).
15. MEGYESY, E. “**Pressure Vessel Handbook**” Pressure Vessel Publishing Inc. Décima edición (2005)
16. SPENCE J. Y TOOTH A. “Pressure Vessel Design: concept and principles”. Editorial Taylor & Francis (1994).

## METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

<b>TÍTULO</b>	<b>EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE DISEÑO Y CONFIGURACIÓN ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN</b>
<b>SUBTÍTULO</b>	

### AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
<b>FERMÍN KAREN G.</b>	CVLAC: 14.632.545 E MAIL: kareng242@hotmail.com
<b>ROMERO P. BELKIS E.</b>	CVLAC: 18.505.552 E MAIL: enidian@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

### PALABRAS O FRASES CLAVES:

<b>DISEÑO</b>
<b>RECIPIENTES A PRESIÓN</b>
<b>ESPELOR DE PARED</b>
<b>ESFERA PRESURIZADA</b>
<b>MARGEN DE CORROSIÓN</b>
<b>ASME</b>

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ÁREA	SUBÁREA
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS	DEPARTAMENTO DE QUÍMICA.

**RESUMEN (ABSTRACT):**

La evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Se realizó mediante la identificación de recipientes a presión, de acuerdo a su función como recipientes de proceso, almacenamiento y transporte. Según su presión interna pueden ser atmosféricos, de vacío, de baja, mediana y alta presión; y por su geometría: recipientes esbeltos, cilíndricos, cilíndricos combinados y esféricos. Se especificaron las características de diseño según el Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, Sección VIII, División 1. A su vez, se explican los cálculos del diseño de recipientes cilíndricos y esféricos, sujetos a presión y se ilustran los pasos para diseñar una esfera presurizada para el almacenamiento de cien mil barriles de propano a una presión de 339,7psia, para la cual se obtuvo un diámetro de 48ft y un espesor de pared de 1,25 in. Mediante el simulador SAP2000 se obtuvo que la esfera consta de seis columnas verticales de 27,72 pies, seis columnas dirigidas hacia el centro de la esfera poseen 21,82 pies de longitud y doce columnas cruzadas de 17,62 pies de longitud cada una. Asimismo, se estudiaron las pruebas hidrostática, neumática y elástica.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****CONTRIBUIDORES:**

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL</b>				
<b>AVENDAÑO ISVELIA</b>	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS X</b>	<b>TU</b>	<b>JU</b>
	<b>CVLAC:</b>	<b>8.024.255</b>			
	<b>E_MAIL</b>	<b>isvelia2009@gmail.com</b>			
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU X</b>	<b>JU</b>
	<b>CVLAC:</b>				
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU</b>	<b>JU X</b>
	<b>CVLAC:</b>				
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>ROL</b>	<b>CA</b>	<b>AS</b>	<b>TU</b>	<b>JU X</b>
	<b>CVLAC:</b>				
	<b>E_MAIL</b>				
	<b>E_MAIL</b>				

**FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:**

<b>2010</b>	<b>08</b>	<b>13</b>
<b>AÑO</b>	<b>MES</b>	<b>DÍA</b>

**LENGUAJE. SPA**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE DISEÑO Y CONFIGURACIÓN ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN.doc	application/ ms Word

**CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS:** A B C D E F G H I J K L M N O P  
Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5  
6 7 8 9.

**ALCANCE**

**ESPACIAL:** \_\_\_\_\_ (OPCIONAL)

**TEMPORAL:** \_\_\_\_\_ (OPCIONAL)

**TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:**

INGENIERO QUÍMICO \_\_\_\_\_

**NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:**

PREGRADO \_\_\_\_\_

**ÁREA DE ESTUDIO:**

DEPARTAMENTO DE QUÍMICA \_\_\_\_\_

**INSTITUCIÓN:**

UNIVERSIDAD DE ORIENTE. NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI \_\_\_\_\_

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

DERECHOS:

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado

**“Los Trabajos de Grado son de Exclusiva Propiedad de la Universidad de Oriente y Solo Podrán ser Utilizados para Otros Fines con el Consentimiento del Consejo de Núcleo Respectivo, el Cual Participara al Consejo Universitario”.**

Belkis E. Romero P.

AUTOR

Karen G. Fermín

AUTOR

Isvelia Avendaño

TUTOR

Salas, Yraima

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS