



**UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO DE DIPLOMA

**Título: Cálculo del recipiente cilíndrico para el almacenamiento del gas
licuado del petróleo, a utilizar en el Almacén Tecnológico de
Santa Clara**

Autor: Yohanny Rangel Machado

**Tutor: Msc. Eusebio Vladimir Ibarra Hernández
Co – Tutor: Dr.C. Idalberto de la C. Mendoza Díaz**

**Santa Clara
2016**



**UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO DE DIPLOMA

**Título: Cálculo del recipiente cilíndrico para el almacenamiento del gas
licuado del petróleo, a utilizar en el Almacén Tecnológico de
Santa Clara**

Autor: Yohanny Rangel Machado

**Tutor: Msc. Eusebio Vladimir Ibarra Hernández
Co – Tutor: Dr.C. Idalberto de la C. Mendoza Díaz**

**Santa Clara
2016**



Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas como parte de la culminación de estudios de la especialidad de Ingeniería en Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la Universidad.

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

Firma del Tutor

Firma del Jefe de Departamento
donde se defiende el trabajo

PENSAMIENTO

“En la tierra hace falta personas que trabajen más y critiquen menos, que construyan más y destruyan menos, que prometan menos y resuelvan más, que digan mejor ahora que mañana...”



DEDICATORIA

Dedico este trabajo de diploma, primeramente, a mi familia, dígase ellos; a mis padres Marisel y Alberto, a mi hermano Carlito, a mis dos abuelitas Haidé y Amelia, a mi abuelo Benito, a mi tía Gladys y a mi prima Lidia. Hago esto porque, ellos han sido durante toda mi vida un apoyo de incalculable valor, pues me han ayudado a tomar importantes decisiones, nunca ha faltado su opinión o consejo cuando lo he necesitado y siempre han sido una fuente inagotable de cariño, amor y comprensión hacia mi persona.

Quisiera dedicar además este trabajo a esos locos a los que yo con mucho orgullo y sentimiento tengo el gusto de llamar “AMIGOS”. La vida no me pudo premiar con otros mejores, pues ellos son lo máximo y sé que podré contar con todos ustedes muchachos para toda la vida. Es por eso que a ustedes; Roger, Osniel, Zaidel, Eddy, Diego, Joaquín y Yanet, les agradezco que me hayan dado la oportunidad de entrar en sus vidas y de poder conocer a seres humanos tan especiales como ustedes. Aprovechando además para incluir en esta dedicatoria a Osvaldo y a Dalexis, dos muy buenos amigos míos, a los cuales les estoy muy agradecido por la forma tan acogedora con la que siempre me han tratado.

Sin que ninguno de mis amigos antes mencionados se ofenda, quiero hacer una dedicatoria especial a ese ser humano tan especial que conozco desde el pre – universitario y que se llama Adrián Rodríguez Clavero, pues lo quiero como “MI HERMANO” y yo sé que ese sentimiento es mutuo. Quisiera decirte my brother que a tu lado he aprendido lo que es el verdadero valor en un ser humano, pues no todo el mundo se enfrenta a los retos que esta injusta vida nos impone, como tú. Quiero que sepas que en mi vida nunca nadie podrá desplazarte de ese importante lugar que ocupas y que nuestra hermandad, será para siempre.

Quisiera decir además que, dedico este trabajo a la gran mayoría de los profesores con los cuales tuve el privilegio de haberme formado en lo que soy hoy como profesional en las aulas de nuestra prestigiosa facultad, aprovechando así el momento para decirle a Idalberto Mendoza y a Vladimir Ibarra, que ha sido un gran honor el haberlos tenido como tutores, pues no todos los días en nuestra vida uno tiene el privilegio de ser guiado

DEDICATORIA

profesionalmente por dos ingenieros tan grandes como ustedes, pues no solo son grandes de profesión, sino que también son unos seres humanos excelentes y unos ejemplos a seguir.

Antes de despedirme, quisiera decirle de manera muy especial a esa mujer que un día con mucho amor me trajo a este mundo, y a la cual desde que tengo uso de razón llamo “MAMÁ”, que le estoy eternamente agradecido por haberme formado, junto a la ayuda de mi papá, en un hombre de bien, y que, conmigo podrá contar toda la vida; así que ya sabes madre, quítate ese miedo que tienes de que algún día vivirás sola, pues mientras yo esté vivo, eso nunca pasará. Es por ello mi cuarentona linda que esta tesis más que dedicada a tí, es un regalo que yo adjunto a mi título, quiero ofrecerte, y así saber que te sentirás orgullosa de mí para toda la vida.

**“A todos ustedes, les doy las gracias por
haberme permitido el formar parte de sus vidas”.**

AGRADECIMIENTOS

A mis Padres.

Por haberme traído a este maravilloso mundo y haber formado en mí la persona que soy hoy; dándome todo el amor, cariño y educación que necesita un ser humano para crecer, formarse y desarrollarse en la vida como un hombre de bien. Por ser ese punto de apoyo que necesité y siempre tuve a mi disposición en los momentos más difíciles, y porque, pese a todos los errores y fracasos que he tenido en la vida; nunca han dudado de mí y siempre me han otorgado su apoyo incondicional. Por el hecho de que siempre los he tenido en mi mente como mi guía, ejemplo y amigo; pues siempre he sabido que puedo contar con ustedes para todo, aun cuando no estén de acuerdo con mis decisiones. Por ello y mucho más mis viejos, solo les puedo decir que los *AMO CON TODO MI CORAZÓN*, y que siempre podrán contar conmigo como yo lo he hecho y haré para toda la vida con ustedes; Marisel y Alberto.

A mi hermano.

Por ser siempre mi amigo y cómplice de todas mis locuras, por estar siempre a mi lado en los momentos que más te necesito, por tú sinceridad a la hora de decirme lo que sientes respecto a mi persona o hacia alguna acción que yo haya cometido; y por aconsejarme siempre de la mejor manera posible. Porque nunca te ha importado a qué hora o momento te he molestado con mis problemas y porque siempre has sabido contar conmigo para tomar decisiones importantes en tú vida; por esto y más, solo me resta decirte que te *AMO* y que siempre le estaré agradecido a la vida porque me haya premiado con un hermano como tú Carlitos.

A mis amigos.

Por haber soportado a mi lado estos cinco años de muy buenos y de algunos malos momentos, años en los que no solo fuimos puestos a prueba como estudiantes universitarios y futuros profesionales; sino que también fue probada aquello que comenzó a formarse de una manera sencilla y poco inusual, y que hoy llamamos AMISTAD. Por haberme demostrado de que temple están formados los verdaderos amigos y por no haberme dado nunca la espalda, aunque a veces pensarán que lo que estaba haciendo era una locura. Por ser esa segunda familia que nunca pensé que tendría y por haber logrado que se formara en mí un concepto de amigo más concreto e ideal que el que yo conocía.

A Idalberto de la C. Mendoza Díaz y a Eusebio Vladimir Ibarra Hernández.

Por haber sido ambos una fuente indispensable e inagotable de conocimiento para mí, por ser esos profesionales como los cuales anhelaría yo ser en un futuro, y por no haberse rendido nunca conmigo y haber creído plenamente en mí. Porque con ustedes aprendí no solo a ser mejor ser humano, sino también a ser un profesional digno de respeto y admiración de todas las personas que lo rodean.

“A todos ustedes, desde lo más profundo de mi corazón; MUCHAS GRACIAS...”

RESUMEN

RESUMEN

En el presente trabajo se aborda el tema relacionado con el cálculo del recipiente cilíndrico para el almacenamiento del gas licuado del petróleo, utilizado en el Almacén Tecnológico de la ciudad de Santa Clara, ubicado en el Reparto Brisas del Capiro, Santa Clara, Villa Clara. Para ello se realizó un desglose de las principales características de dicho recipiente, así como de sus componentes más importantes (las tapas, cuerpo y el soporte), además se brindan las características fundamentales del gas licuado del petróleo, sustancia que será contenida en este. Se utilizó el método de elementos finitos (MEF) para realizar un estudio entre las diferentes formas geométricas de los tipos de tapas más utilizadas en los recipientes a presión, con el objetivo de seleccionar cuál de estas formas geométricas es la que presenta mejores características en cuanto a la resistencia mecánica se refiere. Se realizó además el cálculo tanto de la distancia óptima entre soportes como el de la carga actuante sobre estos lo que condujo a la correcta sección del tipo de soporte para este caso de estudio y a una mejor distribución de las cargas en el recipiente. Fueron determinados además los espesores del cuerpo y las tapas del recipiente finalizando el trabajo con la determinación de las presiones admisibles para condiciones de trabajo y de pruebas.

ABSTRACT

ABSTRACT

In this paper the issue related to the calculation of the cylindrical vessel for storage of liquefied petroleum gas, used in the Storage Technology of the city of Santa Clara, located in Brisas del Capiro zone, Santa Clara, Villa Clara is addressed. This requires that was made a breakdown of the main characteristics of the vessel, as well as its most important components (heads, body and support), the fundamental characteristics of liquefied petroleum gas, a substance that will be contained in this addition are provided. The finite element analysis (FEA) was used to perform a study of the different geometric shapes of the main types of heads used in pressure vessels, in order to select which of these shapes is the one that has better characteristics in terms the mechanical strength is concerned. The calculation of both the optimal distance between supports such as the load acting on those was also made which led to the correct selection of the type of support for this case study and a better distribution of loads in the vessel. They were also determined the thickness of the body and container heads finishing the work with the determination of allowable pressures for working conditions and testing.

ÍNDICE

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	18
CAPÍTULO I	¡Error! Marcador no definido.
1.1. Generalidades sobre los recipientes a presión	5
1.1.2- Clasificación de los recipientes a presión	7
1.1.3- Requisito para los recipientes a presión	8
1.1.4- Requisitos para la correcta explotación de recipientes a presión.....	9
1.1.5- Estado tensional de un recipiente a presión	9
1.2- Cálculo de los parámetros principales del cuerpo de un recipiente a presión, según el código GOST y sometido a presión interior	10
1.2.1- Virolas cilíndricas sometidas a presión interior (horizontales).....	12
1.3 - Generalidades sobre los fondos y tapas para recipientes a presión	13
1.4- Generalidades sobre los soportes de un recipiente a presión	17
1.4.1- Tipos de soporte para recipientes a presión	17
1.4.2- Ubicación racional de los apoyos del recipiente	18
1.5- Generalidades sobre el gas licuado del petróleo (GLP)	19
1.5.1- Características generales de peligrosidad del gas licuado del petróleo	19
1.5.2- Propiedades del gas licuado del petróleo, para una mezcla de (60/40) butano/propano	20
1.6- Conclusiones parciales	21
CAPÍTULO II.....	¡Error! Marcador no definido.
2.1- Diseño y modelación de los diferentes tipos de tapas de un recipiente a presión mediante el método de elementos finitos (MEF)	24
2.1.1- Diseño y simulación de fondos circulares planos	24
2.1.2- Diseño y simulación de fondos elípticos	27
2.1.3- Diseño y simulación de fondos toriesféricos	30
2.1.4- Diseño y simulación de un fondo semi – esférico	32
2.1.5- Selección de la geometría del fondo más adecuado para el recipiente a presión que se pretende diseñar	34
2.2- Selección del soporte del recipiente a presión	34
2.2.1- Cálculo de la distancia óptima entre los apoyos del recipiente a presión	36
2.3- Conclusiones parciales	37

CAPÍTULO III	38
3.1- Diseño del recipiente a presión en posición horizontal.....	39
3.1.1- Determinación del espesor ejecutivo para la virola cilíndrica (s) y el fondo elíptico estandarizado (s_{el})	40
3.1.2- Determinación de las presiones admisibles para la virola cilíndrica y el fondo elíptico	44
3.1.3- Cálculo de la carga sobre el soporte (Q).....	45
3.2- Conclusiones parciales	47
CONCLUSIONES GENERALES	¡Error! Marcador no definido.
BIBLIOGRAFÍA.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.

INTRODUCCIÓN

INTODUCCIÓN

Un recipiente a presión no es más que un contenedor cerrado de longitud limitada, su dimensión más pequeña es considerablemente mayor que la de las tuberías de conexión. Son equipamientos peligrosos que pueden ocasionar diversos daños cuando son mal proyectados u operados. Los recipientes a presión son utilizados en numerosas aplicaciones en la industria y los servicios como por ejemplo en el transporte, producción, manipulación, almacenamiento y procesos de transformación de líquidos y gases [1].

Aunque las invenciones realizadas con el vapor se usaron con alguna prioridad hasta el año 1800, las presiones involucradas fueron bajas. No se emplearon presiones significativas de vapor hasta el desarrollo del motor de vapor, en los primeros años del siglo XIX. Durante este período ocurrieron múltiples explosiones de calderas tanto en Estados Unidos como en Europa, causando grandes pérdidas de vidas humanas y materiales, y por tanto la inquietud del público. A partir del comienzo del siglo XX fueron ocurriendo anualmente de 350 a 400 explosiones de calderas en los Estados Unidos, acarreando numerosas pérdidas [1].

Basado en lo anterior varias asociaciones decidieron apadrinar el proyecto y fabricación de calderas en primera instancia y de recipientes a presión no sometidos a llama. De esta forma surgieron, como medida de seguridad, varios códigos o normas que gobiernan los procedimientos de proyecto, fabricación, prueba y operación de recipientes a presión. La mayoría de los países tienen reglas de seguridad, normas o códigos nacionales para recipientes a presión o calderas, o aceptan la construcción de estos por códigos extranjeros [2].

En el mundo existen varios códigos de recipientes a presión [1] de los cuales los más difundidos son:

1. ASME (American Society of Mechanical Engineers de los Estados Unidos). BOILER AND PRESURE VESSEL CODE.
2. El código BS 5500, Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessel, que sustituyó a los códigos BS 1500 y BS 1515 del Reino Unido.
3. Los códigos A.D. Merkhlatte (ADM) y DIN de Alemania.

Existen además códigos en otros países como Italia, Francia, Suecia, Holanda, Japón, la India, y la antigua URSS. La International Organization for Standardization, tiene un anteproyecto de código denominado ISO/TC 11, pero no un código.

❖ Problema

En Almacén Tecnológico de Gas Licuado del Petróleo (GLP) de Santa Clara, ubicado en el Reparto Brisas del Capiro, Santa Clara, Villa Clara, se necesita diseñar un recipiente para almacenar una composición de (60/40) de butano/propano.

❖ Objetivo general

Diseñar, para el Almacén Tecnológico de Gas Licuado del Petróleo (GLP) de Santa Clara, un recipiente para almacenar una mezcla (60/40) de butano/propano a 30°C.

❖ Objetivos específicos

- 1- Seleccionar el tipo de recipiente adecuado y calcular el espesor ejecutivo recomendado, así como la presión máxima que soporta.
- 2- Seleccionar el tipo de tapa adecuado y calcular el espesor ejecutivo recomendado, así como la presión máxima que soporta.
- 3- Seleccionar el tipo de soporte adecuado, calcular la carga que soporta y la distancia óptima que existe entre ellos.

Viabilidad del trabajo.

Para el desarrollo del trabajo se cuenta con la información brindada por el cliente, la bibliografía necesaria para la revisión bibliográfica y se dispone de computadora para los cálculos, simulación y escritura del documento a presentar.

CAPÍTULO 1

1.1. Generalidades sobre los recipientes a presión

El rápido desarrollo de la tecnología y la creciente producción existente hoy en día en general, exige que los recipientes a presión cada vez sean más seguros y económicos, debido a lo cual se hace necesario garantizar un adecuado diseño de estos. Como finalidad principal para el diseño de recipientes a presión se debe elaborar en primer lugar los documentos necesarios para construir el “objeto industrial”, destinado a cumplir una determinada función, con su correspondiente calidad y dentro de los plazos establecidos, con las mejores características técnico-económicas del trabajo. Para la correcta elaboración del diseño, se debe determinar el tipo de recipiente, los parámetros fundamentales del material de construcción y otros datos necesarios para construir y calcular su resistencia, este trabajo es realizado por un proyectista sobre la base del proceso de producción elegido, del cálculo químico-tecnológico, de las particularidades del medio en que trabajará y de las condiciones y medios que dispone para su construcción [2].

Al diseñar el recipiente es necesario tener en cuenta que este debe cumplir con una eficiencia tecnológica en su fabricación, ser fácilmente montable y desmontable, transportable y reparable. Su forma debe ser lo más simple posible y satisfacer los requisitos de la estética técnica. Es conveniente evitar, en lo posible, las uniones roscadas y otras uniones desmontables, ya que las mismas son más complejas, más caras en la fabricación y menos fiables que las uniones soldadas. Las tapas, escotillas y otros conjuntos con uniones desmontables deben preverse solamente en los casos relacionados con el proceso tecnológico (carga o descarga periódica), así como con la necesidad de una inspección frecuente de los dispositivos interiores o condiciones específicas del empleo del recipiente [3].

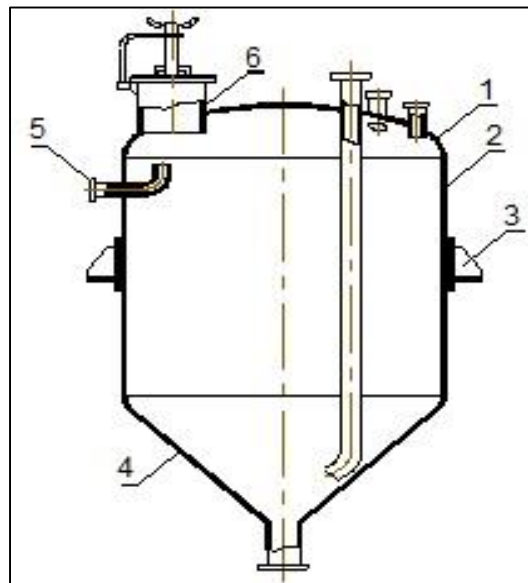
Con el fin de simplificar el diseño y disminuir los costos de fabricación, las virolas se fabrican de las formas geométricas más simples: cilíndricas, cónicas, esféricas y/o una combinación de ellas.

La forma esférica es la más favorable desde el punto de vista de la distribución de tensiones en las paredes del recipiente, ésta permite utilizar un espesor de pared mínimo para una presión dada, lo que implica una economía de material; sin embargo, su fabricación es más complicada y costosa que las cilíndricas y cónicas, siendo más trabajosa para la distribución en su interior de los diferentes dispositivos que tecnológicamente se exijan por el proceso y para proveer el flujo de reactivos [3].

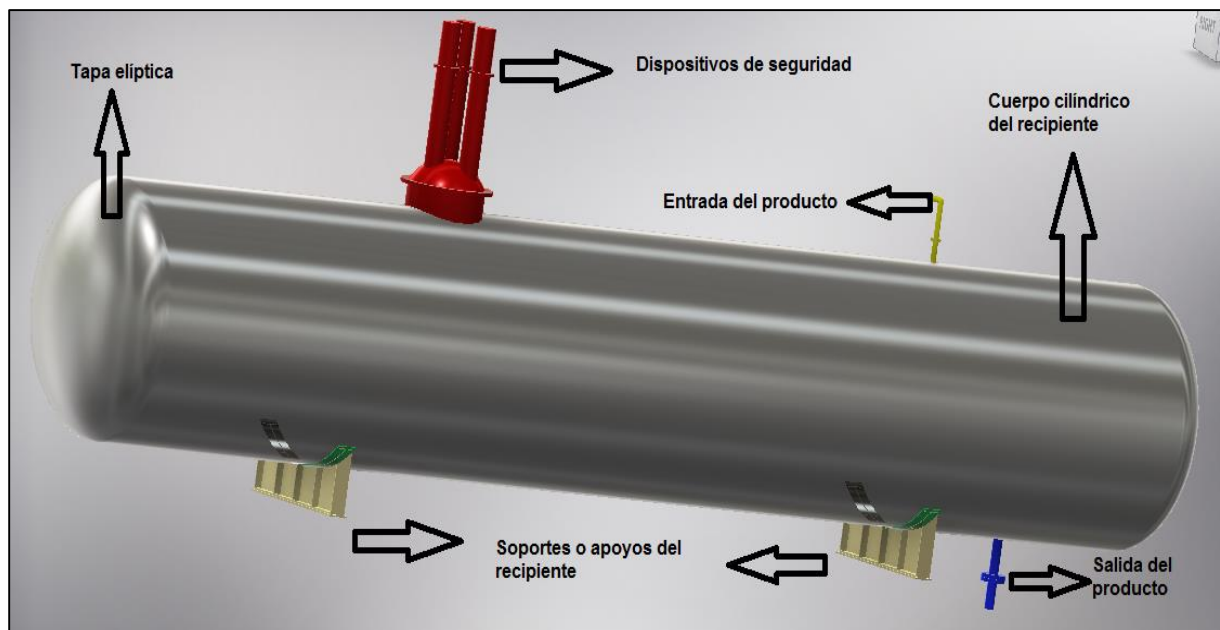
Por estas razones, los recipientes esféricos son usados mayormente en el almacenamiento de gases y líquidos. Para grandes volúmenes y bajas presiones de almacenamiento, los recipientes esféricos son más económicos, mientras que para grandes presiones de almacenamiento el volumen de gas se reduce, lo que hace a los recipientes cilíndricos más apropiados y económicos para estos casos. Para el manejo de pequeñas cantidades de gases los recipientes cilíndricos son más recomendables que los esféricos debido a su menor costo de fabricación. La mayoría de los aparatos se fabrican con virolas cilíndricas, laminadas, conformadas o fundidas [4].

Los recipientes de paredes planas son poco usados y sólo se emplean para bajas presiones de trabajo o presiones hidrostáticas. Este tipo de recipiente no es económico debido a su baja resistencia a la presión, lo que implica un gran consumo de metal por unidad de volumen. Estos son propensos a alabeos (deformaciones) por soldaduras [1]. Hacerlos fundidos es poco probable, sin embargo, en muchos casos resulta imposible prescindir de estos elementos, pues forman parte de muchos equipos, por ejemplo: las placas en los intercambiadores, los platos en las columnas, etcétera. En estos casos pueden ser reforzados por tubos, nervios y tirantes de tensiones.

Independientemente del tipo y forma del recipiente, muchos de los elementos de su estructura son considerados comunes (Figura 1.1 a y b). Entre ellos figura:



(a)



(b)

Figura 1.1. Elementos fundamentales de un recipiente a presión en posición vertical (a) y horizontal (b).

1. Tapas
2. Cuerpo o Virola
3. Soportes.
4. Fondo.
5. Boquilla (para empalmar la tubería y sus accesorios).
6. Escotillas.

1.1.2- Clasificación de los recipientes a presión [2]

La clasificación más común de los recipientes se hace atendiendo a:

1) Su función:

- a) Reactores.
- b) De almacenamiento.
- c) Mezcladores.

2) Material estructural:

- a) Aceros.
- b) Hierro fundido.
- c) Cobre.
- d) Plásticos, etc.

3) Geometría:

- a) Cilíndricos.
- b) Esféricos.
- c) Cónicos.
- d) Combinados.

4) Esquema de carga:

- a) Trabajan bajo presión interna.
- b) Trabajan bajo presión externa.
- c) Trabajan bajo presión atmosférica.

5) Método de fabricación:

- a) Soldados.
- b) Fundidos.
- c) Forjados.
- d) Recubiertos.

6) Temperatura de la pared:

- a) Caliente.
- b) No caliente.

7) Acción de la corrosión:

- a) Efecto de la corrosión moderado.
- b) Efecto de la corrosión alto.

8) Posición espacial:

- a) Vertical.
- b) Horizontal.
- c) inclinado.

9) Método de ensamble:

- a) Desarmable.
- b) Indesarmable.

10) Espesor de la pared:

- a) De pared delgada cuando el espesor de su pared no sobrepasa el 10% de su diámetro interior,
 $S < 10\% D$.
- b) De pared gruesa cuando $S \geq 10\% D$.

Dónde:

S – Espesor de la pared del recipiente

D - Diámetro interior.

1.1.3- Requisito para los recipientes a presión [2]

La industria contemporánea con sus condiciones específicas para el trabajo de los equipos, que se caracterizan frecuentemente por altos parámetros de servicio entre ellos la temperatura y la presión, especialmente, cuando el medio en que se trabaja es agresivo, tóxico, explosivo e inflamable y también por su gran productividad, exige que se fabriquen solamente los aparatos de alto grado de calidad.

Por ello, la alta calidad de los aparatos se expresa en alta eficacia que depende de la del proceso tecnológico que se realiza en el aparato y del rendimiento de éste; en larga vida de servicio, la cual no debe de ser menos de 10 años; en su economía, teniendo en cuenta el coste mínimo de la proyección, de los materiales de construcción, de su fabricación, así como de los gastos de explotación; en seguridad, solidez, comodidad y sencillez del mantenimiento durante la explotación que dependen tanto de la calidad de la construcción, como de la fabricación; en forma constructiva del recipiente que debe satisfacer los requisitos de la estética técnica, siendo estos su forma redondeada, ausencia de partes salientes agudas, etcétera.

1.1.4- Requisitos para la correcta explotación de recipientes a presión

Para poder regular el funcionamiento de los recipientes y asegurar las condiciones normales de su explotación, estos han de dotarse de instrumentos medidores de presión y temperatura, de órganos de seguridad para evitar que se supere la presión admisible, de accesorios de cierre para las tuberías de admisión y evacuación, de indicadores del nivel de líquido en el caso de que el aparato contenga o pueda contenerlo [1].

Los dispositivos de seguridad se instalan en el recipiente, en un sitio que sea cómodo para su revisión. La presión admisible no debe rebasar la de cálculo más el 10% cuando $p_{cal} > 0,5 \text{ MPa}$ y no más que en $0,05 \text{ MPa}$ cuando $p_{cal} \leq 0,5 \text{ MPa}$. La presión de cálculo “ p_{cal} ” ha de ser igual a la diferencia máxima de las presiones entre los lados interiores y exteriores del elemento a calcular[3].

1.1.5- Estado tensional de un recipiente a presión

Los cuerpos de los recipientes a presión son placas con formas de superficie en revolución y cargadas simétricamente. Para simplificar el análisis del estado tensional del material con que pueda estar o está fabricado el recipiente, consideraremos un estado tensional biaxial, lo cual es permitido debido a los bajos valores que tienen las tensiones radiales en los aparatos de paredes delgadas [2].

El estado tensional del material de las envolturas descrito anteriormente está dado por la suma de dos componentes:

1. El estado tensional originado por fuerzas uniformemente distribuidas sobre la superficie, tales como las originadas por la presión de los líquidos o gases o el propio peso.

2. El estado tensional originado por la acción de fuerzas y momentos distribuidos que actúan en el contorno del recipiente.

El primero se puede determinar por la “teoría membranar” o por la “teoría de los momentos” según se requiera. Los resultados obtenidos por la teoría membranar son precisos para el diseño ingenieril, siendo ésta ampliamente usada en el diseño estructural. La teoría de los momentos no es utilizada usualmente para determinar las tensiones o estado tensional para fuerzas distribuidas uniformemente sobre las superficies, las ecuaciones obtenidas por esta teoría son complejas y la diferencia de los resultados obtenidos con respecto a la membranar es insignificante [5].

El segundo de los componentes se pone de manifiesto en aquellos lugares donde existan cambios bruscos en las cargas, espesores de la pared o en las propiedades del material, así como en las zonas de los apoyos, donde el estado tensional se determinará haciendo uso de la “teoría de los momentos” [3].

Las tensiones y deformaciones provocadas por el “efecto de borde” tienen características locales e influyen solamente en las zonas cercanas a los lugares donde actúan las cargas. Sin embargo, las tensiones finales pueden alcanzar altos valores y por lo tanto ser muy peligrosas para recipientes de materiales frágiles como: hierro fundido, plásticos termorresistentes, cerámicas, etcétera; o bien para aparatos que trabajan bajo cargas alternativas. En el estado tensional de diseño del material, para las fuerzas distribuidas se deberá tener en cuenta el estado tensional generado por el efecto de borde[5].

1.2- Cálculo de los parámetros principales del cuerpo de un recipiente a presión, según el código GOST y sometido a presión interior [6]

Temperatura de cálculo ($t_{cál}$).

La temperatura de cálculo se determina a partir de la temperatura de servicio (temperatura del medio en el cual funciona el aparato (t_m)) según la siguiente ecuación:

$$t_{cal.} = \max(30^{\circ} C; t_m) \quad (1.1)$$

Presión de cálculo (P_{cal}).

La presión de cálculo se determina a partir de la presión de servicio (excesiva interior o exterior (P)) que surge en el proceso de trabajo y de la presión hidrostática (Ph) del medio en el cual funciona el aparato, según la siguiente ecuación:

$$P_{cal.} = P + Ph, \text{ donde se cumpla que } (Ph / P) * 100 > 5\% . \quad (1.2)$$

Tensiones admisibles ($[\Gamma]$).

Las tensiones admisibles se determinan a partir de las tensiones admisibles normadas (Γ^*) del material de construcción del aparato que surgen en el proceso de trabajo y de prueba, y se afecta por el coeficiente de corrección (η), que tiene en cuenta la forma de la pieza bruta, según la siguiente fórmula:

$$[\Gamma] = \eta \cdot \Gamma^* \quad (1.3)$$

$$\eta = \begin{cases} 1 & \text{Planchas laminadas.} \\ 0.8 & \text{Piezas fundidas controladas} \\ 0.7 & \text{Piezas fundidas sin control} \end{cases}$$

Espesor ejecutivo (S).

El espesor de cálculo depende del elemento en cuestión, de la carga a que esté sometido ($S_{cal.}$) y del sobreespesor (C).

$$S = S_{cal} + C \quad (1.4)$$

Dónde:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad (1.5)$$

$C_1 \rightarrow$ Es la tolerancia de corrosión que depende de la agresividad del fluido del proceso, de la resistencia química del material y la vida del equipo y se calcula como la velocidad de penetración (V_p cm/año) por el tiempo de vida del equipo (τ) años.

$$C_1 = V_p * \tau$$

El rango de corrosión de los materiales usados en la fabricación de aparatos no deberá exceder los 0,1... 0,5 mm/año.

C_2 Es la tolerancia negativa de las planchas de metal de que está construido el recipiente.

C_3 Es la tolerancia de erosión y se calcula de forma análoga a C_2 sustituyendo V_p por V_{pe} (velocidad de penetración de la erosión).

Módulo de elasticidad longitudinal (E).

Está en función del tipo de material y de la temperatura de cálculo. Su valor está normalizado.

Coefficiente de resistencia de las uniones soldadas (φ).

Caracteriza la resistencia de la unión en comparación con la resistencia del material base, sus valores normados se ofrecen en función de la estructura de la costura y del procedimiento de soldadura.

1.2.1- Virolas cilíndricas sometidas a presión interior (horizontales).

Espesor de cálculo

$$S_{cal.} = \text{máx.} \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{cal.} \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\Gamma] - P_{cal.}} \\ \frac{P_{pr.} \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\Gamma]_{pr.} - P_{pr.}} \end{array} \right. \quad (1.6)$$

Cargas actuantes

Presión actuante ($P_{cal.}$), es la presión de cálculo definida en los parámetros principales y calculada en el tercer paso.

Cargas admisibles

❖ Presión admisible para condiciones de trabajo.

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\Gamma] \cdot (S - C)}{D + S - C} \quad (1.7)$$

❖ Presión admisible para condiciones de prueba.

$$[P]_{pr.} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\Gamma]_{pr.} \cdot (S - C)}{D + S - C} \quad (1.8)$$

Cargas actuantes

❖ Momento flector actuante ($M_{máx}$).

$$M_{máx.} = \frac{W \cdot l^2}{8} \quad (1.9)$$

Dónde:

$$W = \frac{G}{l}, \text{ es la carga distribuida, donde:} \quad (1.10)$$

$$G = m \cdot g \cdot 10^{-6}, \text{ es el peso total del aparato,} \quad (1.11)$$

m , es la masa del aparato lleno,

$g = 10 \text{ m/s}^2$, es la aceleración de la gravedad y

l , es la distancia entre apoyos.

❖ Tensión máxima actuante ($\Gamma_{máx.}$).

$$\Gamma_{máx} = \frac{M_{máx.}}{w} \quad (1.12)$$

Dónde:

$$w = \frac{\pi(D_e^4 - D^4)}{32 \cdot D_e} \quad (1.13)$$

w = módulo de la sección

$$D_e = D + 2.S \quad (1.14)$$

D_e = es el diámetro exterior del aparato.

Verificación de la condición de resistencia

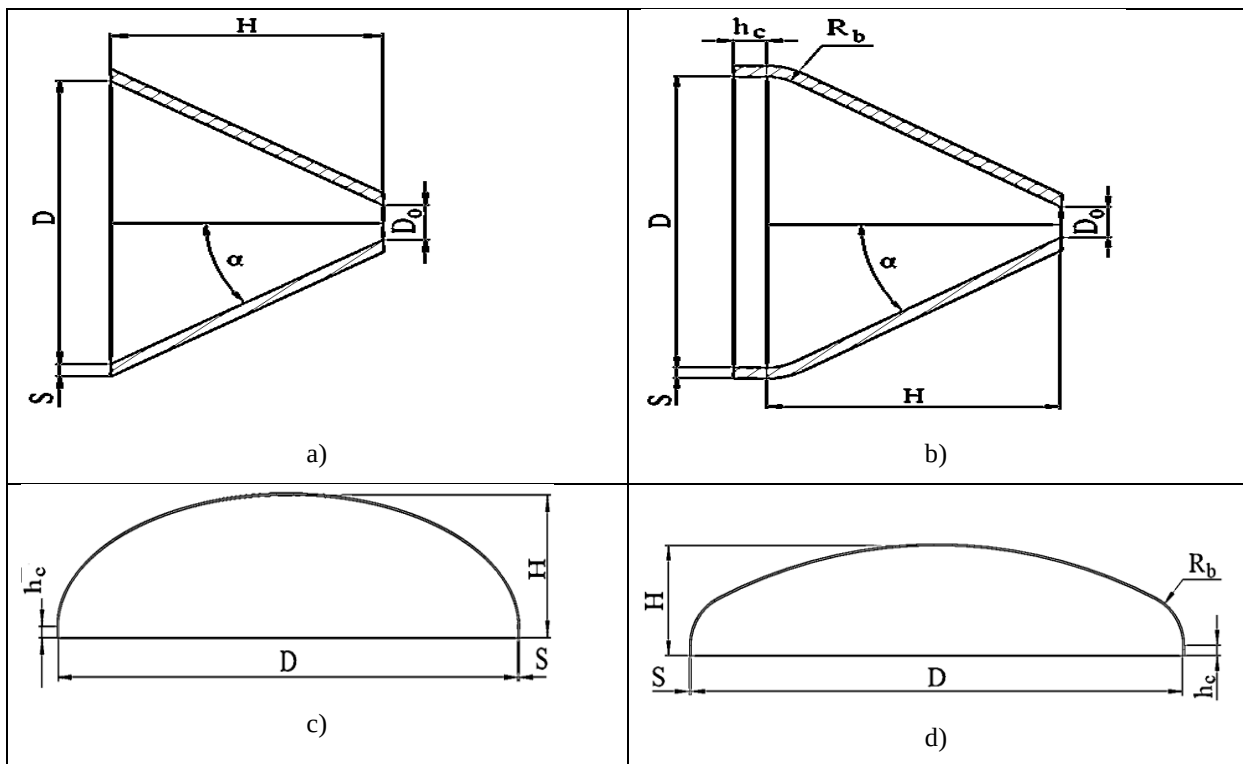
$$[\Gamma] \geq 2 \cdot \Gamma_{máx.} \quad (1.15)$$

si no se cumple esta condición hay que aumentar el espesor o aumentar el número de apoyos para disminuir la distancia entre ellos.

1.3 - Generalidades sobre los fondos y tapas para recipientes a presión

Los fondos y las tapas son partes integrantes de la virola, como regla ellas no son separables de la virola y fabricadas del mismo material (son generalmente soldadas a las virolas), en los equipos forjados y fundidos, ellas son partes integrales de la virola. Sobre la forma de las tapas influyen varios factores:

- La forma de la virola que va a ser conectada a la tapa.
 - Los requerimientos tecnológicos o del proceso.
 - Presión y temperatura del fluido a procesar.
 - Otras consideraciones de diseño.
- ❖ Siendo las configuraciones más comunes las siguientes (Figura 1.2 a, b, c, d, e, f, g, h, i):
- a). Cónicas.
 - b). Cónicas rebordeadas.
 - c). Elípticas, con todas sus geometrías.
 - d). Circulares planas.
 - e). Circulares planas rebordeadas.
 - f). Semi-esféricas.
 - g). Toriesféricas, con todas sus geometrías.
 - h). Casquete esférico.
 - i). Planas, rectangulares



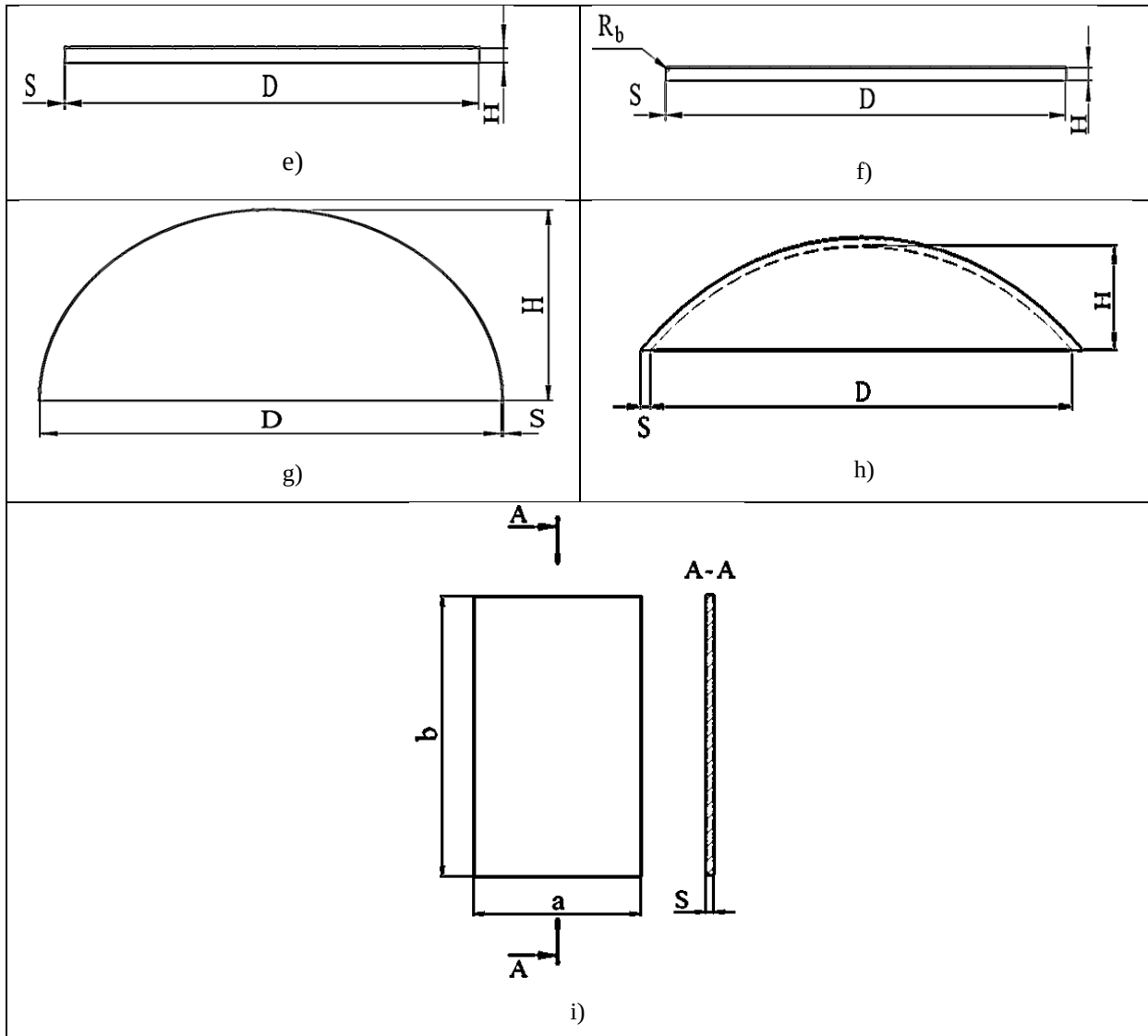


Figura 1.2. Formas de las tapas o fondos a) cónico, b) cónico rebordeado, c) elíptico, d) toriesférico, e) circular plano f) circular plano con rebordeado, g) semi – esférico, h) casquete esférico, i) rectangular plano.

En los aparatos químicos soldados, especialmente en los que se someten a supervisión, el mayor uso lo tienen los elípticos rebordeados en dirección al cilindro, encuentran también amplio uso en estos tipos de aparatos los toriesféricos rebordeados [6].

Los fondos semiesféricos rebordeados encuentran mayor uso en los aparatos que presentan grandes dimensiones y que son sometidos a la supervisión, $D > 4\text{m}$, estos se fabrican con $D = (3, 6, \dots, 12)\text{m}$, y espesores de paredes que varían entre los 10 y 36 mm, mientras que los casquetes esféricos se

utilizan en aparatos que trabajan sometidos únicamente a la presión hidrostática y como parte integrante de las tapas desmontables en los aparatos que trabajan a presiones hasta 1,6 MPa [4].

Los fondos de forma cónica encuentran amplio uso en la parte inferior de los aparatos verticales en los que se necesite evacuar completamente todo su contenido sea este un líquido, sólido movedizo o en forma de pedazos. La selección del ángulo del vértice del cono se selecciona por razones tecnológicas, ya sea por la viscosidad al tratarse de una sustancia líquida o por el ángulo natural de declive al tratarse de sólidos movedizos o troceados [6].

Es importante destacar que en los aparatos que se someten a supervisión sólo se admiten los fondos cónicos rebordeados, con un ángulo en el vértice del cono $2\alpha \leq 45^\circ$, para otros tipos de aparatos se utilizarán fondos cónicos no rebordeados, pero con un ángulo del vértice del cono $2\alpha \leq 60^\circ$. La geometría cónica se usa además en las transiciones que unen los cuerpos cilíndricos de diferentes diámetros [6].

Los fondos (tapas) cónicos rebordeados con un ángulo en el vértice del cono $2\alpha > 60^\circ$, al igual que los no rebordeados se emplean, en la mayoría de los casos, en los aparatos que funcionan bajo una presión excesiva de hasta 0,07 MPa o bajo la presión hidrostática. El empleo de estos fondos en los aparatos que se someten a la supervisión sólo se autoriza en acuerdo con los organismos competentes.

Las dimensiones principales de la mayoría de estos tipos de fondos se encuentran estandarizadas y en tablas.

Es de destacar que los fondos que se seleccionan de las tablas tomando como base su diámetro exterior son los que se utilizan en los cuerpos fabricados con tubos mientras que los que se presentan con el diámetro básico interior se utilizan en los cuerpos fabricados de planchas laminadas [6].

Uno de los conjuntos más importantes y de obligatorio chequeo en los aparatos sometidos a presión es la unión de los fondos (tapas) con el cuerpo, se recomienda que las diferentes geometrías se unan a los cuerpos cilíndricos solamente a tope. Las construcciones de estos conjuntos se encuentran tipificadas y estandarizadas y las podemos encontrar en las diferentes normas. El obligatorio chequeo de estas zonas viene dado por el incremento que experimentan las tensiones en estos puntos de transición, al pasar de una forma geométrica a otra diferente o cuando se cambian los parámetros en una misma geometría. Las tensiones en estas zonas pueden sobrepasar en más de 1,7 veces las tensiones normales [6].

Los fondos elípticos rebordeados se fabrican generalmente por estampado en caliente de láminas planas redondas formadas por una o varias piezas soldadas a tope entre sí, en dependencia del tamaño del fondo encontrándose también tipificadas estas posibles distribuciones de las juntas que los conforman. Los agujeros en estos fondos se dispondrán teniéndose en cuenta que en la parte rebordeada no deben ser colocados y que de tener que hacerse por necesidades tecnológicas se debe chequear la resistencia del fondo por métodos normados y en común acuerdo con el cliente. Las desviaciones de las dimensiones principales de estos fondos, así como las de la forma elíptica se encuentran normadas y van a depender del espesor y del diámetro del fondo [6].

La fabricación de los fondos semiesféricos resulta más compleja que la de los elípticos al realizarse mediante la soldadura de los pétalos estampados y el segmento esférico que los conforman.

1.4- Generalidades sobre los soportes de un recipiente a presión

Los recipientes a presión necesariamente tienen que ser instalados para que cumplan con las condiciones de funcionalidad de su diseño, puede ser sobre cimientos si tienen un fondo plano y funcionan bajo la presión hidrostática o sobre estructuras sustentadoras en la mayoría de los casos con ayuda de soportes (elemento que se encarga de suspender el equipo y de fijarlo a la superficie del suelo o la estructura).

1.4.1- Tipos de soporte para recipientes a presión

El tipo de soporte a utilizar en un recipiente a presión estará en función de la posición espacial de este, así tenemos que;

1.- Para recipientes verticales esbeltos

❖ Soporte tipo Faldas

- Cónicas.
- Cilíndricas.

2.- Para recipientes verticales no esbeltos

❖ Soporte tipo patas suspendidas

- Ejecución 1 y 2 (para aparatos con aislamiento térmico y sin aislamiento).
- Montantes.

3.- Para recipientes horizontales

❖ Soportes de Silleta.

- Diferentes tipos y ejecuciones en función de la carga sobre el soporte y el diámetro del aparato.

1.4.2- Ubicación racional de los apoyos del recipiente

Desde el punto de vista de la economía del material, tiene gran importancia la ubicación correcta de los apoyos en los recipientes cilíndricos horizontales. El esquema de cálculo de estos recipientes coincide con el de una viga simplemente apoyada y solicitada por una carga uniformemente distribuida (q) y con sus apoyos ubicados según la figura 1.3. El valor mínimo del momento flector máximo ($M_{m\acute{a}x}$) se obtiene cuando el momento en la sección del apoyo es igual al momento máximo en el vano. Esta condición se cumple cuando la longitud de cada uno de los voladizos (l_v) es de $0,207 \cdot l$ [8], siendo el momento máximo obtenido en este caso:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{q \cdot l^2}{46.6} \quad (1.22)$$

Dónde:

$l \rightarrow$ longitud total del recipiente.

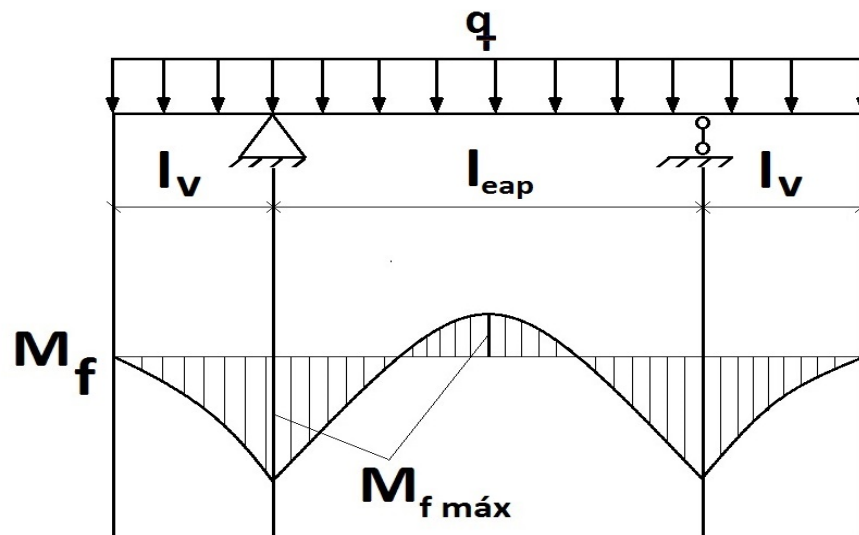


Figura 1.3. Representación de la carga uniformemente distribuída y de los apoyos del recipiente a presión.

Con esta distribución de los apoyos se consigue disminuir aproximadamente seis veces el momento flector en relación con una viga de iguales condiciones, pero con los apoyos ubicados en los extremos [8].

1.5- Generalidades sobre el gas licuado del petróleo (GLP)

El gas licuado del petróleo es la mezcla de gases licuados presentes en el gas natural o disueltos en el petróleo. Los componentes del GLP, aunque a temperatura y presión ambientales son gases, son fáciles de licuar, de ahí su nombre. En la práctica, se puede decir que los GLP es una mezcla de propano y butano; donde el ambas sustancias están presentes en el petróleo crudo y el gas natural, aunque una parte se obtiene durante el refinado de petróleo, sobre todo como subproducto de la destilación fraccionada catalítica.

1.5.1- Características generales de peligrosidad del gas licuado del petróleo [9]

- ✓ Combustible, altamente inflamable, se almacena a sobrepresión manteniendo un estado de equilibrio entre su fase líquida y gaseosa, el volumen de GLP líquido en un recipiente se encuentra directamente relacionado con su temperatura, expandiéndose al aumentar la temperatura y contrayéndose al disminuir.
- ✓ A temperatura superior a la temperatura crítica, la fase líquida se transforma instantáneamente en fase gaseosa, aumentando la presión en varias veces su valor de almacenamiento, estallando y destruyendo el recipiente en que se encuentra almacenado.
- ✓ Su límite inferior de explosividad es muy bajo, por ello, la cantidad de producto requerida para crear un medio inflamable y explosivo es pequeña. Las mezclas de GLP gas/aire derivadas de escapes pueden inflamarse a cierta distancia del punto de escape, y la llama regresar a la fuente.
- ✓ Mientras más pequeño sea el tamaño de un recipiente y menor cantidad de GLP contenga, menos tiempo necesita para elevar su temperatura y, por tanto, su presión, precisándose una actuación más rápida.
- ✓ La onda expansiva del GLP está en el orden de los 8,6 kgf/cm², sin embargo, en literaturas especializadas se hace alusión a que los efectos explosivos de una tonelada de GLP, es equivalente a 0,42 t de TNT.

- ✓ Al inflamarse bajo un proceso de combustión completa, un kg de GLP desprende una energía calorífica superior a las 10000 kcal/kg, suficiente para crear condiciones desfavorables para el medio en que se encuentre, así como para propagar el incendio hacia el medio colindante por radiación o convección, cuando exista presencia en el mismo de sustancias o materiales combustibles o inflamables.
- ✓ Un kg de GLP es capaz de combustionar en 0,4 segundos, siendo imposible evitar su propagación por toda su masa. Esto determina la intensidad de desprendimiento de calor en el incendio, la intensidad de su desarrollo y por consiguiente la temperatura del incendio.
- ✓ Como resultado de la combustión del GLP, los productos de la combustión alcanzan una temperatura superior a los 1000 °C, suficiente para provocar el surgimiento de diferentes focos de combustión durante su desplazamiento por las diferentes áreas tecnológicas o locales.
- ✓ Capaz de estallar como resultado de una reacción química, desprendiendo gran cantidad de energía calorífica en un volumen relativamente limitado y en un corto tiempo.
- ✓ Es más denso que el aire, en caso de escape se desplaza a ras de suelo, posee una significativa velocidad de difusión, lo cual aumenta la probabilidad de ignición. Incoloro e inodoro, no es perceptible por los órganos sensoriales del hombre, lo que dificulta una respuesta inmediata ante un escape.

1.5.2- Propiedades del gas licuado del petróleo, para una mezcla de (60/40) butano/propano [9]

Tabla 1.1. Propiedades del Gas Licuado del Petróleo (GLP), mezcla (60/40) butano/propano

PROPIEDADES	PROPANO	BUTANO	U/M
Densidad en estado líquido a 30 °C.	500,5	578,9	kg/m ³
Densidad del gas con relación al aire	1,5617	2,0665	-
Densidad relativa (respecto del agua) del líquido a 15.6 °C	0,50-0,51	0,57-0,58	-
Densidad relativa (respecto del aire) del gas a 15.6 °C. y 1 kg/cm ²	1,40-1,55	1,90-2,10	-
Litros de gas/toneladas de líquido a 15.6 °C	1957-2019	1723-1760	-
Relación entre el volumen de gas y líquido a 15.6 °C y 1 kg/cm ²	274	233	-

Temperatura de ebullición a presión normal	- 42,06	- 0,5	°C
Solubilidad en agua a 18 °C	6,5	No	ml/100 ml
Calor de vaporización	101	92	kcal/kg
Presión del gas a 20 °C.	9	2,5	kg/cm ²
Temperatura crítica	96,81	152	°C
Presión crítica	42,1	36,5	kgf/cm ²
Capacidad a electrizarse	Sí	Sí	-
Humedad	0	0	%
Constante específica de los gases	19,25	14,59	kg.m/kg °C
Calor de combustión	11100	10900	kcal/kg °C
Temperatura de auto-inflamación	466	405	°C
Temperatura de inflamación	- 104	68,8	°C
Límite inferior de explosividad	2,1	1,8	% en vol.
Límite superior de explosividad	9,5	9,1	% en vol.
Máxima velocidad normal de combustión	0,455	0,379	m/s
Temperatura de combustión adiabática	1714	1737	0C
Presión máxima de explosión	8,6	8,6	kgf/cm ²
Energía mínima de ignición	0,25	0,25	mJoul
Coeficiente de capacidad térmica	73,51	97,78	kJ/mol °K
Coeficiente de conductividad térmica, 2.38x10 ⁻² a 373 °K	6,3	5,6	W/mol °K

1.6- Conclusiones parciales

1- Los recipientes a presión son contenedores herméticos diseñados para contener sustancias a presiones mucho mayores que la presión ambiental. La presión diferencial entre el interior del recipiente y el exterior es potencialmente peligrosa, por esas razones, el diseño y certificación de un recipiente diseñado para trabajar a presión varía en dependencia de las normas de seguridad de cada país, y requiere definir parámetros tales como la máxima presión y la temperatura máxima admisible.

2- Las principales normas utilizadas para el cálculo de los recipientes a presión son la ASME con el código BS 5500 que sustituyó a los códigos BS 1500 y BS 1515 del Reino Unido y los códigos

A.D. Merkhlatte (ADM) y DIN de Alemania, y la norma GOST, la cual es utilizada en el presente trabajo.

3- Se presenta además en este capítulo la secuencia de trabajo recomendada para el cálculo de los parámetros principales del cuerpo de un recipiente a presión, según el código GOST sometido a presión interior, también se abordan sugerencias relacionadas con el diseño y ubicación de los soportes.

4- Se destacan también las características generales y propiedades químicas del gas licuado del petróleo, como sustancia a almacenar, poniéndose de manifiesto su peligrosidad.

5- Según los estudios realizados y considerando el lugar donde se ubicará el recipiente en cuestión, así como las posibilidades tecnológicas para su fabricación, se decide el diseño de un recipiente cilíndrico horizontal.

CAPÍTULO II

2.1- Diseño y modelación de los diferentes tipos de tapas de un recipiente a presión mediante el método de elementos finitos (MEF)

A continuación, se realizará el diseño y modelación de diferentes tipos de tapas de un recipiente a presión, para luego seleccionar la que mejor resultados en cuanto a tensiones y deformaciones mecánicas proporcione. Para ello se hace uso del método de elementos finitos (MEF) [10], con un valor de espesor igual 10 mm, para un material del tipo acero al carbono (tomado del software) [10] y se les aplicará una carga de 1,2 MPa (presión real de trabajo del equipo). Las tapas a emplear serán del tipo toriesférico, elíptico, plano y semi - esférico; con los cuales, luego de diseñados y simulados, se realizará una comparación de todos los resultados obtenidos y se seleccionará el que mejores resultados proporcionó.

2.1.1- Diseño y simulación de fondos circulares planos

En este caso se valorarán dos formas geométricas diferentes, uno del tipo circular plano y otro del tipo circular plano rebordado, además, se analizará para ambos casos la distribución de las tensiones y las deformaciones con el objetivo de determinar la forma geométrica con mejores resultados.

En la figura 2.1 se muestra la forma de la tapa y se destaca en color azul la zona por donde se fija dicho elemento, nótese que esta área coincide con la cara que estará en contacto con la superficie de la virola. Esta condición de frontera, fue aplicada de igual manera a las restantes formas geométricas analizadas en este capítulo.

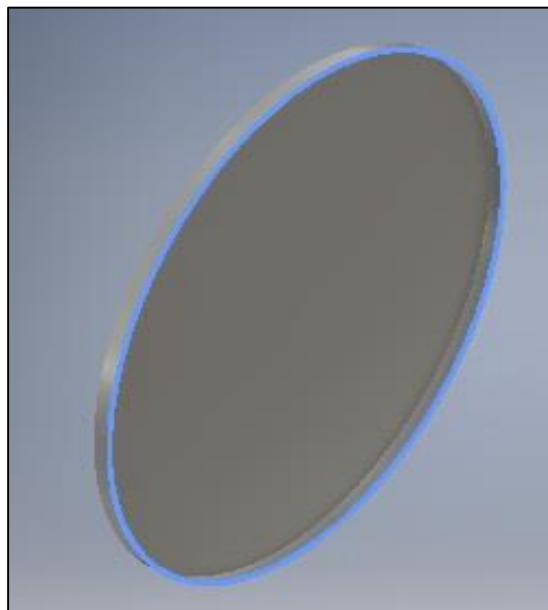


Figura 2.1. Representación de la forma de la tapa y de las condiciones de fijación [10].

En la figura 2.2 se muestran las cargas aplicadas (1,2 MPa) al fondo circular plano o tapa y se destaca en color verde-azul el área de acción de dichas cargas. Nótese que coincide con toda la superficie interior de dicha tapa. Esta condición fue aplicada, de igual manera, a las restantes formas geométricas analizadas en este capítulo.

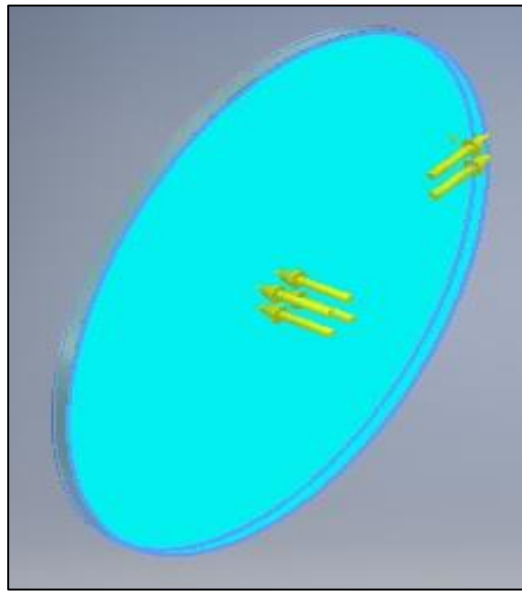


Figura 2.2. Representación de las cargas aplicadas al fondo y de la acción de estas sobre el mismo [10].

Para el diseño y simulación de los fondos antes mencionados se tuvieron en cuenta una serie de medidas dadas en los Anexos I 1 y I 2.

En las figuras 2.3 y 2.4 se muestran la distribución de tensiones para los fondos analizados (circular plano y circular plano rebordado). Además, cabe resaltar que en la tabla 2.1. se presentan los valores máximos y mínimos de tensiones y deformaciones obtenidos durante el proceso de simulación de las tapas en cuestión.

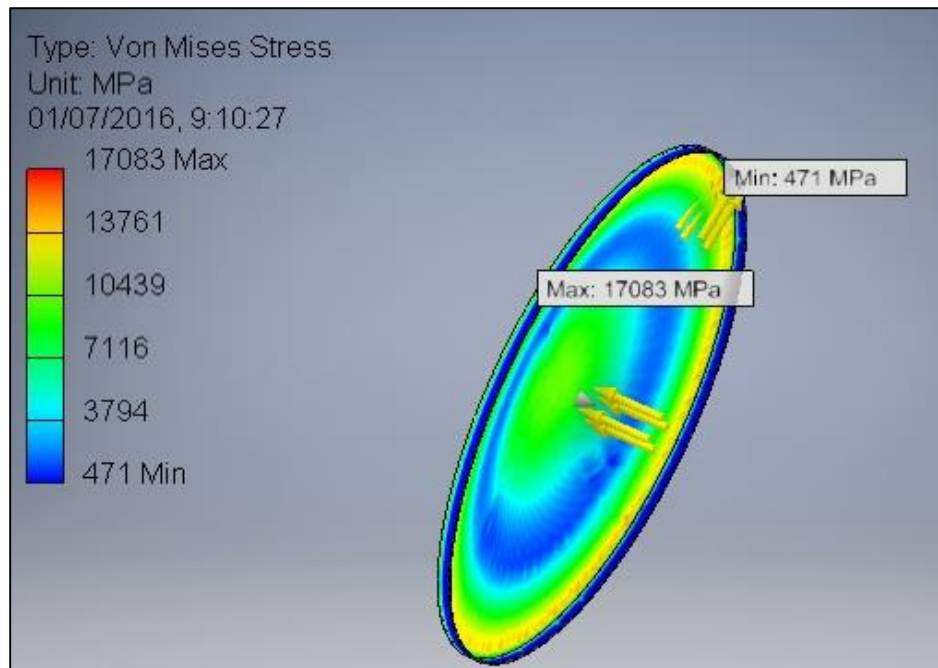


Figura 2.3. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo circular plano [10].

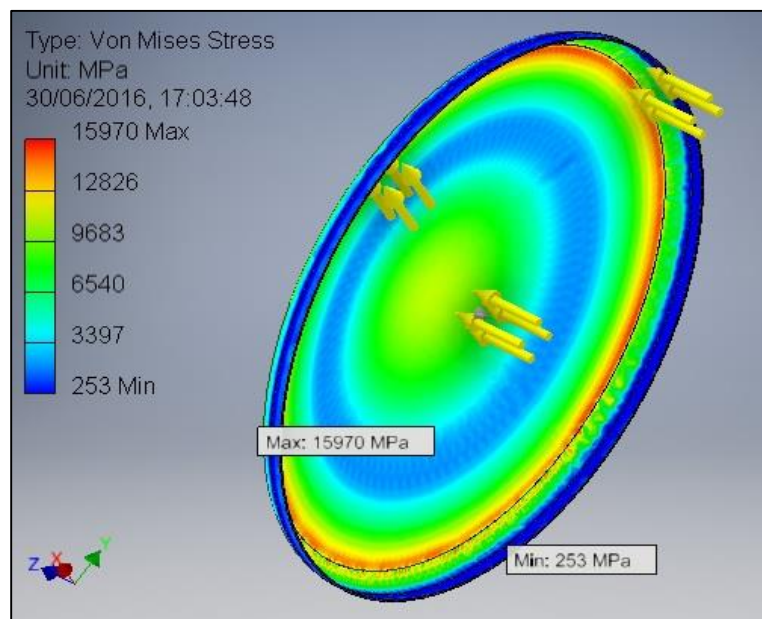


Figura 2.4. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo circular plano rebordado [10].

Tabla 2.1. Comparación de los resultados obtenidos durante la simulación de los diferentes tipos de fondos planos

Tipos de Fondos	Tensión Von Mises (MPa)		Deformación (mm)
	Mín.	Máx.	
Fondo circular plano	471,417	17083,5	5285,36
Fondo circular plano rebordeado	253,382	15969,7	4846,72

Como se puede observar en los resultados obtenidos en la tabla 2.1, el fondo circular plano rebordeado es el que menor valor de tensiones presenta, para un valor de tensión máxima igual a 15969,72 MPa, además de poseer también el menor valor de deformación, para un valor de este igual a 4846,72 mm.

2.1.2- Diseño y simulación de fondos elípticos

Estos fondos fueron realizados tomándose un valor de altura del reborde (**h_c**) igual a 60 mm, teniendo en cuenta que el diámetro de la virola es de 3000 mm y su espesor es de 10 mm.

$$h_f = 0,25 * D \quad (2.1)$$

Dónde:

h_f → altura del fondo elíptico.

D → diámetro de la virola (mm)

$$h_f = 0,25 * 3000$$

$$h_f = 750 \text{ mm}$$

Por otra parte, la altura del fondo (**h_f**) se determinó por la ecuación 2.1 [7], para un fondo elíptico estándar, arrojando como resultado que dicha altura tendría un valor de 750 mm. Luego se tomaron valores de 100 mm por encima y por debajo del obtenido, dando lugar a dos nuevas alturas de 650 mm y 850 mm respectivamente.

Para el diseño y simulación de estos fondos, como se muestran en las figuras 2.5, 2.6 y 2.7, se tuvieron en cuenta las medidas dadas en los Anexos I 3, I 4 y I 5, y luego se procedió a su análisis, obteniendo los resultados que se muestran en la tabla 2.2.

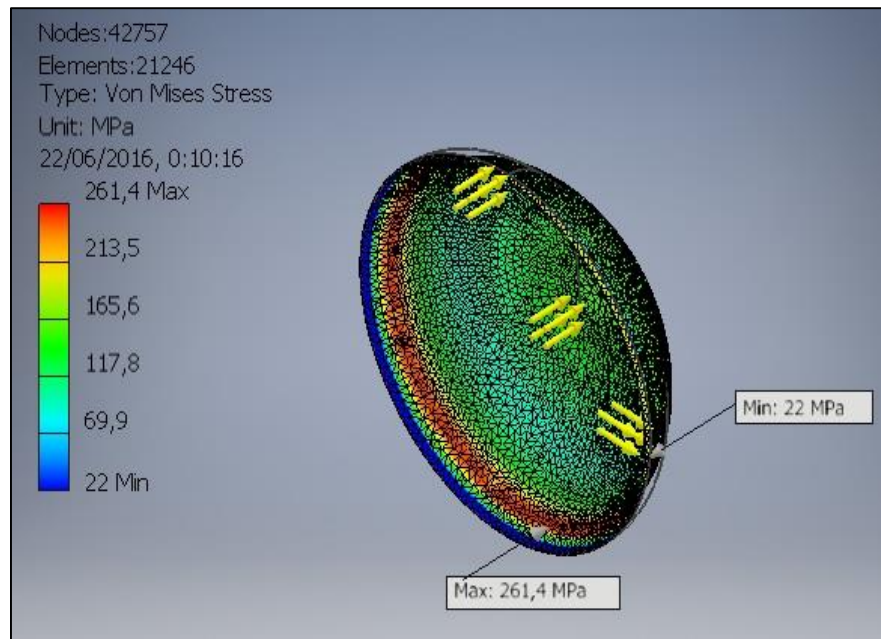


Figura 2.5. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación de un fondo elíptico estándar con $h_f = 750 \text{ mm}$ [10].

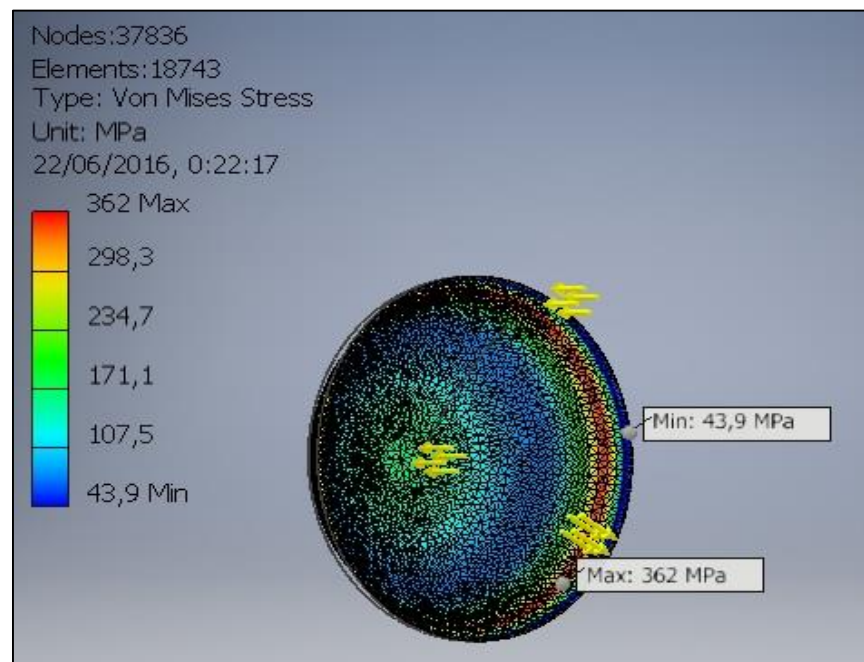


Figura 2.6. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo elíptico con $h_f = 650 \text{ mm}$ [10].

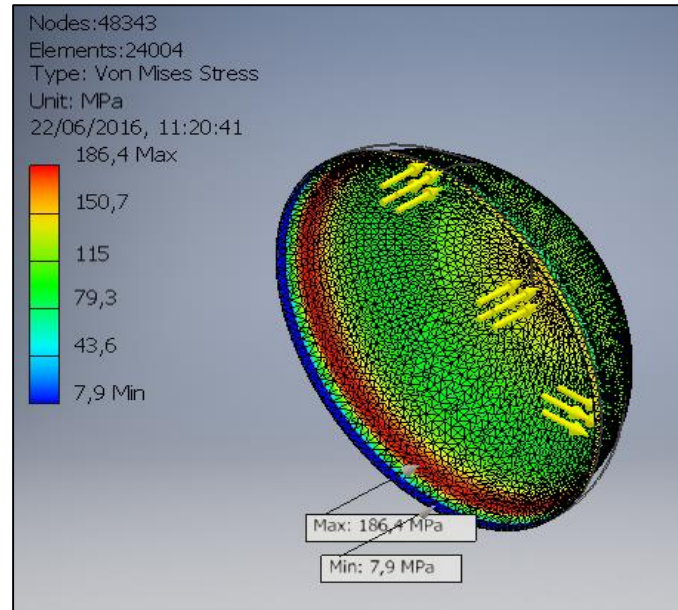


Figura 2.7. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo elíptico con $h_f = 850 \text{ mm}$ [10].

Tabla 2.2. Comparación de los resultados obtenidos durante la simulación de los diferentes tipos de fondos elípticos

Tipos de Fondos	Tensión Von Mises (MPa)		Deformación (mm)
	Mín.	Máx.	
Elíptico con $h_f = 650 \text{ mm}$	43,861	361,952	6,0195
Elíptico estándar con $h_f = 750 \text{ mm}$	22,032	261,368	4,2437
Elíptico con $h_f = 850 \text{ mm}$	7,923	186,433	3,0239

Como se puede observar en los resultados obtenidos en la tabla 2.2, el fondo elíptico con $h_f = 850 \text{ mm}$ es el que menor valor de tensiones presenta, para un valor de tensión máxima igual a 186.433 MPa, esto se debe a que a mayor valor de altura del reborde; menor valor de tensiones. Por otra parte, se puede decir además que posee menor valor de deformación 3,0239 mm. Es por ello que, de los tres tipos de fondos elípticos, el elíptico con $h_f = 850 \text{ mm}$ es el más ideal.

2.1.3- Diseño y simulación de fondos toriesféricos

Tabla 2.3. Datos a tener en cuenta durante el diseño del fondo toriesférico, tomando como guía la relación L/r , con $L=D=3000$ mm [7].

L/r	7	8	9	10	11	12	14
M	1.41	1.46	1.50	1.54	1.58	1.62	1.69

Para el diseño de estos fondos, se tomó el valor estándar, el cual corresponde a la relación $L/r = 10$ y luego se seleccionaron valores de $L/r = 8$ y $L/r = 12$, de manera aleatoria, para lograr así el diseño de dos fondos más, que darían resultados diferentes al estándar.

El diseño de estos fondos se realizó teniendo en cuenta las dimensiones dadas en los anexos I 6, I 7 y I 8, quedando de la manera en que se muestran en las figuras 2.8, 2.9, y 2.10, luego se procedió a realizar una comparación en cuanto a valores de tensión y de deformaciones mecánicas obtenidas durante su simulación como se muestra en la tabla 2.4, eligiéndose así el más apropiado.

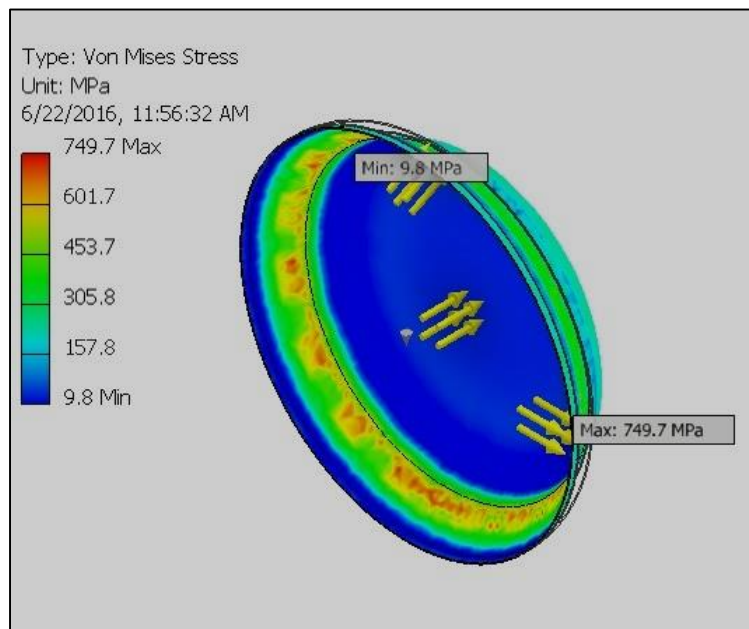


Figura 2.8. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo toriesférico estándar con $L/r = 10$ [10].

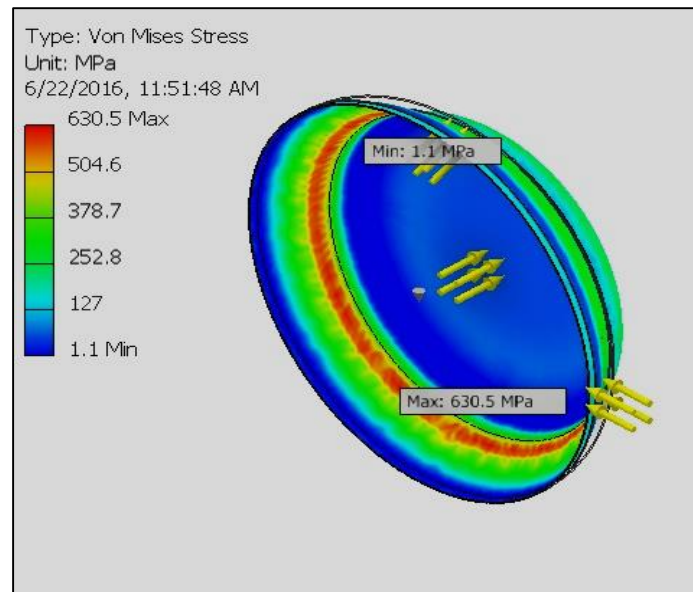


Figura 2.9. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo toriesférico con $L/r = 8$ [10].

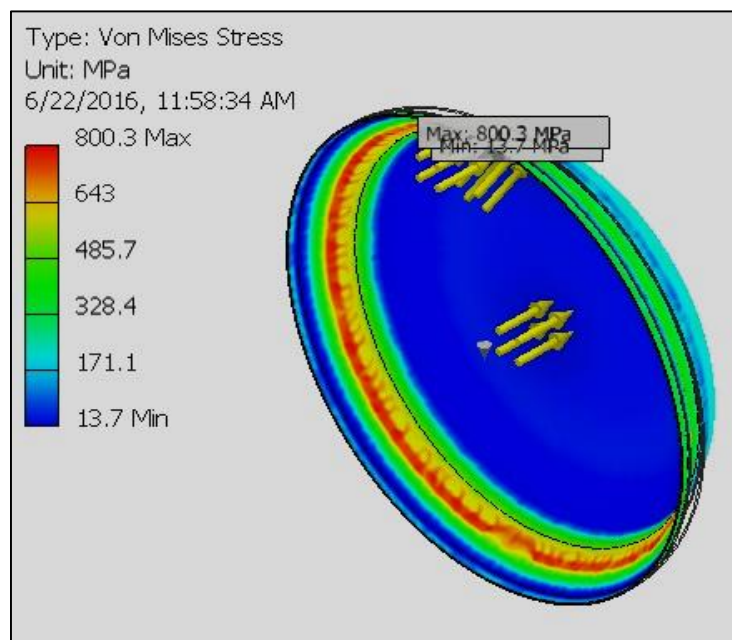


Figura 2.10. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación de un fondo toriesférico con $L/r = 12$ [10].

Tabla 2.4. Comparación de los resultados obtenidos durante la simulación de los diferentes tipos de fondos toriesféricos

Tipos de Fondos	Von Mises (MPa)		Deformación (mm)
	Mín.	Máx.	
Fondo Toriesférico con $L/r = 8$	1,085	630,494	7,8111
Fondo Toriesférico estándar con $L/r = 10$	9,845	749,683	8,7923
Fondo Toriesférico con $L/r = 12$	13,739	800,309	8,9636

Como se puede observar en los resultados obtenidos en la tabla 2.4, el fondo toriesférico con $L/r = 8$ es el que menor valor de tensiones presenta, para un valor de tensión máxima igual a 186,433 MPa, además de poseer también menor valor de deformación, para un valor de esta igual a 7,8111. Es por ello que, de los tres tipos de fondos toriesféricos, el toriesférico con $L/r = 8$ es el más apropiado, pues como se pudo observar, a menor valor de relación L/r , menor es el valor de las tensiones y deformaciones mecánicas.

2.1.4- Diseño y simulación de un fondo semi – esférico

El diseño de este fondo se realizó con las dimensiones que se muestran en el anexo 9, tomando como altura del fondo, el mismo valor que tiene el diámetro de la virola cilíndrica.

Para el diseño y simulación de este fondo, como se muestra en la figura 2.11, se tuvieron en cuenta una serie de medidas dadas en el Anexo I 9, tomando como altura del fondo, el mismo valor que tiene el diámetro de la virola cilíndrica, y luego se procedió a su análisis, obteniendo los resultados que se muestran en la tabla 2.5.

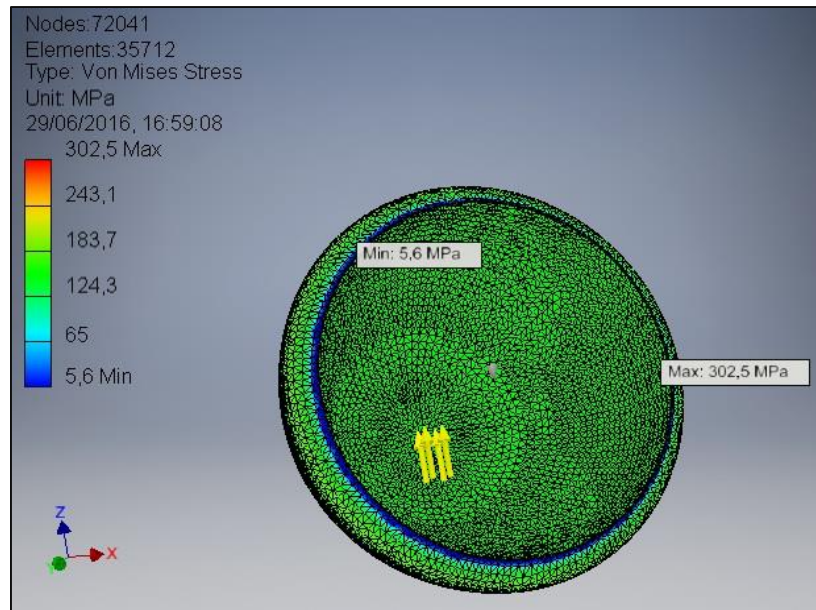


Figura 2.11. Valores de tensiones máximas y mínimas obtenidas durante la simulación del fondo semi – esférico [10].

Tabla 2.5. Resultados obtenidos durante la simulación de un fondo tipo esférico

Tipos de Fondos	Tensión Von Mises (MPa)		Deformación (mm)
	Mín.	Máx.	
Fondo Semi- Esférico para $h = 3000$ mm	2,782	151,248	0,5215

Como se puede observar en los resultados obtenidos en la tabla 2.5, el fondo semi - esférico es el que mejores valores de tensiones presenta, para un valor de tensión máxima igual a 151,248 MPa, además de poseer también menor valor de deformaciones, para un valor de esta igual a 0,5215

2.1.5- Selección de la geometría del fondo más adecuado para el recipiente a presión que se pretende diseñar

Tabla 2.5. Resumen de los mejores resultados obtenidos en cuanto a tensiones y deformaciones durante la simulación de todos los fondos diseñados anteriormente

Tipos de Fondos	Tensión Von Mises (MPa)		Deformación (mm)
	Mín.	Máx.	
Fondo Semi-esférico para $h = 3000 \text{ mm}$	2.7827	151.248	0,5215
Elíptico con $h_f = 850 \text{ mm}$	7.923	186.433	3,0239
Fondo Toriesférico con $L/r = 8$	1.0854	630.494	7.8111
Fondo circular plano rebordado	253,382	15969,7	4846,72

Como se puede observar en la tabla 2.5, el fondo semi - esférico fue el que mejores valores de tensión y deformación presentó, por lo que desde el punto de vista de resistencia de materiales resulta ser el más resistente a utilizar en los recipientes a presión que se pretendan diseñar. Es de destacar que, como se planteó en el epígrafe 1.3, estos fondos resultan difíciles de fabricar y encuentran un mayor uso en los recipientes que presentan grandes diámetros. Tomando en consideración lo antes expuesto es por lo que para la gran mayoría de los recipientes el fondo que mayor uso encuentra es el elíptico rebordado con $h_f = 850 \text{ mm}$, por ser además uno de los que presenta mejores resultados en cuanto a características de resistencia mecánica se refiere, y porque resulta más fácil y más barato de fabricar que el semi - esférico.

2.2- Selección del soporte del recipiente a presión

Para el diseño del soporte del recipiente a presión que se representa en la figura 2.19, el cual fue seleccionado del tipo silleta, por ser el más ideal para los recipientes colocados horizontalmente, se tuvieron en cuenta una serie de medidas dadas en el anexo I 10 [7].

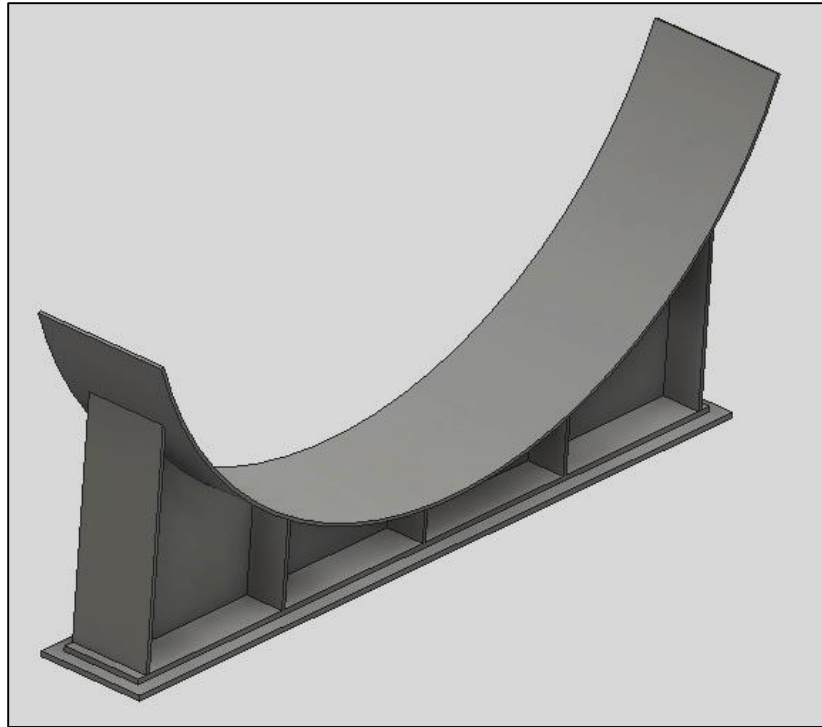


Figura 2.19. Soporte tipo sillita.

En los aparatos en posición horizontal los soportes son siempre en forma de sillita independientemente del lugar donde se coloque el equipo, se emplean como mínimo dos que se disponen a lo largo del aparato y existen de tres tipos [7]:

- ❖ El tipo 1, están destinados para los aparatos de diámetro exterior 159... 650 mm con dos ejecuciones, la primera presenta un agujero para los pernos de cimentación, la segunda con dos agujeros ovalados para los pernos de cimentación.
- ❖ El tipo 2, son para los que poseen diámetros entre 800 y 2000 mm con dos ejecuciones, la primera con la carga admisible sobre el soporte de 80 a 250 kN, la segunda con la carga admisible sobre el soporte entre 160 y 400 kN.
- ❖ El tipo 3, es para los que poseen diámetros desde 2200 hasta 4000 mm con dos ejecuciones, la primera con carga admisible de 250 a 630 kN, la segunda con carga admisible de 500 a 1400 kN.

2.2.1- Cálculo de la distancia óptima entre los apoyos del recipiente a presión

Como se hizo mención anteriormente en el epígrafe 1.4.2, es necesario calcular la ubicación más racional entre los apoyos de la viga. Para ello se tiene en cuenta los parámetros que se muestran en la figura 2.20 [8].

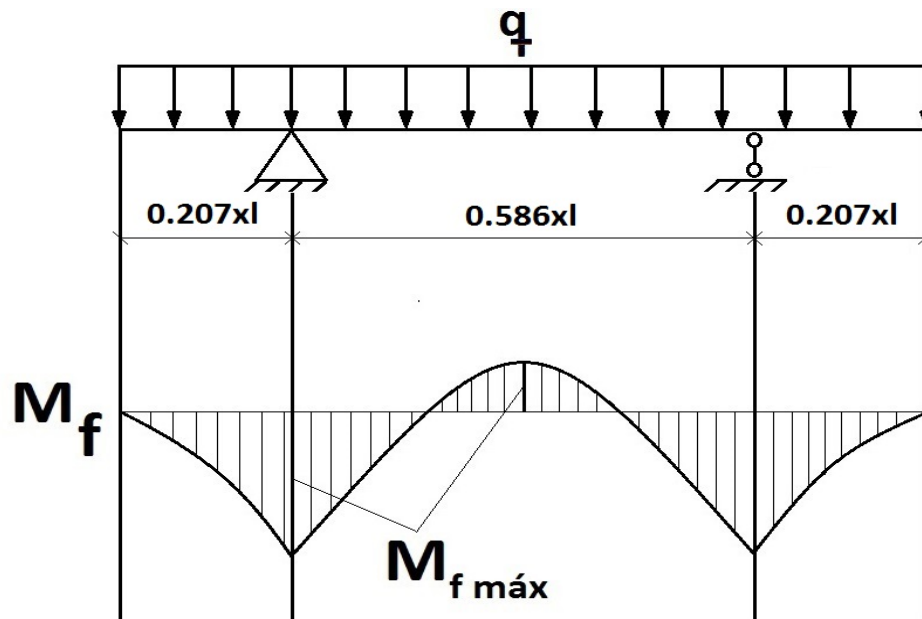


Figura 2.20. Representación de la carga uniformemente distribuida y de los apoyos del recipiente a presión con valores de las longitudes entre los soportes.

Para calcular la distancia más óptima entre los soportes de silleta de la virola, se tuvo en cuenta las longitudes destacadas en la figura 2.20 y se procedió de la siguiente manera:

1. Cálculo de las dimensiones que existen entre los voladizos (l_v) del recipiente a presión:

$$l = l_{\text{cilindro}} + 2 * \left(\frac{H}{3}\right) \quad (2.2)$$

Dónde:

$l \rightarrow$ longitud de cálculo del recipiente a presión (mm).

$l_{\text{cilindro}} \rightarrow$ longitud de la virola cilíndrica (mm).

$H \rightarrow$ altura del fondo del cilindro, para un fondo del tipo elíptico estándar (mm).

$$l = 15\,000 + 2 * \left(\frac{810}{3}\right)$$

$$l = 15540 \text{ mm}$$

$$l_v = 0.207 * l \text{ (mm)} \quad (2.3)$$

$$l_v = 0.207 * 15540$$

$$l_v = 3216.78 \text{ mm}$$

2. Cálculo de la longitud más óptima ($l_{\text{óptima}}$) entre los soportes del recipiente a presión:

$$(l_{\text{óptima}}) = 0.586 * l \text{ (mm)} \quad (2.4)$$

$$(l_{\text{óptima}}) = 0.586 * 15540$$

$$(l_{\text{óptima}}) = 9106.44 \text{ mm}$$

2.3- Conclusiones parciales

1- Comparando al fondo circular plano con el circular plano con reborde, los resultados demuestran que en el primero se generan menores valores de tensiones, además de presentar también menores valores en las deformaciones.

2- En los fondos elípticos, los menores valores de tensiones y deformaciones máximas se alcanzan cuando $h_f = 850\text{mm}$, es decir con el mayor reborde.

3- En los fondos toriesférico, los menores valores de tensiones y deformaciones máximas se alcanzan cuando la relación $(l/r) = 8$, es decir, en el menor valor de esta relación.

4- El fondo semi-esférico fue el que mejores valores de tensión y deformaciones mecánicas presentó, por lo que desde el punto a de vista de resistencia de materiales resulta el ser el más resistente a utilizar en los recipientes a presión que se pretendan diseñar. Es de destacar que, como se planteó en el epígrafe 1.3, estos fondos resultan difíciles de fabricar y encuentran un mayor uso en los recipientes que presentan grandes diámetros. Tomando en consideración lo antes expuesto es por lo que para la gran mayoría de los recipientes el fondo que mayor uso encuentra es el elíptico rebordado con $h_f = 850 \text{ mm}$, siendo además uno de los que mejores resultados presenta en cuanto a características de resistencia mecánica, y resulta más fácil y más barato de fabricar que el semi-esférico.

5- El soporte seleccionado es del tipo Silleta. Para este tipo de soporte y bajo las condiciones de trabajo del recipiente en cuestión se calculó que la distancia óptima entre ambos apoyos es de 9106 mm.

CAPÍTULO III

3.1- Diseño del recipiente a presión en posición horizontal

El recipiente a presión sobre el cual está enfocado este trabajo de diploma, pertenece al Almacén Tecnológico de Gas Licuado del Petróleo (GLP) de Santa Clara, ubicado en el Reparto Brisas del Capiro, Santa Clara, Villa Clara (Figura 3.1). El mismo, posee una dimensión en su virola de 15000 mm y un diámetro interior igual a 3000 mm, este se encuentra sometido a una presión de trabajo de 1,2 MPa y su material es un acero al carbono tipo 09Г2С [9].

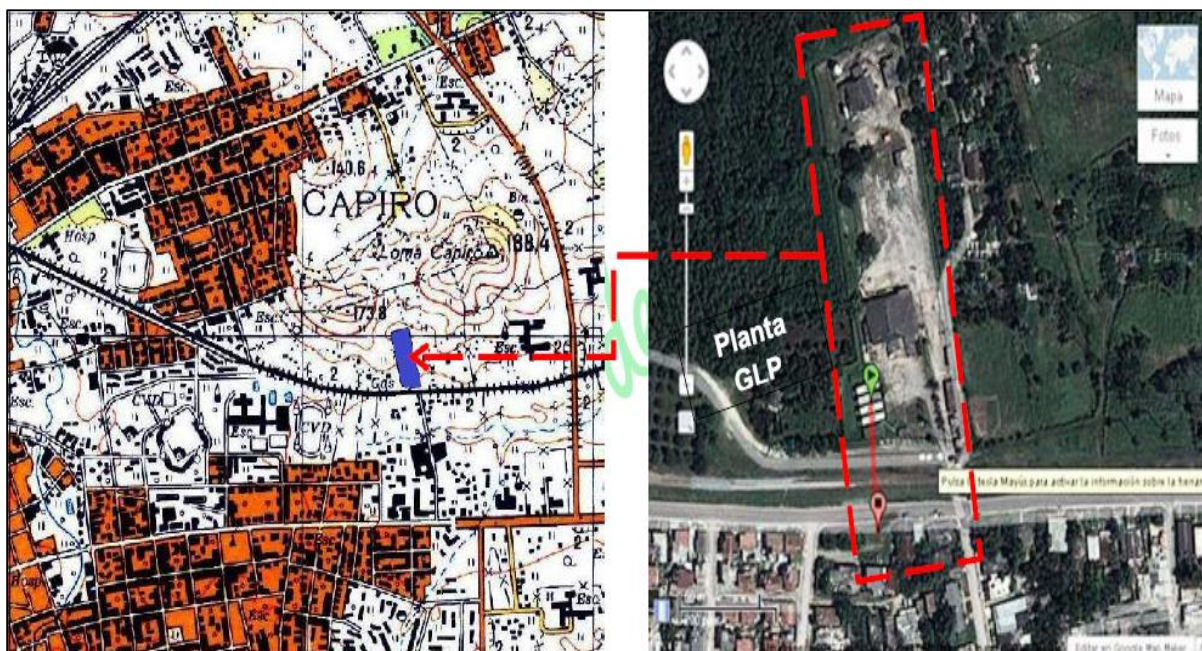


Figura 3.1. Reparto Brisas del Capiro. Santa Clara, Villa Clara. Vista aérea del Almacén tecnológico de GLP [9].

El recipiente a presión fue diseñado en el Autodesk Inventor Profesional (Figura 3.2), y sus medidas más importantes están dadas en el anexo I 12, en este caso de estudio, el GLP que se almacena es una mezcla (60/40) butano/propano respectivamente, en la tabla 1.1 se muestran las propiedades fundamentales de cada componente.

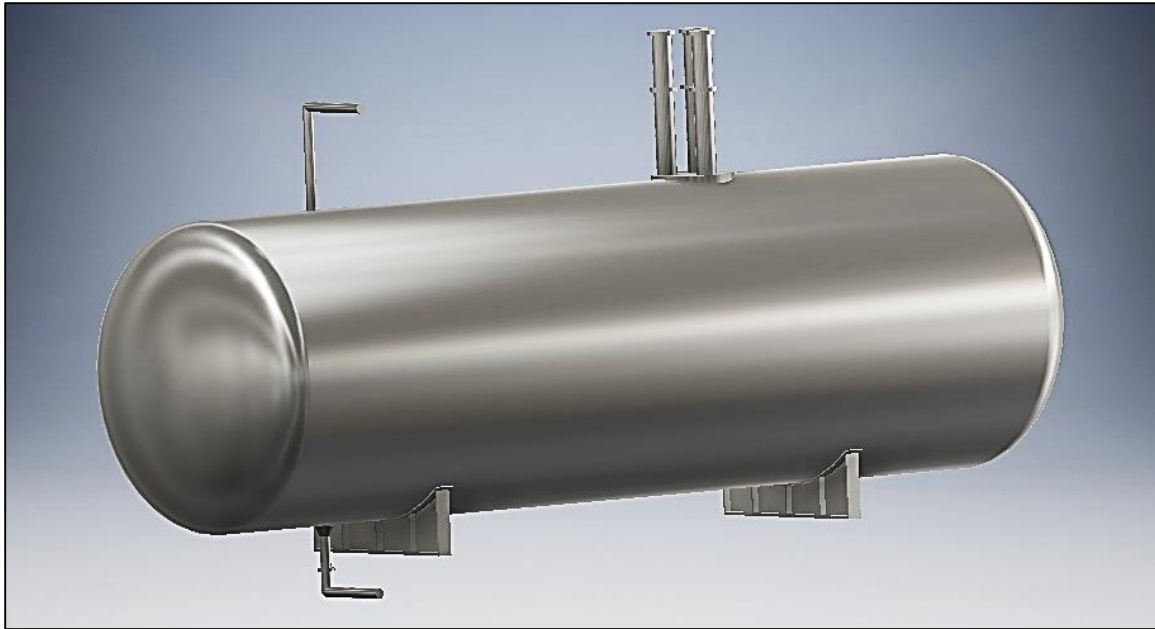


Figura 3.2. Recipiente a presión para el almacenamiento de GLP [10].

3.1.1- Determinación del espesor ejecutivo para la virola cilíndrica (s) y el fondo elíptico estandarizado (s_{el}) [6]

✓ Para la virola cilíndrica

Presión de cálculo (P_{cál})

$$P_{cál} = P + P_h, \text{ donde se cumpla que } (P_h/P) * 100 > 5\%. \quad (1.2)$$

$$P_h = \rho * g * H * (10^{-6}) \quad (3.1)$$

Dónde:

$\rho = 540 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$ densidad del gas licuado en estado líquido a 30 °C (kg/m³).

$g = 10 \text{ m/s}^2 \rightarrow$ valor de gravedad.

$H = D = 3000 \text{ mm} \rightarrow$ altura de la columna líquida.

$$P_h = 540 * 10 * 3 * (10^{-6})$$

$$P_h = 0,16 \text{ MPa}$$

$$\frac{P_h}{P} * 100 > 5\%$$

$$\frac{0,16}{1,2} * 100 > 5\%$$

$$13\% > 5\%$$

Como se cumple la condición de que $(P_h/P) * 100 > 5\%$, entonces:

$$P_{cál} = P + P_h$$

$$P_{cál} = 1,2 + 0,16$$

$$P_{cál} = 1,36 \text{ MPa}$$

Tensión admisible del material 09ГC2 ($[\sigma]$)

$$[\sigma] = \eta * \sigma^*$$

Dónde:

$\eta=1 \rightarrow$ Según recomendaciones del epígrafe 1.2.

$\sigma^* \rightarrow$ Tensión admisible normativa.

20 °C -----170 MPa

30 °C ----- $[\sigma^*]$  $[\sigma^*] = 168,75 \text{ MPa}$

100 °C ----- 160 MPa

$$[\sigma] = 1 * 168,75$$

$$[\sigma] = 168,75 \text{ MPa}$$

Estos datos fueron tomados de la página 11, tabla 1.2, y teniendo en cuenta el tipo de material.

Tensión admisible a la temperatura del medio de trabajo del material ($[\sigma]_{30^\circ\text{C}}$)

20 °C -----170 MPa

30 °C ----- $[\sigma]_{30^\circ\text{C}}$  $[\sigma]_{30^\circ\text{C}} = 168,75 \text{ MPa}$

100 °C ----- 160 MPa

Estos datos fueron tomados de la página 11, tabla 1.2, y teniendo en cuenta el tipo de material.

Presión de prueba (P_{pr})

$$P_{pr} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 * P * [\sigma]_{30^\circ\text{C}} / [\sigma] \\ P + 0,3 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{, dato obtenido de la tabla 1.1 de la página 9} \\ \text{y para } P > 0,5. \end{array} \quad (3.2)$$

$$P_{pr} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 * 1,2 * 1 = 1,5 \text{ MPa} \\ 1,2 + 0,3 = 1,5 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

$$P_{pr} = 1,5 \text{ MPa}$$

Valor mínimo del límite de fluidez de los aceros al carbono y de baja aleación ($[\sigma]_f$)

20 °C -----280 MPa

30 °C ----- $[\sigma]_f$  $[\sigma]_f = 275 \text{ MPa}$

100 °C ----- 240 MPa

Estos datos fueron tomados de la página 369, tabla I, anexo 1.

Tensión de prueba ($[\sigma]_{pr}$)

$$[\sigma]_{pr} = \frac{[\sigma]_f}{1,1} \quad (3.3)$$

$$[\sigma]_{pr} = \frac{275}{1,1}$$

$$[\sigma]_{pr} = 250 \text{ MPa}$$

Espesor calculado ($s_{cál}$)

$$s_{cál} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{cál} \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_{cál}} \\ \frac{P_{pr} \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{pr} - P_{pr}} \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Dónde:

$\varphi=1 \rightarrow$ Dato tomado de la tabla 1.7 de la página 14, para un método de soldadura tipo eléctrico al arco automático.

$D \rightarrow$ Diámetro interior de la virola.

$$s_{cál} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,36 \cdot 3}{2 \cdot 1 \cdot 168,75 - 1,36} = 0,012137 \text{ m} = 12,137 \text{ mm} \\ \frac{1,5 \cdot 3}{2 \cdot 1 \cdot 250 - 1,5} = 0,00903 \text{ m} = 9,03 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$s_{cál} = 12,137 \text{ mm}$$

$$\therefore s = s_{\text{cál}} + C \quad (3.5)$$

Donde:

$s \rightarrow$ Valor de espesor normalizado, para la virola cilíndrica.

$C = 2 \text{ mm} \rightarrow$ Por recomendaciones tecnológicas.

$$s = 12,137 + 2$$

$$s = 14,137 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

✓ Para el fondo elíptico estandarizado con $h_f = 850 \text{ mm}$

Espesor calculado de la pared del fondo ($s_{\text{el.cál}}$)

$$s_{\text{el.cál}} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{\text{cál}} * D}{2 * \varphi * [\sigma] - 0,5 * P_{\text{cál}}} \\ \frac{P_{\text{pr}} * D}{2 * \varphi * [\sigma]_{\text{pr}} - 0,5 * P_{\text{pr}}} \end{array} \right. \quad (3.6)$$

$$s_{\text{el.cál}} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,36 * 3}{2 * 1 * 168,75 - 0,5 * 1,36} = 0,01211 \text{ m} = 12,11 \text{ mm} \\ \frac{1,5 * 3}{2 * 1 * 250 - 0,5 * 1,5} = 0,00901 \text{ m} = 9,01 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$s_{\text{el.cál}} = 12,11 \text{ mm}$$

$$\therefore s_{\text{el}} = s_{\text{el.cál}} + C \quad (3.7)$$

Donde:

$s_{\text{el}} \rightarrow$ Valor de espesor normalizado, para la tapa elíptica seleccionada con $h_f = 850 \text{ mm}$.

$$s_{\text{el}} = 12,11 + 2$$

$$s_{\text{el}} = 14,11 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

3.1.2- Determinación de las presiones admisibles para la virola cilíndrica y el fondo elíptico [6]

✓ Para la virola cilíndrica

Presión admisible para condiciones de trabajo ([P])

$$[P] = 2 * \varphi * [\sigma] * \frac{s - C}{D + s - C} \quad (3.8)$$

$$[P] = 2 * 1 * 168,75 * \frac{0,015 - 0,002}{3 + 0,015 - 0,002}$$

$$[P] = 1,45 \text{ MPa}$$

Presión admisible para condiciones de prueba ([P_{pr}])

$$[P_{pr}] = 2 * \varphi * [\sigma]_{pr} * \frac{s - C}{D + s - C} \quad (3.9)$$

$$[P_{pr}] = 2 * 1 * 250 * \frac{0,015 - 0,002}{3 + 0,015 - 0,002}$$

$$[P_{pr}] = 2,16 \text{ MPa}$$

✓ Para la tapa elíptica estandarizada con $h_f = 850 \text{ mm}$

Presión admisible para condiciones de trabajo ([P])

$$[P] = 2 * \varphi * [\sigma] * \frac{s_{el} - C}{D + 0,5 * (s - C)} \quad (3.10)$$

$$[P] = 2 * 1 * 168,75 * \frac{0,015 - 0,002}{3 + 0,5 * (0,015 - 0,002)}$$

$$[P] = 1,46 \text{ MPa}$$

Presión admisible para condiciones de prueba ([P_{pr}])

$$[P_{pr}] = 2 * \varphi * [\sigma]_{pr} * \frac{s_{el} - C}{D + 0,5 * (s - C)} \quad (3.11)$$

$$[P_{pr}] = 2 * 1 * 250 * \frac{0,015 - 0,002}{3 + 0,5 * (0,015 - 0,002)}$$

$$[P_{pr}] = 2,16 \text{ MPa}$$

3.1.3- Cálculo de la carga sobre el soporte (Q)

$$Q = 0,5 * G \quad (3.12)$$

Dónde:

G→ Peso total del recipiente (kN).

$$G = G_{\text{sust.trab.}} + G_{\text{recip.}} \quad (3.13)$$

Dónde:

G_{sust.trab.}→ Peso de la sustancia de trabajo (kN).

G_{recip.}→ Peso del recipiente a presión (kN).

$$G_{\text{sust.trab.}} = V_{\text{total del recip.}} * \rho_{\text{sust.trab.}} * g \quad (3.14)$$

Dónde:

V_{total del recip.}→ Volumen total del recipiente (m³).

$\rho_{\text{sust.trab.}} = 540 \text{ kg/m}^3$ → densidad de la sustancia de trabajo.

$$V_{\text{total del recip.}} = V_{\text{cilin.}} + V_{\text{tapa}} \quad (3.15)$$

Dónde:

V_{cilin.}→ Volumen del cilindro (m³).

V_{tapa} = 3,99 m³→ Volumen de la tapa elíptica dado por.

$$V_{\text{cilin.}} = \frac{\pi * D^2 * L}{4} \quad (3.16)$$

Dónde:

D→ Diámetro del cilindro (m).

L→ Longitud del cilindro (m).

$$V_{\text{cilin.}} = \frac{3,14 * (3)^2 * 15}{4}$$

$$V_{\text{cilin.}} = 106 \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación 3.16:

$$V_{\text{total del recip.}} = 106 + 3,99$$

$$V_{\text{total del recip.}} = 109,99 \text{ m}^3 = 110 \text{ m}^3$$

∴ Sustituyendo en la ecuación 3.14, se obtiene que:

$$G_{\text{sust.trab.}} = 110 * 540 * 10$$

$$G_{\text{sust.trab.}} = 594000 \text{ N} = 594 \text{ kN}$$

✓ Determinación del peso del recipiente

$$G_{\text{recip.}} = G_{\text{tapa}} + G_{\text{cilin.}} \quad (3.17)$$

Dónde:

$G_{\text{tapa}} \rightarrow$ Peso de la tapa elíptica.

$G_{\text{cilin.}} \rightarrow$ Peso del cilindro.

$$G_{\text{tapa}} = 2 * m_{\text{tapa}} * g \quad (3.18)$$

Dónde:

$m_{\text{tapa}} = 1180 \text{ kg} \rightarrow$ Masa de tapa elíptica.

$$G_{\text{tapa}} = 2 * 1180 * 10$$

$$G_{\text{tapa}} = 23600 \text{ N} = 23,6 \text{ kN}$$

$$G_{\text{cilin.}} = m_{\text{cilin.}} * g \quad (1.19)$$

Dónde:

$m_{\text{cilin.}} = 16730 \text{ kg} \rightarrow$ Masa del cilindro.

$$G_{\text{cilin.}} = 16730 * 10$$

$$G_{\text{cilin.}} = 167300 \text{ N} = 167,3 \text{ kN}$$

∴ Si se sustituye en la ecuación 3.17, se obtiene que:

$$G_{\text{recip.}} = 23,6 + 167,3$$

$$G_{\text{recip.}} = 190,9 \text{ kN} = 191 \text{ kN}$$

Entonces, al sustituir en la ecuación 3.13, ocurre que:

$$G = 594 + 191$$

$$G = 785 \text{ kN}$$

∴ Se deduce de lo anteriormente realizado que, al sustituir en la ecuación 3.12, se obtenga que:

$$Q = 0,5 * 785$$

$$Q = 392,5 \text{ kN}$$

Es por ello que, el soporte a seleccionar para el recipiente en cuestión sea: Soporte de silleta, tipo 3, con ejecución 1 (Anexo I 12) [7].

3.2- Conclusiones parciales

1- Los cálculos fueron realizados bajo las siguientes condiciones:

- Recipiente cilíndrico horizontal con tapas elípticas.
- Diámetro interior de 3000 mm.
- Longitud de cálculo igual a 15 540 mm.
- Material a utilizar: acero al carbono tipo 09Г2С.
- Almacenando Propano/Butano en estado líquido a 30 °C.
- Arrojaron como resultados:
 - Presión de cálculo de 1,36 MPa.
 - Presión de prueba de 1,5 MPa
 - Espesor ejecutivo de 15 mm, tanto para la virola cilíndrica como para la tapa elíptica estandarizada.
 - Presión admisible para condiciones de trabajo para la virola cilíndrica de 1,45 MPa. Y para la tapa elíptica estandarizada de 1,46 MPa.
 - Presión admisible de prueba 2,0 MPa tanto para la virola cilíndrica como para la tapa elíptica estandarizada.
 - Carga en los soportes de 392,5 kN.

2- En la figura 3.2 se muestra el diseño propuesto mediante el Autodesk Inventor Profesional.

CONCLUSIONES

GENERALES

CONCLUSIONES GENERALES

1- Según los estudios realizados y considerando el lugar donde se ubicará el recipiente en cuestión, así como las posibilidades tecnológicas para su fabricación, se decide el diseño de un recipiente cilíndrico horizontal.

2-El fondo semi-esférico fue el que mejores valores de tensión y deformaciones mecánicas presentó, por lo que desde el punto de vista de resistencia de materiales resulta ser el más resistente a utilizar. Estos fondos resultan difíciles de fabricar y encuentran un mayor uso en los recipientes que presentan grandes diámetros. Es por ello que se decide utilizar una tapa elíptica estandarizada con $h_f = 850 \text{ mm}$.

3- Los cálculos fueron realizados bajo las siguientes condiciones:

- Recipiente cilíndrico horizontal con tapas elípticas.
- Diámetro interior de 3000 mm.
- Longitud de cálculo igual a 15 540 mm.
- Material a utilizar: acero al carbono tipo 09Г2С.
- Almacenando Propano/Butano en estado líquido a 30 °C.
- Arrojaron como resultados:
 - Presión de cálculo de 1,36 MPa.
 - Presión de prueba de 1,5 MPa
 - Espesor ejecutivo de 15 mm, tanto para la virola cilíndrica como para la tapa elíptica estandarizada.
 - Presión admisible para condiciones de trabajo para la virola cilíndrica de 1,45 MPa, y para la tapa elíptica estandarizada de 1,46 MPa.
 - Presión admisible para las condiciones de prueba de 2,0 MPa tanto para la virola cilíndrica como para la tapa elíptica estandarizada.
 - Carga en los soportes de 392,5 kN.

4- El soporte seleccionado es del tipo Silleta. Para este tipo de soporte y bajo las condiciones de trabajo del recipiente en cuestión se calculó que la distancia óptima entre ambos apoyos es de 9106mm.

5- En la figura 3.2 se muestra el diseño propuesto mediante el Autodesk Inventor Profesional

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

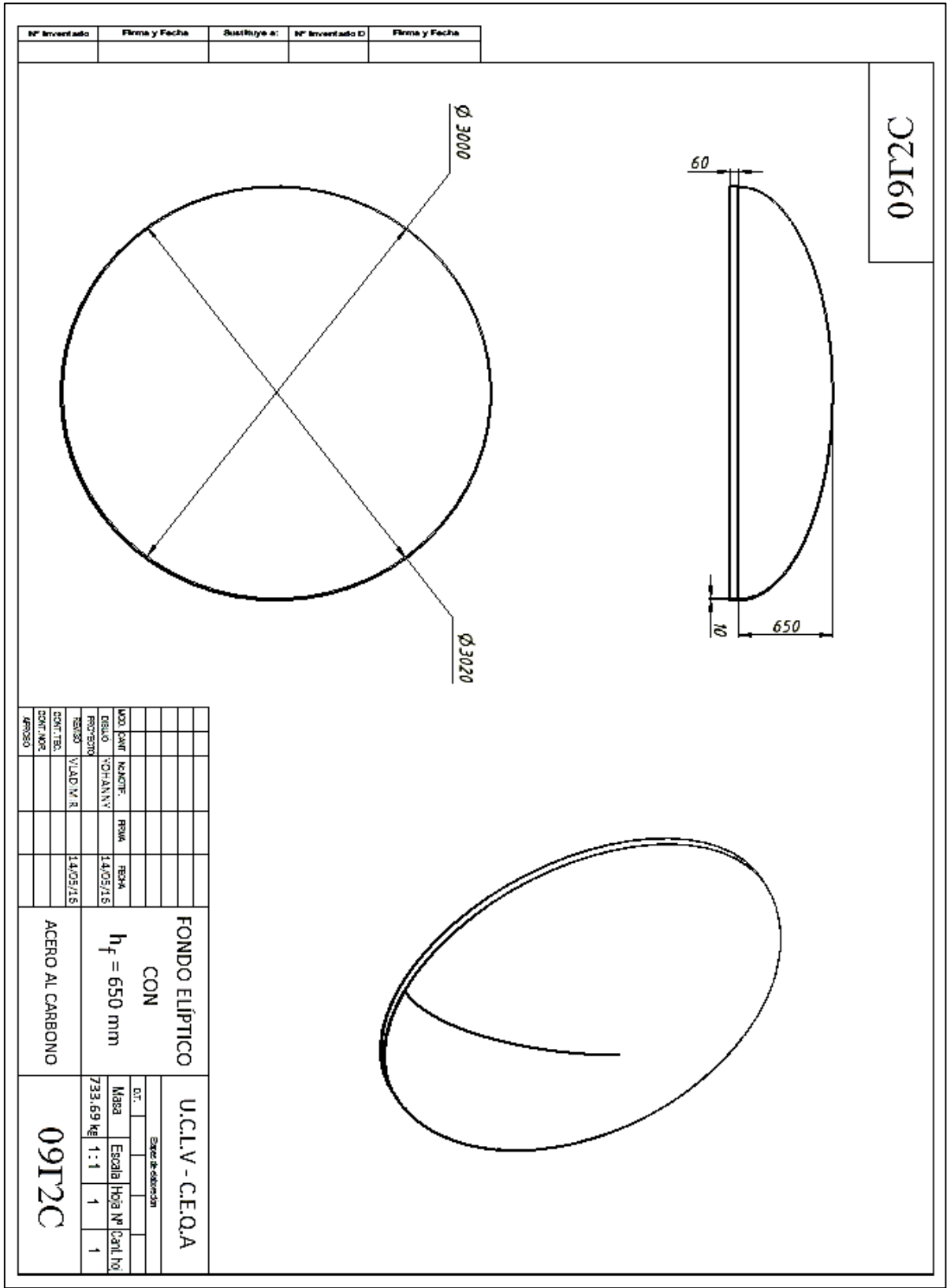
- [1] Moss, Dennis.R, Pressure Vessel Design Manual, Illustrat procedures for solving major Pressure Vessel design problems, Elsevier LSBN-13:987-0-7506-7740-0; ISBN-10:0-7306-6, 2004
- [2] Martínez, Estrada, Eric, Diseño de recipientes a presión de paredes delgadas, Trabajo de diploma, Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Villa Clara, Cuba, 2000.
- [3] Brownell, L. E. Process Equipment Design / L. E. Brownell, E. H. Young. --New York: John Wiley & Sons, Inc, 1959.
- [4] Boardman, H.C. Optimun Torispherical Pressure Vessel Heads / H. C. Boardman. --New York: The Water Tower, 1949.
- [5] Azbel, David S., Chemical and Process Equipment Design. Vessel Design and Selection / David S.Azbel, Nicholas P. Cheremisinoff.--Primera Edición.--Cuba:Edición Revolucionaria, 1986.-- 2t.
- [6] Mijalev, M.F., Tectiakok, N.P., Milchenko, A.I, Zobnin, V.V., Cálculo y diseño de máquinas y aparatos de la Industria Química, Editorial Pueblo y Educación, Cuba, 1987.
- [7] Laschiski, A.A., Construcción de aparatos químicos soldados, Manual del Ingeniero, Editorial Pueblo y Educación, Cuba, 1983.
- [8] Stiopin, P.A, Resistencia de Materiales, Editorial MIR, Moscú, 1985.
- [9] Hernández, Ibarra, E. Vladimir, Metodología de análisis cuantitativo de riesgo incluyendo el efecto dominó, Tesis para optar por el grado de Máster en Seguridad tecnológica y ambiental en procesos químicos, Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, Centro de estudios de Química Aplicada, Villa Clara, Cuba, 2016.
- [10] Autodesk Inventor Profesional, Microsoft Corporation, Estados Unidos de América, 2016.

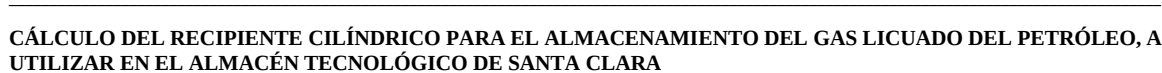
- [11] Eugene F. Megyesy, manual de recipientes a presión diseño y calculo, primera edición, Ed. limusa. 1989.
- [12] Leon Estrada Juan Manuel, diseño y cálculo de recipientes a presión, Primera edición 2001.
- [13] Lloyd E. Brownel And Edwin H. Young. process equipment design. Edición 1959.
- [14] Díaz Mora, A., Cálculo y diseño de equipos para la industria química, UCLV 1989.
- [15] Feitó, R.V, Gómez,D.R “Sistema de Ayuda al Diseño de Aparatos Químicos (SADAQ)”, Trabajo de Diploma, UCLV, 1997.
- [16] Azbel, D.S, Ceremisinoff, N.P “Vessel Design and Selection”, Tomo I y II, Edición Revolucionaria, 1987.
- [17] Pavlov.K.F, P.G.Romankov, A.A.Noskov,“Problemas y Ejemplos para el Curso de Operaciones Básicas y Aparatos en Tecnología Química”, M.I.R. Moscú. 1981.
- [18] O'Brien, H. L., Design Correlations for Cylindrical Pressure Vessel with Conical or Toriconical Heads / H. L O'Brien, E. Witterstrom, M. G. Dykhuizen.--New York: Res. Suppl, 1950.

ANEXOS

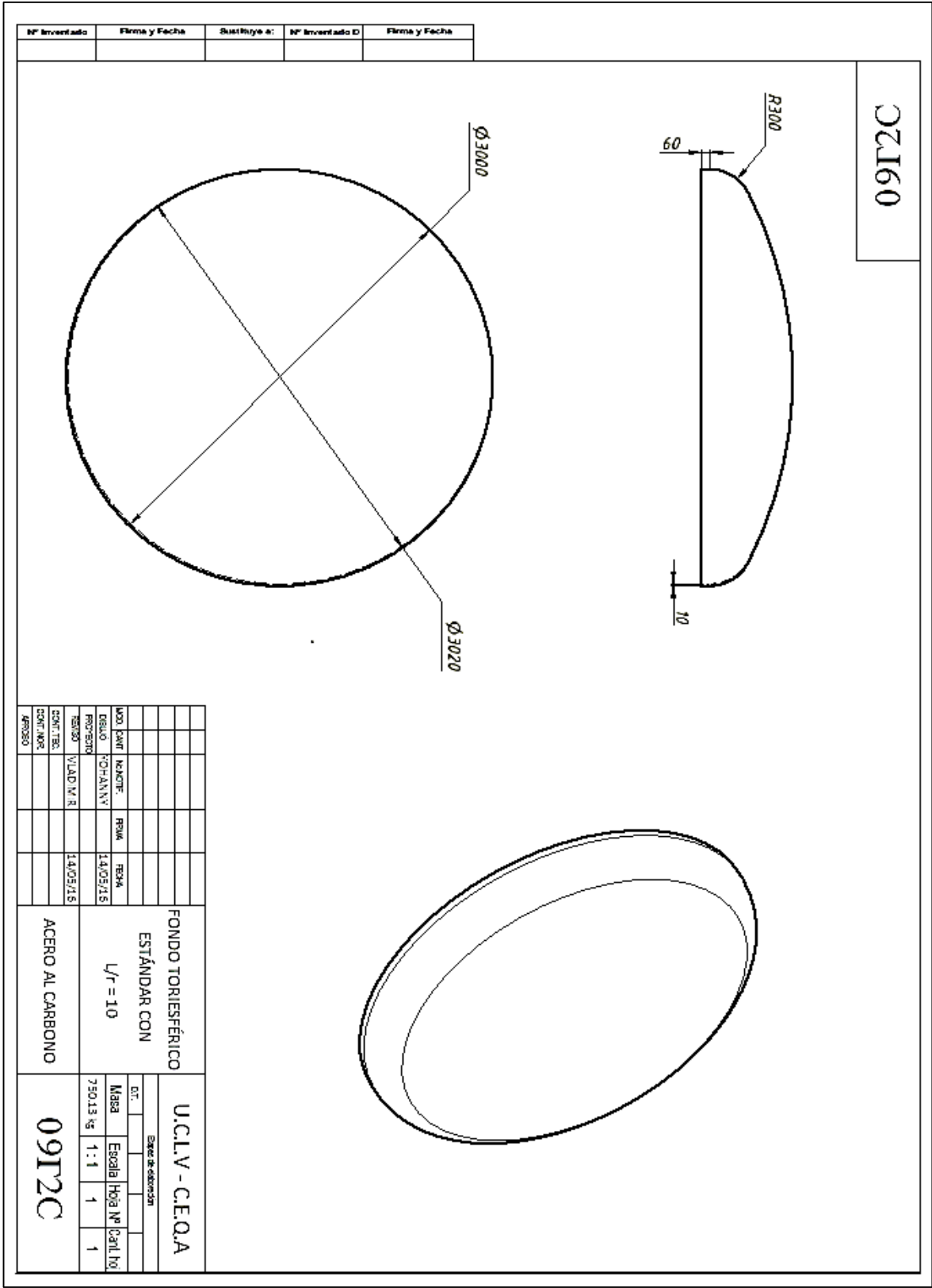


Anexo I 4. Plano del fondo elíptico con $h_f = 650\text{ mm}$, realizado en Autodesk Inventor.





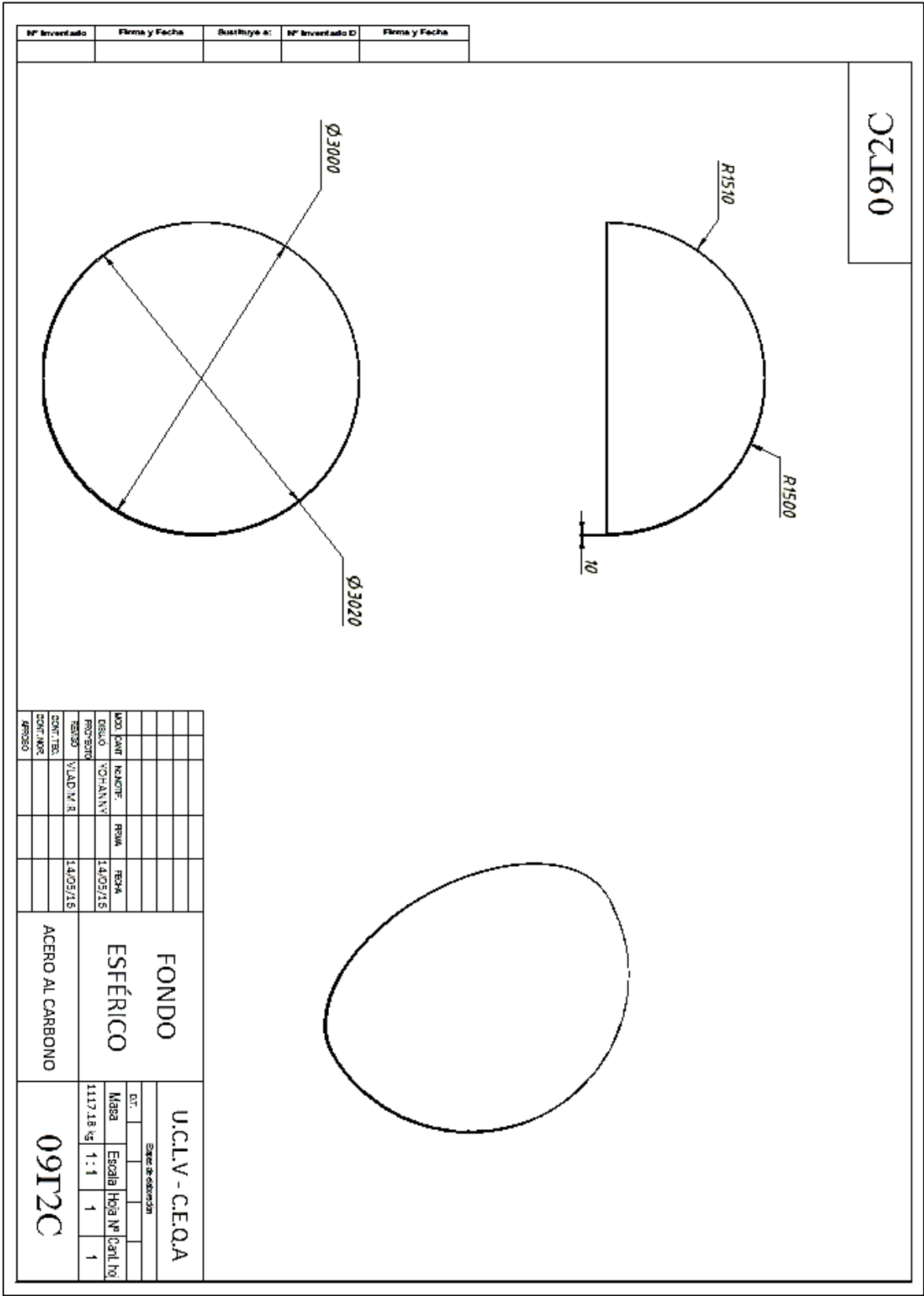
Anexo I 6. Plano del fondo toriesférico estándar con $L/r = 10$, realizado en el Autodesk Inventor.

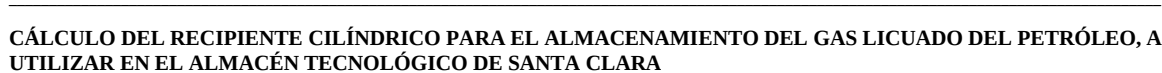






Anexo I 9. Plano del fondo esférico, realizado en el Autodesk Inventor.





[illegible]

CÁLCULO DEL RECIPIENTE CILÍNDRICO PARA EL ALMACENAMIENTO DEL GAS LICUADO DEL PETRÓLEO, A UTILIZAR EN EL ALMACÉN TECNOLÓGICO DE SANTA CLARA

Anexo I 12. Soporte de silleta tipo 3 y con ejecución 1