



POSGRADOS

MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA CON MENCIÓN EN DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICOS Y TÉRMICOS

RPC-SO-24-NO.540-2020

OPCIÓN DE TITULACIÓN:

PROYECTO DE TITULACIÓN CON
COMPONENTES DE INVESTIGACIÓN
APLICADA Y/O DE DESARROLLO

TEMA:

DISEÑO DE UN RECIPIENTE DE
PRESIÓN VERTICAL CON CAPACIDAD
DE 18.5 M³ PARA ENDULZAMIENTO
DE GLP CON AMINAS MEDIANTE
ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.

AUTOR

EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA

DIRECTOR:

EDUARDO XAVIER VACA MICHILENA

QUITO – ECUADOR
2025

Autor(es):



Edison Saúl Mena Campaña

Ingeniero Mecánico

Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica con mención en Diseño De Sistemas Mecánicos, Hidráulicos Y Térmicos por la Universidad Politécnica Salesiana – Sede Quito.

emenac1@est.ups.edu.ec

Dirigido por:



Eduardo Xavier Vaca Michilena

Ingeniero Mecánico

Magíster en Diseño y Manufactura Asistidos por Computador

xvaca@ups.edu.ec

Todos los derechos reservados.

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la Ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra para fines comerciales, sin contar con autorización de los titulares de propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual. Se permite la libre difusión de este texto con fines académicos investigativos por cualquier medio, con la debida notificación a los autores.

DERECHOS RESERVADOS

2025 © Universidad Politécnica Salesiana.

QUITO– ECUADOR – SUDAMÉRICA

EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA

DISEÑO DE UN RECIPIENTE DE PRESIÓN VERTICAL CON CAPACIDAD DE 18.5 M3 PARA ENDULZAMIENTO DE GLP CON AMINAS MEDIANTE ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

DEDICATORIA

Quiero dedicar este proyecto a mis padres: César y Elvia, por apoyarme desde el inicio de mi carrera educativa; a mi esposa: Marcela Hidalgo y a mis hijos: Emmett (+) y Emma, quienes son mi motor para seguir adelante; a mis compañeros de grupo Mariana, Byron y Rodrigo.

Edison Saúl Mena Campaña

AGRADECIMIENTO

Agradezco a DIOS, por darme la oportunidad de cumplir un sueño más, a mi ESPOSA e HIJA por el tiempo, la comprensión, el empuje y la constancia para que se logre cumplir la meta planteada. A mis compañeros de la maestría Mariana Villa, Byron Bermeo y Rodrigo Troya por su paciencia, por el conocimiento brindado en todo el transcurso de los estudios y por comprender el sacrificio realizado y mi trabajo. A mi tutor de tesis por el apoyo y asesoría para llegar a culminar con éxito el proyecto. También agradezco a todas las personas que de una u otra manera han contribuido para finalizar con éxito esta etapa educativa.

Edison Saúl Mena Campaña

Tabla de Contenido

Resumen.....	14
Abstract	15
1. Introducción	16
1.1 Antecedentes.....	16
2. Determinación del problema	21
2.1 Formulación del problema.....	21
2.1.1 Problema general	21
2.1.2 Problemas específicos	21
2.2 Justificación de la investigación	21
2.3 Objetivos.....	22
2.3.1 Objetivo general.....	22
2.3.2 Objetivos específicos.....	22
2.4 Hipótesis	23
2.4.1 Hipótesis general.....	23
3. Marco teórico referencial	24
3.1 GLP	24
3.1.1 Propiedades del GLP.....	24
3.1.2 Contaminantes del GLP.....	24
3.1.3 Endulzamiento de GLP.....	25
3.1.4 Tratamiento químico del GLP con aminas.....	25
3.1.5 Aminas	26
3.2. Recipientes a presión	27
3.2.1 Tipos de recipientes.....	27
3.3. Malla.....	29
3.3.1. Tipos de malla estacionarias	29
3.4 Normativa	31
3.4.1 Norma ASME sección VIII división 1.....	31
3.4.2 Norma ASME sección II	32
3.4.3 Norma ASME B16.11-2021	32
3.4.4 Norma ASME B36.10-2022	32
3.4.5 Norma NFPA 58	33

3.4.6 Norma INEC 2261	33
3.4.7 Norma UBC 97	34
4. Materiales y metodología	35
4.1 Metodología	35
4.1.1 Enfoque, tipo y alcance	35
4.2 Condiciones iniciales	36
4.2.1 Dimensiones del recipiente	36
4.2.2 Selección de materiales	38
4.2.3 Presión de diseño	38
4.2.4 Eficiencia de la soldadura E	40
4.2.5 Tolerancia a la corrosión	40
4.2.6 Bocas.....	41
4.2.7 Soportes.....	41
4.3 Diseño del recipiente a presión vertical.....	41
4.4 Diseño del cuerpo del recipiente por presión interna	42
4.4.1 Espesor	42
4.4.2 Presión de trabajo máxima admisible	43
4.4.3 Presión máxima admisible	43
4.4.4 Deformación de formación calculada $\epsilon f c$	44
4.4.5 Tensión máxima permitida	45
4.4.6 Esfuerzos en el cuerpo del recipiente	46
4.4.7 Esfuerzo equivalente en el cuerpo del recipiente.....	47
4.4.8 Factor de seguridad en el cuerpo.....	47
4.5 Diseño de las cabezas del recipiente	48
4.5.1 Espesor de la cabeza tB	48
4.5.2 Presión de trabajo máxima admisible ($MAWPB$)	48
4.5.3 Presión máxima admisible de trabajo ($MAPB$).....	49
4.5.4 Deformación de formación calculada $\epsilon f B$	49
4.5.5 Tensión máxima permitida	50
4.5.6 Esfuerzos en las cabezas del recipiente.....	52
4.5.7 Esfuerzo equivalente en la cabeza del recipiente.....	53
4.5.8 Factor de seguridad en la cabeza del recipiente.....	53
4.6 Diseño de las bocas.....	53

4.6.1 Cálculo de espesores	54
4.6.2 Cálculo de las áreas	56
4.6.3 Parámetros iniciales para las bocas	62
4.6.4 Bocas MH1 y MH2	65
4.6.5 Bocas N1, N2, N3, N4, N5, N6, N7	71
4.7 Cálculo de la masa del recipiente.....	80
4.7.1 Masa del cuerpo cilíndrico.....	80
4.7.2 Masa de las cabezas semi elípticas	81
4.7.3 Masa de las bocas.....	81
4.7.4 Masa de la malla	83
4.7.5 Masa del soporte de la malla.....	83
4.7.6 Masa total del recipiente	84
4.7.7 Tensión de compresión debida a la masa del recipiente.....	84
4.8 Diseño del recipiente para carga de viento	85
4.8.1 Presión de diseño del viento	86
4.8.2 Fuerza cortante producida por el viento.....	89
4.8.3 Máximo momento causado por el viento	90
4.8.4 Momento en la línea tangente inferior	90
4.8.5 Espesor requerido del recipiente por cargas de viento	91
4.8.6 Esfuerzo causado por la carga de viento	91
4.8.7 Cálculo por vibración	92
4.9 Diseño del recipiente por carga sísmica	95
4.9.1 Fuerza cortante sísmica	95
4.9.2 Máximo momento causado por la carga sísmica (MS).....	97
4.9.3 Espesor requerido del recipiente por la carga sísmica	97
4.9.4 Esfuerzo causado por la carga sísmica Ss	98
4.10 Diseño del recipiente por deflexión.....	98
4.11 Diseño del faldón.....	100
4.12 Diseño de los pernos de anclaje	102
4.12.1 La máxima tensión	103
4.12.2 Área requerida de un perno.....	106
4.12.3 Esfuerzo en los pernos de anclaje.....	107
4.13 Diseño de anillo base	108

4.13.1 Ancho aproximado del anillo base	108
4.13.2 Espesor aproximado del anillo base.....	110
4.13.3 Verificación de los esfuerzos	111
4.14 Validación de los resultados mediante elementos finitos.....	112
4.15 Análisis del cuerpo.....	116
4.15.1 Modelamiento e importación del cuerpo.....	116
4.15.2 Mallado	116
4.15.3 Aplicación de condiciones de borde	117
4.16 Análisis de la cabeza semi elíptica	118
4.16.1 Modelamiento e importación de la cabeza del recipiente vertical.....	118
4.16.2 Mallado	119
4.16.3 Aplicación de cargas y soportes	119
4.17 Análisis del faldón de tanque vertical.....	120
4.17.1 Modelamiento e Importación del faldón del recipiente vertical.....	120
4.17.2 Mallado	120
4.17.3 Aplicación de cargas y soportes	121
4.18 Análisis del recipiente vertical.....	121
4.18.1 Modelamiento del recipiente vertical.....	121
4.18.2 Mallado	122
4.18.3 Aplicación de cargas y soportes	122
5. Resultados y discusión.....	124
5.1 Resultados obtenidos aplicando el ASME sección VIII división 1	124
5.2 Procesamiento de resultados del diseño del cuerpo.....	126
5.3 Procesamiento de resultados del diseño de la cabeza	128
5.4 Procesamiento de resultados del diseño del faldón	129
5.5. Procesamiento de resultados del diseño del recipiente	131
6. Conclusiones	135
7. Recomendaciones	136
8. Referencias.....	137
9. Anexos.....	142
Anexo 1: Materiales recomendados para los recipientes a presión Tabla UCS-23 según la norma ASME sección VIII división 1	142

Anexo 2: Eficiencia máximas permitidas para juntas soldadas Tabla UW 12 norma ASME sección VIII división 1	143
Anexo 3: Esquema de la ubicación de las bocas en el recipiente	144
Anexo 4: Dimensiones y masas de las tuberías sin costura según ASME B36.10 ...	145
Anexo 5: Mínimo espesor solicitado de las bocas Tabla UG-45	149

Lista de Figuras

Figura 1 Proceso de desulfurización de gas [19]	25
Figura 2 Proceso de endulzamiento del GLP con aminas [18] [21]	26
Figura 3 Aminas más utilizadas en el endulzamiento de GLP [18]	26
Figura 4 Tipos de los recipientes a presión [6].....	27
Figura 5 Recipiente vertical [25].....	28
Figura 6 Recipiente de proceso [27].....	28
Figura 7 Malla de chapa ranurada [30]	29
Figura 8 Malla de chapa perforada [30].....	29
Figura 9 Malla de ranura continua o Johnson [30]	30
Figura 10 Malla tipo Johnson [31]	30
Figura 11 Recipiente vertical para endulzamiento de GLP	36
Figura 12 Cuerpo y cabeza del recipiente vertical para endulzamiento de GLP.	37
Figura 13 Recipiente vertical para el proceso de endulzamiento del GLP con aminas [38].....	39
Figura 14 Ubicación de la juntas típicas [32].	40
Figura 15 Esfuerzos en el cuerpo del recipiente [39].....	46
Figura 16 Esfuerzos en la cabeza [40].....	52
Figura 17 Áreas de las bocas [32]	56
Figura 18 Área requerida de la boca [32].....	57
Figura 19 Área disponible en el recipiente [32]	58
Figura 20 Área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente [32]	58
Figura 21 Área disponible para el refuerzo [32].....	59
Figura 22 Área disponible de la soldadura exterior de la boca [32].....	59
Figura 23 Área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca [32].....	60
Figura 24 Área disponible de la soldadura interior de la boca [32]	61
Figura 25 Área disponible del refuerzo de la boca [32]	61
Figura 26 Dimensiones de la cabeza elipsoidal	86
Figura 27 Mapa de la ubicación de las refinerías del Ecuador [43]	94
Figura 28 Mapa sísmico del Ecuador – peligro Sísmico (Tr=475 años) [44]	94

Figura 29 Deflexión de los recipientes verticales [37].....	99
Figura 30 Tipos de faldón a la cabeza del recipiente [37].....	101
Figura 31 Dimensiones del anillo base	108
Figura 32 Flujograma del análisis de elementos finitos del recipiente vertical.....	113
Figura 33 Propiedades del material SA 516 gr 70 ingresados en Ansys	115
Figura 34 Importación del cuerpo del recipiente vertical	115
Figura 35 Cuerpo cilíndrico del recipiente vertical.....	116
Figura 36 Mallado del cuerpo del recipiente.....	117
Figura 37 Condiciones de borde en el cuerpo del recipiente	117
Figura 38 Cabeza semi elíptica	118
Figura 39 Croquis de cabeza semi elíptica.....	118
Figura 40 Mallado de la cabeza elíptica.....	119
Figura 41 Aplicación de las condiciones de borde en la cabeza	119
Figura 42 Faldón de tanque vertical	120
Figura 43 Mallado del faldón.....	120
Figura 44 Aplicación de cargas en el faldón.	121
Figura 45 Tanque vertical de 18.5 m ³	121
Figura 46 Características para el mallado del tanque vertical	122
Figura 47 Aplicación de cargas del recipiente vertical	123
Figura 48 Esfuerzo equivalente según Von Mises en el cuerpo del recipiente	127
Figura 49 Deformación en el cuerpo del recipiente	127
Figura 50 Factor de seguridad del cuerpo del recipiente.....	127
Figura 51 Esfuerzo en las cabezas.....	128
Figura 52 Deformación en las cabezas	128
Figura 53 Factor de seguridad en la cabeza	129
Figura 54 Análisis de esfuerzo del faldón.....	129
Figura 55 Análisis de las deformaciones del faldón	130
Figura 56 Análisis del factor de seguridad del faldón.....	130
Figura 57 Análisis de esfuerzo del recipiente vertical	131
Figura 58 Análisis de deformaciones del recipiente vertical	131
Figura 59 Análisis del factor de seguridad del recipiente vertical	132

Lista de Tablas

Tabla 1 Requerimientos para el GLP.....	21
Tabla 2 Propiedades principales de las aminas [18] [21]	27
Tabla 3 Propiedades de los materiales a usar [36] [37].....	38
Tabla 4 Presión de diseño[35].....	38
Tabla 5 Bocas para el recipiente vertical	41
Tabla 6 Parámetros iniciales de las bocas	63
Tabla 7 Cálculo de espesores de las bocas.....	78
Tabla 8 Cálculo de espesores de las bocas.....	79
Tabla 9 Masa de las bocas	82
Tabla 10 Factor de ráfaga [37].....	88
Tabla 11 Presión de estancamiento del viento [37]	89
Tabla 12 Dimensiones de pernos de anclaje [37]	104
Tabla 13 Número de pernos de anclaje [37].....	105
Tabla 14 Máximo esfuerzo permitido del material de los pernos [37].....	107
Tabla 15 Propiedades del concreto [37].....	110
Tabla 16 Parámetros Iniciales	114
Tabla 17 Resumen de los resultados obtenidos (cuerpo y cabezas).....	125
Tabla 18 Resultados de todas las bocas	126
Tabla 19 Resultados alcanzados en el análisis de elementos finitos	132
Tabla 20 Resumen resultados obtenidos por los dos métodos de diseño.....	134

DISEÑO DE UN RECIPIENTE DE
PRESIÓN VERTICAL CON
CAPACIDAD DE 18.5 m³ PARA
ENDULZAMIENTO DE GLP CON
AMINAS MEDIANTE ANÁLISIS DE
ELEMENTOS FINITOS.

Autor:

EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA

Resumen

En el siguiente estudio se desarrolla el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m^3 para endulzamiento de GLP con aminas mediante análisis de elementos finitos, inicialmente se establece las normas nacionales e internacionales que gobiernan el diseño del recipiente, con las cuales se encontró las condiciones iniciales como la capacidad, radio interno, presión de diseño y las bocas necesarias. Aplicando el ASME sección VIII división 1 se determinó los espesores comerciales de 0.625 in para el cuerpo y 0.50 in para las cabezas, el factor de seguridad de 5.55 en el cuerpo y 4.48 en la cabeza. El espesor requerido para cada boca se determinó según UG-45; el menor espesor disponible, y el área requerida según UG-37. Mediante análisis de elementos finitos se validaron los resultados encontrados en el cálculo analítico, obteniéndose un factor de seguridad en el cuerpo de 3.07, en las cabezas de 3.66 y en el recipiente de 3.80. Los resultados obtenidos por los dos métodos superan a 3.5 que es el factor de seguridad determinado en la norma, lo que certifica un diseño seguro del recipiente.

Palabras clave:

Recipiente Vertical, Endulzamiento, GLP, Elementos finitos.

Abstract

In the next study, the design of a vertical pressure vessel with a capacity of 18.5 m³ for LPG sweetening with amines is developed using the finite element analysis, initially, and the national and international standards that govern the design of the vessel are established, with which the initial conditions such as capacity, internal radius, design pressure and the necessary nozzles were found. Applying the ASME section VIII division 1, the commercial thicknesses of 0.625 in for the body and 0.50 in for the heads, the safety factor of 5.55 in the body and 4.48 in the head were calculated. The required thickness for each nozzle was determined according to UG-45, the lesser available thickness, and the required area according to UG-37. Using the finite element analysis, the results found in the analytical calculation were validated, obtaining a safety factor in the body of 3.07, in the heads 3.66, and in the vessel 3.80. The results obtained by the two methods exceed 3.5, which is the safety factor determined by the standard, which certifies a safe design of the vessel.

Key word:

Vertical Vessel, Sweetening, LPG, Finite Elements.

1. Introducción

1.1 Antecedentes

El gas licuado de petróleo que se obtiene en las refinerías del Ecuador tiene impurezas como mercaptanos (RSH), dióxido de carbono (CO_2), sulfuro de carbonilo (COS), disulfuro de carbono (CS_2), azufre elemental y ácido sulfhídrico (H_2S). De los anteriormente mencionados, el último es el más corrosivo puesto que puede ocasionar reacción que genera azufre libre.

A continuación, se presenta un análisis de los importantes estudios referentes al diseño de recipientes de presión para endulzamiento de GLP.

Safari y Vesali-Naseh [1] desarrollaron el diseño del proceso de hidrodesulfuración de gases licuados de petróleo, donde desarrollan una alternativa prometedora para la producción más limpia de gases licuados del petróleo, que es eliminar las impurezas de azufre mediante la hidrogenación para obtener sulfuro de hidrogeno, que es más manejable en las plantas de gas; con este diseño propuesto los costos de energía son de 1.5 % del precio tratado y la demanda de hidrógeno es de 75 kg.h-1; dando un nuevo ingreso del 3.5 % de la sobreproducción de azufre elemental por el producto ultra limpio.

Al-Zuhair et al. [2] realizaron el estudio del desempeño de la desulfuración de GLP por adsorción para la producción de hidrógeno, utilizaron GLP donde determinaron la cantidad de azufre inicial mediante un cromatógrafo de gases equipado con un detector FPD y una columna RT-XL, realizaron el proceso experimental con tres tipos de adsorbente a saber, Zeolita, ZnO y carbón activado (DP-AC), los mismos que fueron utilizados en diferentes cantidades y caudales diferentes, obteniendo resultados por ejemplo la capacidad adsorción de 0.3 g de DP-AC era de 4.9, 5.2 y 7.7 mg/g a caudales de GLP de 50, 70 y 80 ml/min respectivamente, la capacidad del lecho ZnO también aumento de 0.2 g de ZnO era de 5.6 y 6.2 mg / g a caudales de GLP de 50 y 60 ml/min respectivamente concluyendo que la capacidad de adsorción aumenta al aumentar el caudal.

Wang et al. [3] realizaron un proceso de desulfuración selectiva de GLP en catalizador a conformado con Ni/ZnO, para este desarrollo para lo cual utilizaron el catalizador a base de Ni/ZnO para obtener resultados favorables donde eliminarían considerablemente el azufre para reducir así al $2.0 \mu\text{g}\cdot\text{g}^{-1}$ en relación a la pérdida de olefinas menor a 1.5 % en un reactor de lecho fluidizado fijo.

Selvan et al. [4] estudiaron la dinámica de estado estacionario y transitorio para endulzar el proceso de GLP, el sistema que se ocupa para endulzar gas en la industria de petróleo, gas y petroquímica es el tratamiento con aminas, utilizaron un modelo matemático para el proceso de absorción de aminas mediante la química de reacción de la alcanolamina acuosa (DEA) empleada para eliminar el sulfuro de hidrógeno en procesos de refinerías, mediante las variables utilizadas como la concentración de amina, la velocidad de circulación y la temperatura de la DEA; se tiene que al aumentar el caudal contribuye positivamente a la calidad del gas ácido.

Para eliminar los sulfuros mediante lecho fijo se requiere de la construcción de un recipiente de presión vertical que sea capaz de soportar la carga del lecho fijo, la temperatura de operación, pero también es importante que soporte la presión de esta.

Sharma y Pachauri [6] realizaron una investigación sobre los recipientes de presión con respecto a su diseño, fabricación, pruebas, materiales e inspección, ya que los recipientes de presión son usados en las industrias como refinerías, plantas químicas y plantas de fertilizantes, estos recipientes se utilizan para almacenar gases y fluidos que tengan una presión superior a la atmosférica, utilizaron la metodología de segregar en dos partes la primera basado en el diseño del recipiente y la segunda en la selección de materiales; en este estudio el factor clave es la resistencia a la corrosión donde se encontró que el espesor de la pared era de 19.71 mm incluido un margen de corrosión.

La fase de separación es afectada por la altura del recipiente a presión vertical debido a los efectos de la gravedad, para lo cual existe un procedimiento de diseño mecánico para recipientes de presión vertical que puede ser utilizado como lo propone Suintaxi [7].

Kothali et al. [8] desarrollaron el análisis de la presión de ruptura de un recipiente a presión de FRP mediante elementos finitos, utilizaron un software para realizar el modelado del recipiente en CAD 3D, el modelo de 3D se importa al software ANSYS como geometría, seleccionan las propiedades del material y realizan el análisis estático, con ayuda de ANSYS Workbench generan el mallado y en análisis del objeto, tomando el análisis de esfuerzos a diferentes presiones y comparando con el esfuerzo máximo del FRP de 340 MPa, se concluye que el recipiente a presión de FRP será seguro hasta una presión interna de 16 MPa y fallará a una presión interna de 17 MPa, siendo esta la presión de ruptura.

Kumar et al. [9] realizaron el análisis de tensiones y optimizaron el recipiente a presión mediante el paquete ANSYS, comprobaron los parámetros del recipiente de acuerdo con las especificaciones del ASME Sección VIII división 1. Al utilizar el paquete Ansys, se realiza el estudio con tres materiales diferentes que son SA516GR60, SA516GR70 y SA516GR65 en el cuerpo, parte superior e inferior; el resultado obtenido para el material óptimo es SA516GR65 por tener los esfuerzos 202.67 MPa en el cap superior, 181.65 MPa en el cap inferior, pared superior 232.13 MPa y pared inferior 1106.06 MPa del diseño reforzado.

Li et al. [10] ejecutaron un nuevo diseño de recipientes a presión evitando la categorización de tensiones con el método de elementos finitos diferente al método de análisis basado por ASME sobre la teoría de carga límite inferior, utilizaron el método que asume una distribución de tensiones a lo largo de la línea de clasificación de tensiones (SCL) en forma de estado límite de tensiones para una viga bajo carga de membrana y flexión, en lugar de una distribución lineal de tensiones, esto lo compararon con el código ASME, como resultados se tiene que el esfuerzo en una boca del extremo con el nuevo método es 3.37 MPa y el esfuerzo mediante ASME es de 3.59 Mpa, así como también el esfuerzo en el cilindro con el nuevo método es 4.92 MPa y con el método ASME es de 11.62 MPa donde concluyeron que el nuevo método es más eficaz para su uso.

Kushwah et al. [11] realizaron el análisis comparativo en recipientes cilíndricos a presión con diferentes extremos y materiales, el recipiente que utilizaron es de 24 l de volumen y 8 bar de presión; como variable fija tomaron el espesor de pared y la

variable para el modelo consideraron las cabezas o extremos, utilizaron el programa de ANSYS para el estudio de elementos finitos con un modelado previamente modelado en el programa SolidWorks, con las variables establecidas de los extremos se tiene una tensión longitudinal de 44.12 MPa para el cabezal de forma semiesférico, de acuerdo al material estudiado la fundición gris muestra mejor resultado de 43.917 MPa en tensión longitudinal y 105.36 MPa en tensión circunferencial.

Moyya et al. [12] desarrollaron el estudio del diseño y análisis de recipientes a presión monocapa y multicapa, para lo cual utilizan tres materiales diferentes como el acero S515-gr70, la aleación de aluminio y hierro fundido gris mediante el software CREO hacen el modelado del recipiente y con ayuda del software Ansys realizan el estudio del análisis estructural estático, si el recipiente se somete a una presión de 30MPa se provoca una tensión de 256 MPa en toda la estructura, para aliviar la tensión se utiliza una variedad de materiales que reducen la tensión acero y aluminio 242.23 MPa, acero y fundición gris 237.87 MPa se concluye que si es necesario la combinación de materiales para mejorar la tensión y reducir la deformación.

Chapai [13] realizó el estudio del análisis de tensión en las orejas de izaje para recipientes de presión vertical, evaluó dos métodos para el análisis de tensión local el primero de acuerdo al boletín WRC-573 y el segundo en base a la ASME sección-VIII división 2 con FEA, al modificar el tamaño y la forma de la oreja de izaje se verificó el impacto que se genera en el análisis local, esto con el fin de reducir la tensión local, al comparar los accesorios rectangulares y circulares se verificó que utilizar accesorios rectangulares se obtiene una tensión localizada más baja, al utilizar la configuración DTTL (Lug de cola de muñón doble) se tiene un 78 % menos de estrés comparado con NTL (Terminal de cola normal) y un 82 % menos en DBTL, el factor de seguridad comparado WRC-537 y el FEA se tiene 3.78 para la configuración NTL, 3.39 para la configuración TTL y 1.87 para DTTL y 2.34 para DBTL.

De las referencias anteriormente indicadas, se considera importante realizar los diseños de acuerdo la direccionalidad de este y sobre todo cumplir con la normativa

creada para el efecto, de esta forma se asegura la operatividad de los recipientes a presión en la industria a la cual pertenece.

2. Determinación del problema

2.1 Formulación del problema

2.1.1 Problema general

¿Es factible diseñar un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para endulzamiento de GLP con aminas mediante análisis de elementos finitos?

2.1.2 Problemas específicos

- ¿Es factible identificar los parámetros iniciales de funcionamiento para el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para endulzamiento de GLP con aminas?
- ¿Cómo proponer el tipo de malla como soporte del lecho sólido para el endulzamiento de GLP con aminas?
- ¿Es factible realizar el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para la determinación de los esfuerzos y deformaciones máximas mediante elementos finitos?
- ¿Será posible analizar los resultados obtenidos en el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ mediante un software especializado?

2.2 Justificación de la investigación

En el Ecuador el GLP para ser consumido necesita cumplir los requisitos que se encuentran detallados en la Tabla 1 según la norma técnica ecuatoriana INEN 675 [14] que especifica que el contenido de azufre máximo permitido es de 185 mg/kg.

Requerimientos	Unidad	Propano comercial	Butano comercial	Mezcla comercial propano butano
Presión de vapor a 37.8 °C, máx.	kPa	1434	483	
Contenido de azufre	mg/kg	185	185	185

El GLP obtenido en las refinerías de Ecuador tiene impurezas, las cuales deben ser eliminadas y para ese fin existen diferentes métodos, destacando el endulzamiento del GLP, que tiene como propósito reducir el contenido de azufre mediante reacción química con un lecho fijo, por lo que se requiere de un recipiente a presión vertical en el que se encuentre ubicado el lecho reactivo.

El diseño del recipiente a presión vertical debe ser ejecutado y tener en cuenta las directrices emitidas por la normativa ASME sección VIII división 1 y en la simulación mediante elementos finitos se debe considerar variables como presión y volumen. El propósito es definir espesores de cuerpo, radio y longitud que debe tener el recipiente de presión vertical para que cumpla su finalidad de endulzar el GLP.

2.3 Objetivos

2.3.1 Objetivo general

Diseñar un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para endulzamiento de GLP con aminas mediante análisis de elementos finitos.

2.3.2 Objetivos específicos

- Identificar los parámetros iniciales de funcionamiento para el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para endulzamiento de GLP con aminas.
- Proponer el tipo de malla como soporte del lecho sólido para el endulzamiento de GLP con aminas.
- Realizar el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ para la determinación de los esfuerzos y deformaciones máximas mediante elementos finitos.
- Analizar los resultados obtenidos en el diseño de un recipiente de presión vertical con capacidad de 18.5 m³ mediante un software especializado.

2.4 Hipótesis

2.4.1 Hipótesis general

El análisis de elementos finitos permitirá diseñar un recipiente de presión vertical para endulzamiento de GLP con capacidad de 18.5 m³.

3. Marco teórico referencial

3.1 GLP

El gas licuado de petróleo se obtiene combinando entre el propano y butano tras un proceso de refinación. Se utiliza principalmente en el hogar como fuente de energía. Además, se emplea en el transporte, así como en la industria. En todo el mundo, 40 % del consumo de GLP se destina al sector residencial, 34 % se usa en la industria petrolera, 9% se emplea en el transporte, 7 % en el área comercial y otro 7% en la industria [15]. Ecuador produce el 20 % del GLP que consume, el 80% cubre con importaciones [16].

3.1.1 Propiedades del GLP

- Es limpio.
- No es tóxico.
- Es inflamable.
- Se licua a presiones aproximadas entre 60 y 120 psi.
- Puede expandir su volumen 270 veces aproximadamente.
- Es incoloro e inodoro, se añade un agente odorante conocido como mercaptano, para percibir su presencia [17].

3.1.2 Contaminantes del GLP

En el GLP los contaminantes existentes son H_2S , CO_2 , mercaptanos, COS, CS_2 y azufre elemental; que deben ser eliminados porque generan problemas en los productos [18].

El ácido sulfhídrico (H_2S) es un contaminante común que se presenta en campos de producción de gas. Genera corrosión, es tóxico, explosivo y de potencial riesgo para la integridad de los operadores [19].

3.1.3 Endulzamiento de GLP

El proceso de endulzamiento se realiza para eliminar el H_2S y el CO_2 del GLP, ya que estos gases pueden causar problemas en el manejo del gas, la corrosión, malos olores y emisiones que contribuyen a la lluvia ácida, entre otros inconvenientes [18].

En el endulzamiento de hidrocarburos los procesos habituales son: tratamiento con aminas, lavado cáustico y tamices moleculares [18]. De los diferentes procesos utilizados para el endulzamiento del GLP que se muestran en la Figura 1, para el presente proyecto se selecciona el endulzamiento de GLP mediante aminas que remueve del contactor, se regenera y se recicla. Proceso que se explica en la siguiente sección [18].

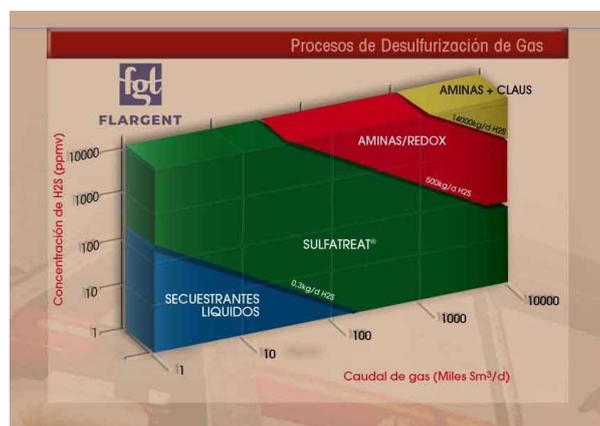


Figura 1 Proceso de desulfurización de gas [19]

3.1.4 Tratamiento químico del GLP con aminas

Involucra la unión de una fase hidrocarbonada ligera con una líquida inmisible más pesada. El GLP, ingresa por la parte inferior del absorbedor, donde se mezcla con el solvente de amina pobre en las bandejas en contraflujo que remueve H_2S . Son absorbidos por el solvente de amina y sale el GLP dulce [18] [20]. La amina pobre al salir del absorbedor se convierte en amina rica debido al aumento en la concentración de los componentes ácidos [21]. Ver Figura 2.

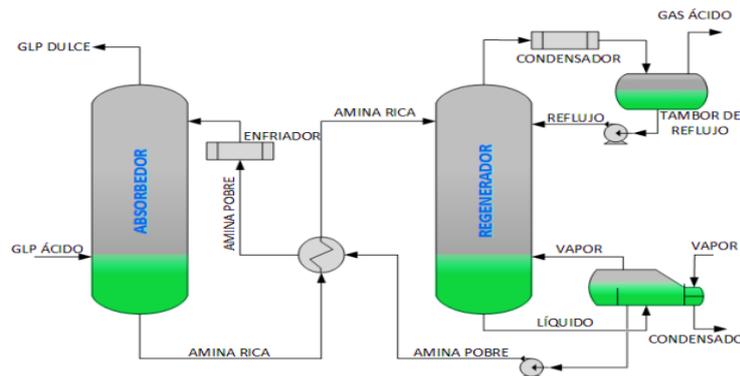


Figura 2 Proceso de endulzamiento del GLP con aminas [18] [21]

3.1.5 Aminas

Son compuestos orgánicos que tienen variadas funciones a partir del amoníaco. Operan a manera de bases débiles, que neutralizan sustancias ácidas y mantienen el equilibrio del PH en diversas aplicaciones y productos [22]. Son una buena alternativa en la eliminación de impurezas del GLP [21].

Tipos de aminas

En la Figura 3 se muestra las aminas más usadas en el endulzamiento del gas:

Monoetanolamina (MEA): Es una amina primaria, se la emplea para tratar gases que solo contienen H_2S y CO_2 en bajas concentraciones, tiene una alta alcalinidad, que aumenta la eficacia de la solución para la absorción de gases ácidos, su desventaja es; que es más corrosivo en relación con otras aminas.

Diglicolamina (DGA): Se utiliza para tratar gas natural y de refinería debido a su capacidad para eliminar H_2S , CO_2 , COS y mercaptanos. La baja presión de vapor de la DGA solicita altas concentraciones (40-60% en peso), lo que genera menores índices de circulación y consumo de vapor. Es más costosa que la MEA.

Dietanolamina (DEA): Es una amina secundaria con menor reactividad y corrosividad que la MEA. Tiene una presión de vapor (menores pérdidas del solvente) y menor calor de reacción. Elimina parcialmente el sulfuro de carbonilo y el disulfuro de carbono.

Diisopropanolamina (DIPA): Es una amina secundaria, se la utiliza principalmente cuando los gases y líquidos de refinerías contienen COS además de H_2S y CO_2 . No es corrosiva y requiere poco calor para la regeneración de la amina.

Metiletanolamina (MDEA): Es una amina terciaria que elimina selectivamente H_2S mientras permite que una gran cantidad de CO_2 se deslice sin ser absorbida.

Figura 3 Aminas más utilizadas en el endulzamiento de GLP [18]

La DIPA (Diisopropanolamina) es la amina más utilizada para el endulzamiento del GLP debido a que no es corrosiva y además por los beneficios que brinda en comparación con el precio.

Propiedades de las aminas

La Tabla 2 detalla las propiedades fundamentales de las aminas como el peso molecular, el punto de ebullición y de rocío, la viscosidad y la capacidad calorífica.

Tabla 2 Propiedades principales de las aminas [18] [21]

Amina	Peso molecular (lb/mol)	Punto de ebullición (°F)	Viscosidad (CP)	Capacidad calorífica (BTU/lb°F)	Punto de Rocío (°F)
MEA	61.08	338.9	24.1	0.608	50.9
DEA	105.14	516	350	0.600	82.4
DGA	105.14	430	4	0.571	9.5
DIPA	133.19	480	870	0.690	107
MDEA	119.17	477	401	0.712	-5.8

3.2. Recipientes a presión

Son equipos diseñados para manejar fluidos a presiones superiores a la atmosférica (más de 15 psi). Son esenciales en diversas industrias para almacenar, transportar y manipular fluidos bajo condiciones de presión [23] [24].

3.2.1 Tipos de recipientes

La Figura 4 muestra los tipos de recipientes, se clasifican por su forma y por su uso.

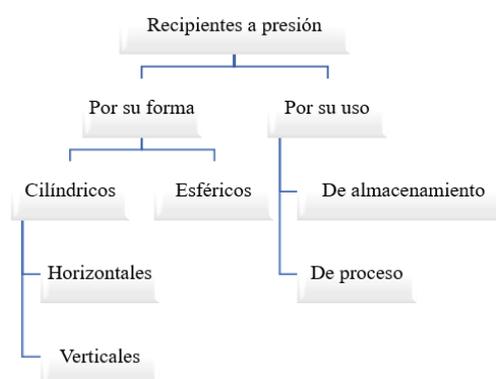


Figura 4 Tipos de los recipientes a presión [6]

El recipiente del presente proyecto corresponde a un recipiente cilíndrico vertical de proceso.

Recipientes verticales

Estos recipientes se sostienen mediante patas, faldones y a través de soportes incorporados en el propio cuerpo, como los reactores y las torres. Ver la Figura 5.



Figura 5 Recipiente vertical [25]

Recipientes de proceso

Convierten la materia prima en productos. Se emplean en una variedad de aplicaciones, como intercambiadores de calor, reactores, entre otros. Son utilizados en numerosas industrias y deben cumplir con características específicas, dependiendo de las sustancias que procesarán y del entorno en el que serán instalados [24] [26]. La Figura 6 muestra este tipo de recipiente.



Figura 6 Recipiente de proceso [27]

3.3. Malla

Las mallas sirven para realizar tamizaje, que es un procedimiento utilizado en la separación de mezclas y radica en pasar a través de una malla la mezcla de partículas de diversos tamaños. Las de inferior dimensión pasan por la malla y las grandes son retenidas [28]. Las mallas pueden ser:

- **Estacionarias:** Están estáticas [29].
- **Vibratorias:** Ejecutan el tamizado con movimiento rectilíneo o circular, mediante una fuerza mecánica [29].

3.3.1. Tipos de malla estacionarias

Para el endulzamiento de GLP se utiliza mallas estacionarias por las facilidades que presenta en el proceso, se tiene mallas de chapa ranurada como muestra en la Figura 7, malla de chapa perforada (ver Figura 8) y de ranura continua o tipo Johnson detallada en la Figura 9.

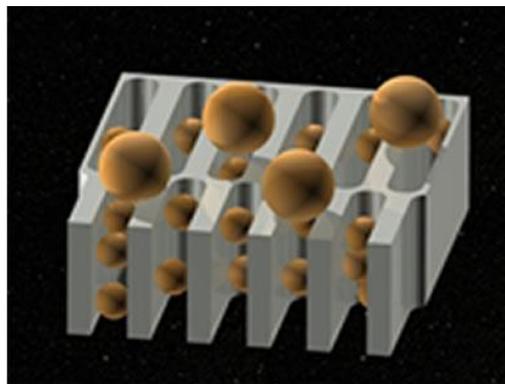


Figura 7 Malla de chapa ranurada [30]

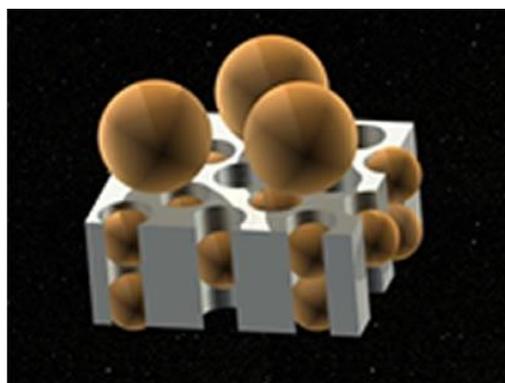


Figura 8 Malla de chapa perforada [30]

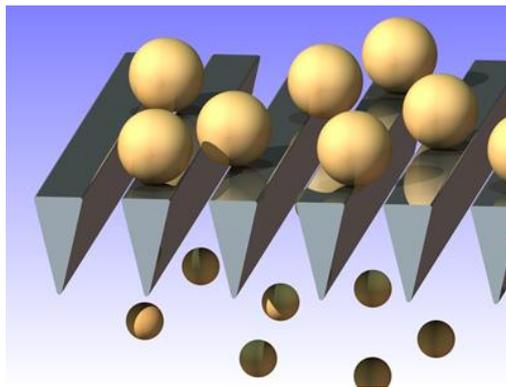


Figura 9 Malla de ranura continua o Johnson [30]

En el proceso del endulzamiento del GLP la malla más utilizada es la malla tipo Johnson por su función y las ventajas que presenta.

Malla tipo Johnson

También conocida como malla tipo V o en “cuña” está conformada por varios alambres triangulares soldados en una base de soportes, que permite tener un rango amplio de aberturas según lo indicado en la Figura 10.

Ventajas:

- Vida útil.
- Buena resistencia a la compresión
- Mantenimiento económico
- Resistente a la corrosión [31].

Garantizan su servicio con un mantenimiento adecuado, se avalan décadas de servicio sin perder efectividad [31].



Figura 10 Malla tipo Johnson [31]

3.4 Normativa

Para prevenir accidentes se usa los diferentes códigos de diseño. El uso de normas en el diseño de recipientes a presión es fundamental por varias razones como: Seguridad, confiabilidad, cumplimiento legal, calidad, compatibilidad, estandarización y optimización de costos. En resumen, las normas proporcionan un marco de referencia esencial para asegurar que sean seguros, eficaces y cumplan con los requisitos tanto técnicos como legales.

En el diseño del recipiente vertical en estudio se aplican las siguientes normas: INEC 2261, NFPA 58-2020, ASME sección VIII división 1-2021, ASME sección II, ASME B16.11-2021, ASME B36.10-2022 y UBC 1997.

3.4.1 Norma ASME sección VIII división 1

Es una norma clave para el diseño y fabricación de recipientes a presión. Cubre aspectos como el cálculo de espesores, selección de materiales, métodos para la construcción, y pruebas de seguridad como inspecciones y pruebas hidrostáticas. Los recipientes que cumplen con esta norma deben ser marcados con el sello “U” para indicar conformidad. Su objetivo principal es garantizar la seguridad, confiabilidad y calidad en la operación de recipientes a presión, asegurando que se cumplan los estándares internacionales[32].

Parámetros importantes de la norma:

- **Diseño:** Suministra pautas minuciosas para el diseño de recipientes a presión, garantizando que soporten las condiciones de operación previstas.
- **Fabricación:** Incluye requisitos específicos para los materiales y métodos de fabricación, como soldadura, forjado y brazing.
- **Inspección y pruebas:** Establece los procedimientos para la inspección y pruebas de los recipientes, garantizando su integridad y seguridad.
- **Certificación:** Define los criterios para la certificación de los recipientes, incluyendo el uso de las marcas de certificación de ASME [32].

3.4.2 Norma ASME sección II

Esta sección proporciona especificaciones detalladas para los materiales usados en la construcción recipientes a presión. Esta norma es esencial para asegurar que los materiales empleados cumplan con los requisitos de seguridad y rendimiento necesarios.

Está dividida en cuatro partes que tienen especificaciones para los materiales ferrosos, no ferrosos, materiales de aporte y propiedades de los materiales mecánicas y físicas.

3.4.3 Norma ASME B16.11-2021

Cubre los requisitos para las conexiones forjadas, tanto de soldadura a tope como roscadas. Esta norma es esencial para sistemas de tuberías que operan bajo presión.

Puntos clave de la norma:

- **Clasificaciones:** Las conexiones están designadas como Clase 2000, 3000 y 6000 para las conexiones roscadas, y Clase 3000, 6000 y 9000 para las conexiones de soldadura a tope.
- **Dimensiones y tolerancias:** Establece las dimensiones y tolerancias para asegurar la compatibilidad y la integridad de las conexiones.
- **Marcado:** Define los requisitos de marcado para identificar adecuadamente las conexiones y sus especificaciones.
- **Materiales:** Especifica los materiales que deben utilizarse para las conexiones, garantizando su resistencia y durabilidad.

3.4.4 Norma ASME B36.10-2022

Cubre la estandarización de las dimensiones de tuberías de acero forjado, tanto soldadas como sin costura, para aplicaciones a altas o bajas temperaturas y presiones.

Puntos clave de la norma:

- **Dimensiones y tolerancias:** Establece las dimensiones y tolerancias estándar para asegurar la compatibilidad y la integridad de las tuberías en sistemas de tuberías y tuberías de proceso.
- **Clasificaciones:** Incluye especificaciones para diferentes clases de tuberías, como las de Schedule 40, Schedule 80, y otras, basadas en el espesor y el diámetro exterior.
- **Materiales:** Define los materiales que deben utilizarse para las tuberías, garantizando su resistencia y durabilidad bajo diversas condiciones operativas.

3.4.5 Norma NFPA 58

Conocida como el Código de GLP, define las exigencias de seguridad para el almacenamiento, manejo, transporte y uso de GLP. Estable:

- **Almacenamiento y manejo:** Proporciona directrices para la instalación segura de tanques y cilindros de gas LP, incluyendo la distancia mínima entre tanques y edificios.
- **Transporte:** Establece los requisitos para el transporte seguro de GLP.
- **Instalaciones:** Incluye especificaciones para la instalación de sistemas de GLP en edificios residenciales, comerciales e industriales.
- **Prevención de incendios y explosiones:** Detalla las medidas para prevenir fallas, fugas y maniobras que pueden provocar incendios o explosiones.

3.4.6 Norma INEC 2261

Es una norma técnica ecuatoriana que determina los requerimientos para el diseño, construcción e inspección de recipientes de acero soldados, tanto estacionarios como móviles.

- **Ámbito de aplicación:** Se aplica a tanques que almacenan o transportan GLP a presiones hasta 1.72 MPa y con capacidades superiores a 0.11 m³.
- **Requisitos de diseño:** Incluye especificaciones para asegurar la integridad y la seguridad de los tanques bajo condiciones operativas normales.

- **Fabricación y materiales:** Define los materiales permitidos y los métodos de fabricación, como soldadura y pruebas de calidad1.
- **Inspección y pruebas:** Establece los métodos para la inspección y pruebas de los tanques, garantizando su seguridad antes de su uso.
- **Accesorios y seguridad:** Detalla los requisitos mínimos para los accesorios de control y seguridad que deben tener los tanques.

3.4.7 Norma UBC 97

Código de construcción uniforme UBC (Uniform Building Code de 1997) incluye directrices específicas para el diseño estructural en zonas con vientos fuertes y para el análisis sísmico de estructuras [33].

Puntos clave de la norma:

- **Categorías de Ocupación y Factores de Importancia:** La norma clasifica las estructuras según su uso y ocupación, asignando factores de importancia que influyen en el diseño para resistir cargas de viento y cargas sísmicas [33].
- **Zonas de Viento y zonas sísmicas:** Define diferentes zonas de viento basadas en la velocidad del viento esperada en diferentes regiones. Y zonas sísmicas según la categoría. Estas zonas ayudan a determinar las cargas de viento y sísmicas que una estructura debe soportar [33].
- **Cálculo de cargas de Viento y cargas sísmicas:** Proporciona fórmulas y métodos para calcular las cargas de viento, considerando factores como la altura del edificio, la exposición al viento y la topografía del terreno [33].
- **Requisitos de Diseño:** Establece requisitos específicos para el diseño de componentes estructurales y sistemas de soporte para garantizar la estabilidad y seguridad bajo cargas de viento y cargas sísmicas [33].

4. Materiales y metodología

4.1 Metodología

En el presente trabajo se efectuará una investigación mixta con un enfoque experimental puesto que se deben considerar diferentes aristas que deben interactuar entre sí para diseño de los recipientes a presión.

Se investigará los parámetros iniciales del proceso de producción de GLP en refinerías del Ecuador, con los datos obtenidos se realizará un modelado en programa CAD para el recipiente a presión vertical de acuerdo con el volumen necesario, acorde a los materiales que se tienen en el mercado nacional para cumplir con la norma ASME VIII, modelar el recipiente y mediante elementos finitos simular para obtener los esfuerzos y concluir con el análisis de resultados obtenidos.

4.1.1 Enfoque, tipo y alcance

Las características de la presente investigación son:

- **Enfoque:** Mixto – En cuanto a la investigación cuantitativa se la considera para el presente trabajo de investigación puesto que se plantea una hipótesis con relación a la simulación de un recipiente de presión vertical mientras que la investigación de tipo cualitativa se ejecuta en la revisión de bibliografía y especificación de los materiales que serán utilizados, también se incluye una investigación del estado del arte de los requerimientos para el diseño de los recipientes.
- **Tipo:** De laboratorio (según el marco en que tiene lugar) – La investigación se ejecuta en un laboratorio que en este caso es virtual en el que se puede llevar a cabo un control de las variables que se requieren en las investigaciones, es decir las herramientas tecnológicas que se utilizan para realizar la simulación del recipiente a presión vertical.
- **Alcance:** Exploratorio – Debido a que en el presente trabajo investigativo se indaga desde diferentes perspectivas, tal es el caso que en cuanto a recipientes a presión se refiere.

4.2 Condiciones iniciales

El recipiente está compuesto por cuerpo cilíndrico, dos cabezas semiesféricas, el faldón, los pernos de anclaje el anillo base que se detalla en la Figura 11 y 9 bocas que se detallan en el Anexo 3.

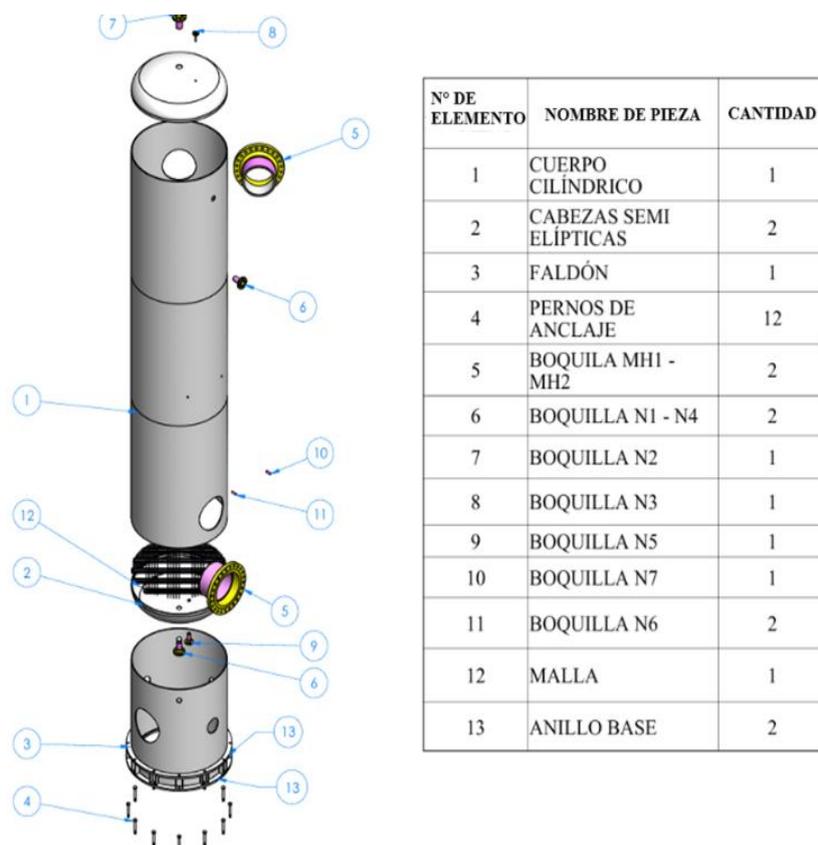


Figura 11 Recipiente vertical para endulzamiento de GLP

4.2.1 Dimensiones del recipiente

Se ocupa el sistema de unidades inglés debido a que se va a trabajar con la norma ASME que es una norma americana.

Para dimensionar el recipiente se debe considerar la capacidad del recipiente (V_T) es de 18.5 m³ igual a 1.129x10⁶ in³ comprendido entre el volumen de las cabezas ($V_{cabezas}$) y del cuerpo (V_{cuerpo}) (ecuación 1), Ver Figura 12 tanto en el volumen del cuerpo y el las cabezas están en función del radio interno del recipiente (R) que es el mismo para el cuerpo y para las cabezas, el cuerpo se define como cilíndrico con

una longitud del cuerpo (L) de 288.189 in divididos en tres cilindros de 96.06 in su volumen se determina mediante la ecuación 2, las cabezas son semi elípticas con una longitud de la sección recta (L_1) igual a 1.98 in el volumen se determina con la ecuación 3.

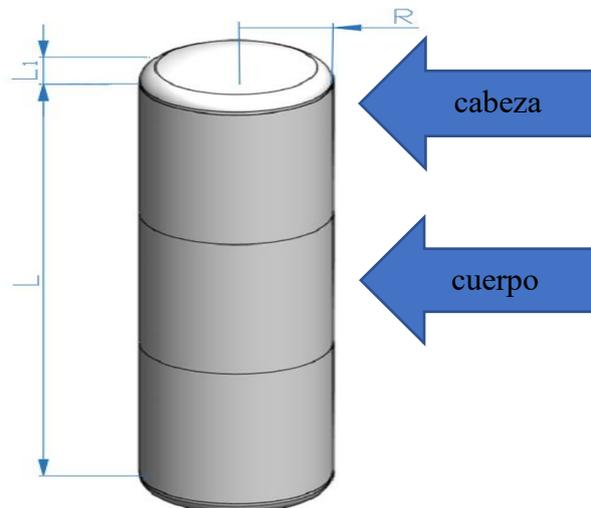


Figura 12 Cuerpo y cabeza del recipiente vertical para endulzamiento de GLP.

$$V_T = V_{cabezas} + V_{cuerpo} \quad (1)$$

Los volúmenes se calculan por medio de las ecuaciones 2 y 3 [34].

$$V_{cabezas} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R^3 + 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot L_1 \quad (2)$$

$$V_{cuerpo} = \pi \cdot R^2 \cdot L \quad (3)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2 y 3 en la ecuación 1 se obtiene:

$$V_T = \left(\frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R^3 + 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot L_1 \right) + \pi \cdot R^2 \cdot L \quad (4)$$

Remplazando los valores de las diferentes variables en la ecuación 4 para determinar el radio interior (R) se tiene:

$$R = 33.793 \text{ in}$$

4.2.2 Selección de materiales

En la Tabla 3 se detalla los materiales para el cuerpo, cabezas, bocas, tubería, accesorios y pernos con sus respectivas propiedades, tomando en cuenta los materiales establecidos en la NFPA 58 [35] y el apartado UCS-23 del ASME [32] que se muestra en el Anexo 1. Las propiedades se determinan en el ASME sección II [36] [37].

Tabla 3 Propiedades de los materiales a usar [36] [37]

Acero	SA-516 GR.70	SA-106 GR. B	SA-105	SA-193- B
Descripción	Recipientes para mediana y baja temperatura	Tuberías sin costura y tubos	Bridas y accesorios roscados	Pernos
Módulo de elasticidad E_{young} (Mpsi)	28.8	28.8	28.8	28.8
Resistencia mínima a la tracción S_T (psi)	70000	60000	60000	60000
Tensión máxima permitida según el ASME S (psi)	20000	17100	20000	19000
% de elongación (%)	17	16.5	18 - 30	18 - 30
Densidad del material δ (lb/in ³)	0.284	0.284	0.284	0.284

A temperatura del metal entre -20 °F a 400 °F

4.2.3 Presión de diseño

La Tabla 4 muestra la presión de diseño según la NFPA 58 [35], se tiene un valor igual a 250 psi a 150 °F.

Tabla 4 Presión de diseño[35]

Fluido	Presión (psi)	Presión de diseño del equipo (psi)
GLP vapor	≤ 20	Máxima presión anticipada
	20 -125	125
	> 125	250 o la presión anticipada, lo que sea mayor
GLP líquido	≤ 250	250
	> 250	350

Se debe diseñar incluyendo la carga estática en el nivel del fluido en operación Según el ASME sección VIII división 1 [32] y la NFPA 58 [35].

Carga estática del fluido

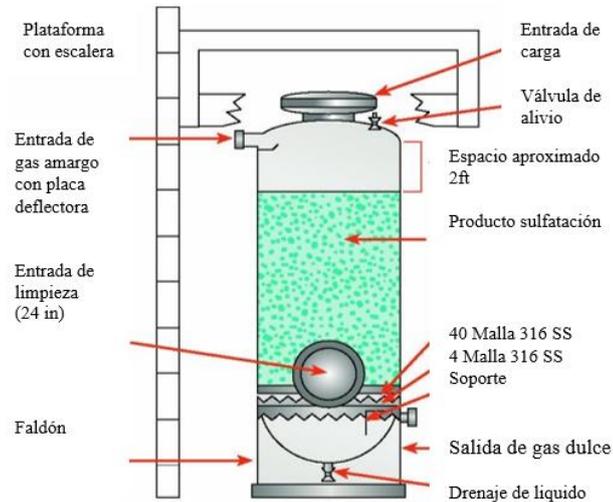


Figura 13 Recipiente vertical para el proceso de endulzamiento del GLP con aminas [38]

Para determinar la carga estática del fluido (P_e) se considera que el recipiente va a contener GLP y aminas. El GLP va a estar hasta el cordón de soldadura entre el cuerpo y la cabeza superior, mientras que las aminas van a estar hasta el mismo nivel del GLP menos 2 ft como se representa en la Figura 13. Entonces el nivel de operación del GLP (H_{GLP}) es 315 in y de las aminas es (H_{aminas}) 264.189 in. Estos valores se usan para determinar la carga estática en el cuerpo, cabezas y bocas N_4/N_5 . En la ecuación 5 es utilizada para determinar la carga estática del fluido, teniendo en cuenta el peso específico del GLP (γ_{GLP}) igual a 0.53 el peso específico de las aminas (γ_{aminas}) igual a 1.39 y la densidad del agua (δ_{agua}) igual a 0.036 lb/in³.

$$P_e = \gamma_{GLP} \cdot \delta_{agua} \cdot H_{GLP} + \gamma_{aminas} \cdot \delta_{agua} \cdot H_{aminas} \quad (5)$$

Reemplazando en la ecuación 5 se obtiene:

$$P_e = 19.23 \frac{lb}{in^2}$$

Para determinar la presión interna (P) se utiliza la ecuación 6 considerando la Presión de diseño (P_d) y la carga estática del fluido (P_e).

$$P = P_d + P_e \quad (6)$$

Sustituyendo los valores calculados en la ecuación 6 se obtiene la presión interna:

$$P = 269.23 \frac{lb}{in^2}$$

4.2.4 Eficiencia de la soldadura (E)

Se debe considerar en el diseño de recipientes a presión bajo el ASME sección VIII, que depende de las categorías en las juntas soldadas que se detalla en la parte UW-3 de la norma como muestra la Figura 14, y también depende de la radiografía que se aplique según la parte UW 12 que se muestra en el Anexo 2, el recipiente se tiene categorías A y B y radiografía completa al 100 %.

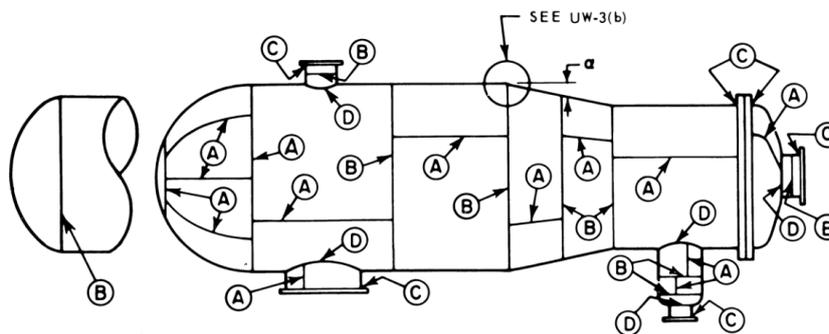


Figura 14 Ubicación de la juntas típicas [32].

Teniendo una eficiencia de la soldadura (E) igual a 1.

4.2.5 Tolerancia a la corrosión

Se determina según el fluido que va a contener y las normas aplicar, el fluido al ser GLP amargo que ingresa al recipiente contiene ácido sulfhídrico siendo un fluido corrosivo. Por lo cual se considera una tolerancia a la corrosión (T_{corr}) igual a 1/8 in para el cuerpo y las cabezas, mientras que para las bocas igual a 1/16 in.

4.2.6 Bocas

Las bocas necesarias para el recipiente a presión vertical según la norma NFPA 58, la Tabla 5 se muestran las bocas, el nombre, el servicio, la ubicación, el diámetro nominal NPS. El anexo 3 indica la ubicación de las bocas del recipiente.

Tabla 5 Bocas para el recipiente vertical

Boca	Servicio	Ubicación	NPS (in)
MH1	Agujero Hombre inferior (Manhole)	Cuerpo	24
MH2	Agujero Hombre superior (Manhole)	Cuerpo	24
N1	Salida de GLP	Cuerpo	3
N2	Línea de seguridad	Cabeza Superior	4
N3	Venteo del Recipiente	Cabeza Superior	3/4
N4	Entrada de GLP	Cabeza Inferior	3
N5	Drenaje	Cabeza Inferior	2
N6	PI para un manómetro	Cuerpo	3/4
N7	TI para un termómetro	Cuerpo	1

4.2.7 Soportes

Para los recipientes a presión verticales los soportes pueden ser faldón, anillos de soporte, patas o bases de concreto.

Para el presente recipiente se selecciona el faldón como soporte debido a ser muy utilizado en la industria debido a: estabilidad, resistencia a cargas externas, facilidad de instalación, acceso y mantenimiento.

4.3 Diseño del recipiente a presión vertical

Con las condiciones iniciales determinadas anteriormente y aplicando el ASME sección VIII división 1, se realiza el diseño del recipiente: cálculo del cuerpo, las cabezas, las bocas, el faldón, el anillo de refuerzo y los pernos de sujeción.

4.4 Diseño del cuerpo del recipiente por presión interna

Se considera las siguientes condiciones iniciales para el cuerpo: radio interno del recipiente (R) igual 33.793 in, presión interna (P) de 269.33 lb/in², tolerancia de corrosión (C_{corr}) igual a 0.125 in, eficiencia de la soldadura (E) de 1, resistencia máxima a la tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) de 20000 lb/in².

4.4.1 Espesor

Se determina seleccionando el mayor valor del espesor calculado por esfuerzo circunferencial y esfuerzo longitudinal.

Esfuerzo circunferencial

El espesor del cuerpo cilíndrico para esfuerzo circunferencial (t_{cc}) se determina según UG-27(c)(1) aplicando la ecuación 7 considerando la presión interna (P), el radio interior del recipiente, la resistencia máxima a la tracción del material del recipiente según la norma ASME sección II (S), la eficiencia de la soldadura (E), y la tolerancia de corrosión (C_{corr}).

$$t_{cc} = \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.60 \cdot P)} + C_{corr} \quad (7)$$

Reemplazando las condiciones iniciales en la ecuación 7 se tiene:

$$t_{cc} = 0.584 \text{ in}$$

Esfuerzo longitudinal

La ecuación 8 se utiliza para calcular el espesor del cuerpo cilíndrico para esfuerzo longitudinal (t_{lc}) considerando la presión interna (P), el radio interior del recipiente (R), la resistencia máxima a la tracción del material del recipiente según la norma ASME sección II (S), la eficiencia de la soldadura (E), y la tolerancia de corrosión (C_{corr}).

$$t_{lc} = \frac{P \cdot R}{(S \cdot E - 0.40 \cdot P)} + C_{corr} \quad (8)$$

Reemplazando las condiciones iniciales en la ecuación 8 se tiene:

$$t_{cc} = 0.582 \text{ in}$$

Se escoge el valor superior es decir 0.584 in, con el cual se establece el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}) igual a 0.625 in.

4.4.2 Presión de trabajo máxima admisible

La presión de trabajo máxima admisible del cuerpo ($MAWP_c$) se determina utilizando la ecuación 9 considerando el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}), el radio interior del recipiente (R), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según la norma ASME sección II (S), la eficiencia de la soldadura (E) y la carga estática del fluido (P_e).

$$MAWP_c = \frac{S \cdot E \cdot t_{cn}}{R + 0.60 \cdot t_{cn}} - P_e \quad (9)$$

Sustituyendo en la ecuación 9 se obtiene:

$$MAWP_c = 346.61 \frac{lb}{in^2}$$

4.4.3 Presión máxima admisible

La presión máxima admisible del cuerpo (MAP_c) según UG-27(c)(1) se determina con la ecuación 10 considerando el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}), el radio interior del recipiente (R), la resistencia máxima de la tracción del material del recipiente según la norma ASME sección II (S) y la eficiencia de la soldadura (E).

$$MAP_c = \frac{S \cdot E \cdot t_{cn}}{R + 0.60 \cdot t_{cn}} \quad (10)$$

Sustituyendo en la ecuación 10 se obtiene:

$$MAP_c = 265.84 \frac{lb}{in^2}$$

4.4.4 Deformación de formación calculada (ε_{fc})

No tiene que exceder el 5 % para no realizarle tratamiento térmico después del conformado. Se utiliza la ecuación 11 considerando el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}), radio medio final del cuerpo (R_{fc}) y radio medio original del cuerpo (R_{oc}).

$$\varepsilon_{fc} = \left(\frac{50 \cdot t_{cn}}{R_{fc}} \right) \left(1 - \frac{R_{fc}}{R_{oc}} \right) \quad (11)$$

Radio medio final del cuerpo (R_{fc})

Se determina con la ecuación 12, considerando el radio interior del recipiente (R) y el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$R_{fc} = R + \frac{t_{cn}}{2} \quad , \quad (12)$$

Sustituyendo en la ecuación 12 se obtiene:

$$R_{fc} = 34.105 \text{ in}$$

Radio medio original del cuerpo (R_{oc})

Es infinito para la plancha plana. Sustituyendo en la ecuación 11 se determina:

$$\varepsilon_{fc} = 0.916 \%$$

$$0.916 \% \leq 5 \%$$

Al ser menor al 5 % el cuerpo del recipiente no va a requerir que se realice en el cuerpo un tratamiento térmico.

4.4.5 Tensión máxima permitida

La tensión máxima permitida del cuerpo (S_{CC}) se determina según UG-23(b) que establece que se debe seleccionar el menor valor entre el factor de esfuerzo de compresión (B) y la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) (ecuación 13).

$$S_{CC} = \min[B_c, S] \quad (13)$$

El factor de esfuerzo de compresión del cuerpo (B_c) se calcula con la ecuación 14 se considera el factor (A_c) y el módulo de elasticidad del material del recipiente ($E_{SA\ 516-70}$) determinado en la norma ASME sección II igual a 28800000 lb/in².

$$B_c = \frac{A_c \cdot E_{SA\ 516-70}}{2} \quad (14)$$

El factor (A_c) se determina con la ecuación 15 considerando el radio exterior del cuerpo (Ro_{1c}) y espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$A_c = \frac{0.125}{\frac{Ro_{1c}}{t_{cn}}} \quad (15)$$

El radio exterior del cuerpo (Ro_{1c}) se calcula mediante la ecuación 16 tomando en cuenta el radio interior del recipiente (R) y espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$Ro_{1c} = R + t_{cn} \quad (16)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 16, 15, 14 y 13 se tiene:

$$Ro_{1c} = 34.377 \text{ in}$$

$$A_c = 0.002$$

$$B_c = 30560 \frac{lb}{in^2}$$

$$S_{Cc} = 20000 \frac{lb}{in^2}$$

Este valor es mayor que la presión atmosférica.

4.4.6 Esfuerzos en el cuerpo del recipiente

En la Figura 15 se muestra los esfuerzos que se generan en el cuerpo de un recipiente debido a la presión interna; que son, el esfuerzo circunferencial y el esfuerzo longitudinal.

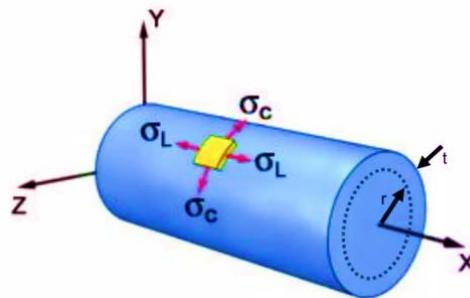


Figura 15 Esfuerzos en el cuerpo del recipiente [39]

El esfuerzo circunferencial del cuerpo (σ_{cc}) se calcula mediante la ecuación 17 y el esfuerzo longitudinal del cuerpo (σ_{lc}) con la ecuación 18, considerando el radio interior del recipiente (R) y espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$\sigma_{cc} = \frac{P \cdot R}{t_{cn}} \quad (17)$$

$$\sigma_{lc} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_{cn}} \quad (18)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\sigma_{cc} = 14556 \frac{lb}{in^2}$$
$$\sigma_{lc} = 7278 \frac{lb}{in^2}$$

4.4.7 Esfuerzo equivalente en el cuerpo del recipiente

El esfuerzo equivalente del cuerpo del recipiente se establece según la teoría de Von Mises (σ_{VMc}) utilizando la ecuación 19 considerando El esfuerzo circunferencial del cuerpo (σ_{cc}) y el esfuerzo longitudinal del cuerpo (σ_{lc}).

$$\sigma_{VMc} = \sqrt{\sigma_{cc}^2 + \sigma_{lc}^2 - \sigma_{cc} \cdot \sigma_{lc}} \quad (19)$$

Reemplazando los valores se determina:

$$\sigma_{VMc} = 12610 \frac{lb}{in^2}$$

4.4.8 Factor de seguridad en el cuerpo

El factor de seguridad del cuerpo (η_c) se calcula utilizando la ecuación 20 considerando la resistencia mínima de tracción del material del recipiente (S_T) igual a 70000 lb/in².

$$\eta_c = \frac{S_T}{\sigma_{VMc}} \quad (20)$$

Sustituyendo en la ecuación 20 se obtiene:

$$\eta_c = 5.55$$

4.5 Diseño de las cabezas del recipiente

Se considera las siguientes condiciones iniciales: radio interno del recipiente (R) igual 33.793 in, presión interna (P) de 269.33 lb/in², tolerancia de corrosión (C_{corr}) igual a 0.125 in., eficiencia de la soldadura (E) es igual a 1, resistencia máxima a la tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) de 20000 lb/in².

4.5.1 Espesor de la cabeza (t_B)

Se determina según UG-32(c), aplicando la ecuación 21 considerando la presión interna (P), el radio interior del recipiente, la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S), la eficiencia de la soldadura (E), y la tolerancia de corrosión (C_{corr}).

$$t_B = \frac{P \cdot R}{(2 \cdot S \cdot E - 0.20 \cdot P)} + C_{corr} \quad (21)$$

$$t_B = 0.353 \text{ in}$$

Se establece el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}) igual a 0.50 in.

4.5.2 Presión de trabajo máxima admisible ($MAWP_B$)

Según UG-32(c) se determina con la ecuación 22 considerando el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}), el radio interior del recipiente (R), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S), la eficiencia de la soldadura (E) y la carga estática del fluido (P_e).

$$MAWP_B = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{Bn}}{R + 0.20 \cdot t_{Bn}} - P_e \quad (22)$$

Sustituyendo en la ecuación 22 se obtiene:

$$MAWP_B = 570.86 \frac{lb}{in^2}$$

4.5.3 Presión máxima admisible de trabajo (MAP_B)

Según UG-32(c) se determina con la ecuación 23 considerando el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}), el radio interior del recipiente (R), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) y la eficiencia de la soldadura (E).

$$MAP_B = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{Bn}}{R + 0.20 \cdot t_{Bn}} \quad (23)$$

Sustituyendo en la ecuación 23 se obtiene:

$$MAP_B = 590.09 \frac{lb}{in^2}$$

4.5.4 Deformación de formación calculada (ε_{fB})

No tiene que exceder el 5 % para no realizarle tratamiento térmico después del conformado. Se utiliza la ecuación 24 considerando el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}), radio medio final de la cabeza (R_{fB}) y radio medio original de la cabeza (R_{OB}).

$$\varepsilon_{fB} = \left(\frac{75 \cdot t_{Bn}}{R_{fB}} \right) \left(1 - \frac{R_{fB}}{R_{OB}} \right) \quad (24)$$

Radio medio final de la cabeza (R_{fB}), se determina con la ecuación 25, considerando el radio interior del recipiente (R) y el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}).

$$R_{fB} = R + \frac{t_{Bn}}{2} \quad (25)$$

Reemplazando en la ecuación 25 se tiene:

$$R_{fB} = 34.043 \text{ in}$$

El radio medio original de la cabeza (R_{OB}), es infinito.

Sustituyendo en la ecuación 24 se determina:

$$\varepsilon_{fB} = 1.102 \%$$

$$1.102 \% \leq 5 \%$$

Al ser menor al 5 % las cabezas del recipiente no van a requerir un tratamiento térmico.

4.5.5 Tensión máxima permitida

La tensión máxima permitida de la cabeza (S_{CB}) se determina según UG-23(b) que establece que se debe seleccionar el menor valor entre el factor de esfuerzo de compresión de la cabeza (B_B) y la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) (ecuación 26).

$$S_{CB} = \min[B_B, S] \quad (26)$$

El factor de esfuerzo de compresión de la cabeza (B_C) se calcula con la ecuación 27 se considera el factor (A_B) y el módulo de elasticidad del material del recipiente ($E_{SA 516-70}$) determinado en la norma ASME sección II igual a 28800000 lb/in².

$$B_B = \frac{A_B \cdot E_{SA\ 516-70}}{2} \quad (27)$$

El factor (A_B) se determina con la ecuación 28 considerando el radio exterior de la cabeza (Ro_{1B}) y espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}).

$$A_B = \frac{0.125}{\frac{Ro_{1B}}{t_{Bn}}} \quad (28)$$

El radio exterior del cuerpo (Ro_{1B}) se calcula mediante la ecuación 29, tomando en cuenta el radio interior del recipiente (R) y espesor comercial del cuerpo (t_{Bn}).

$$Ro_{1B} = R + t_{Bn} \quad (29)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 29, 28, 27 y 26 se tiene:

$$Ro_{1B} = 34.146 \text{ in}$$

$$A_{cB} = 0.001$$

$$B_B = 18600 \frac{lb}{in^2}$$

$$S_{CB} = 18600 \frac{lb}{in^2}$$

La tensión máxima permitida de las cabezas es mayor a la presión atmosférica.

4.5.6 Esfuerzos en las cabezas del recipiente

Los esfuerzos que se generan en las cabezas semi elípticas del recipiente debido a la presión interna son el esfuerzo circunferencial y el esfuerzo longitudinal [40] que se detalla en la Figura 16.

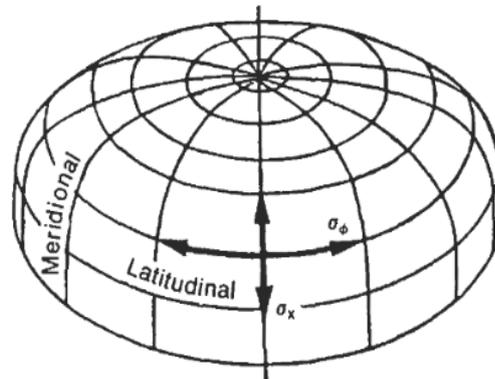


Figura 16 Esfuerzos en la cabeza [40]

El esfuerzo circunferencial de la cabeza (σ_{cB}) se calcula con la ecuación 30 y el esfuerzo longitudinal de la cabeza (σ_{lB}) con la ecuación 31, considerando el radio interior del recipiente (R), el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}) y la altura de la cabeza (h_B) igual 19.685 in.

$$\sigma_{cB} = \frac{P \cdot R^2}{2 \cdot t_{Bn} \cdot h_B} \quad (30)$$

$$\sigma_{lB} = \sigma_{cB} \quad (31)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 30 y 31 se tiene:

$$\sigma_{cB} = 15620$$

$$\sigma_{lB} = 15620 \frac{lb}{in^2}$$

4.5.7 Esfuerzo equivalente en la cabeza del recipiente

Se determina bajo la teoría de Von Mises (σ_{VMB}) utilizando la ecuación 32 considerando el esfuerzo circunferencial de la cabeza (σ_{cB}) y el esfuerzo longitudinal de la cabeza (σ_{lB}).

$$\sigma_{VMB} = \sqrt{\sigma_{cB}^2 + \sigma_{lB}^2 - \sigma_{cB} \cdot \sigma_{lB}} \quad (32)$$

Reemplazando los valores se determina:

$$\sigma_{VMB} = \sqrt{\left(15620 \frac{lb}{in^2}\right)^2 + \left(15620 \frac{lb}{in^2}\right)^2 - 15620 \frac{lb}{in^2} \cdot 15620 \frac{lb}{in^2}}$$

$$\sigma_{VMB} = 15620 \frac{lb}{in^2}$$

4.5.8 Factor de seguridad en la cabeza del recipiente

El factor de seguridad en la cabeza (η_B) se calcula utilizando la ecuación 33 considerando la resistencia mínima de tracción del material del recipiente (S_T).

$$\eta_c = \frac{S_T}{\sigma_{VMB}} \quad (33)$$

Sustituyendo en la ecuación 33 se obtiene:

$$\eta_B = 4.48$$

4.6 Diseño de las bocas

Las bocas necesarias se muestran en la Tabla 5, para el diseño de las bocas se debe calcular el espesor del cuello de la boca según UG- 45 y el área de compensación según la UG-37.

4.6.1 Cálculo de espesores

El espesor mínimo solicitado del cuello de las bocas se calcula bajo la UG-45 que clasifican a las bocas en: bocas para inspección y las demás bocas.

Bocas para inspección

El espesor mínimo solicitado de la boca (t_{UG-45}) es igual al espesor solicitado de pared de la boca (t_a), ecuación 34.

$$t_{UG-45} = t_a \quad (34)$$

Las demás bocas

El espesor mínimo solicitado de la boca (t_{UG-45}) es igual al máximo valor entre el espesor solicitado del cuello de la boca (t_a) y el espesor de la boca (t_b) ecuación 35.

$$t_{UG-45} = \max[t_a, t_b] \quad (35)$$

El espesor solicitado del cuello de la boca (t_a) se establece el máximo valor calculado bajo la UG-27 y la UG-22.

El espesor solicitado del cuello bajo la UG-27 (t_{aUG-27}) se determina con la ecuación 36 contemplando el espesor mínimo requerido del cuello de la boca (t_{rn}) y la tolerancia de corrosión (C_{corr}).

$$t_{aUG-27} = t_{rn} + C_{corr} \quad (36)$$

El espesor mínimo solicitado del cuello (t_{rn}) se calcula con la ecuación 37 que considera la presión interna (P), el radio interior de la boca (R_i), la resistencia

máxima de tracción del material del cuello de la boca según el ASME sección II (S_n) y la eficiencia de la soldadura (E).

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R_i}{(S_n \cdot E - 0.60 \cdot P)} \quad (37)$$

El radio interior de la boca (R_i) se determina aplicando la ecuación 38 que considera el diámetro exterior del cuello (d_e) y el espesor nominal de la boca (t_n) que son determinados en la tabla 2-1 la norma ASME B36.10 M [41] (Anexo 4).

$$R_i = \frac{d_e}{2} - t_n \quad (38)$$

El espesor solicitado del cuello de la boca para presión interna se establece según la UG-22 (t_{aUG-22}) determina las cargas externas para las bocas son igual a 0 in.

El espesor de la boca (t_b) se calcula con el mínimo valor entre el espesor dado (t_{b3}) y el mayor entre el espesor de la boca la según UG-32 (t_{b1}) y el espesor de la boca la según UG-16 (t_{b2}) ecuación 39.

$$t_b = \min[t_{b3}, \max[t_{b1}, t_{b2}]] \quad (39)$$

El espesor de la boca dado (t_{b3}) se calcula con la ecuación 40 que establece el espesor mínimo solicitado de la boca (t_{bT}) dado por la tabla UG-45 (Anexo 5) y tolerancia de corrosión (C_{cc}).

$$t_{b3} = t_{bT} + C_{cc} \quad (40)$$

La UG-32 establece que el espesor de la boca (t_{b1}) es igual al espesor comercial del cuerpo o cabeza (t). La UG-16 establece que el espesor de la boca (t_{b2}) es igual 0.0625 in.

Espesor disponible del cuello de la boca

Para determinar el espesor disponible de la boca (t_d) se toma en cuenta una tolerancia de fabricación del 12.5 % en el espesor nominal de la boca (t_n) bajo el ASME B16.11; ecuación 41.

$$t_d = (1 - 0.125) \cdot t_n \quad (41)$$

El espesor disponible del cuello de la boca (t_d) tiene que ser mayor o igual al espesor mínimo solicitado de la boca (t_{UG-45}) ecuación 42.

$$t_d \geq t_{UG-45} \quad (42)$$

4.6.2 Cálculo de las áreas

Las diferentes áreas de las bocas se determinan bajo la UG-37, en la Figura 17 se muestra el lado izquierdo para bocas con pared insertada en la pared del recipiente y el lado derecho para la está sobre la pared del recipiente.

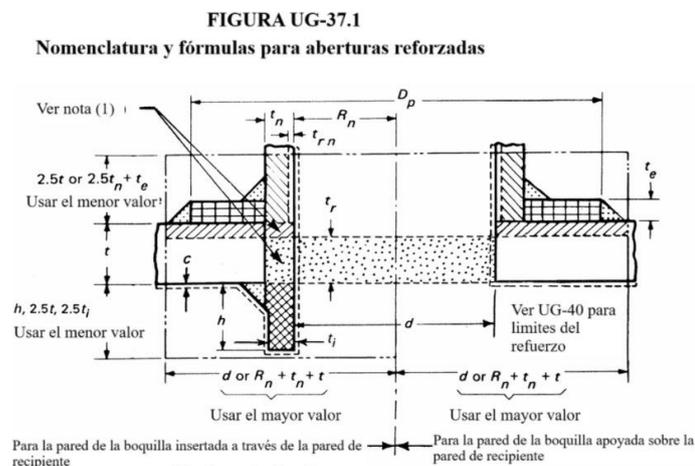


Figura 17 Áreas de las bocas [32]

Área requerida de la boca

La Figura 18 muestra el área requerida de la boca (A).

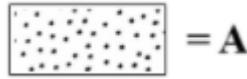


Figura 18 Área requerida de la boca [32]

El área requerida de la boca (A) se determina utilizando la ecuación 43 considerando el diámetro interno del cuello de la boca (d), el espesor solicitado del recipiente (t_r) determinado por la ecuación 7, factor de ajuste (F) (es igual a 1 según la UG-37), el espesor nominal de la boca (t_n) y el factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r1}).

$$A = d \cdot t_r \cdot F + (2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot (1 - f_{r1})) \quad (43)$$

El factor de disminución de resistencia de la boca (f_r) según los requerimientos se clasifica en (f_{r1}), (f_{r2}), (f_{r3}) y (f_{r4}) que se determinan con las ecuaciones 44 y 45, considerando la resistencia máxima de tracción del material del cuello de la boca según el ASME sección II (S_n) la resistencia máxima de tracción del material del refuerzo según el ASME sección II (S_p) y la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S).

$$f_{r1} = f_{r2} = \frac{S_n}{S} \quad (44)$$

$$f_{r3} = f_{r4} = \frac{S_p}{S} \quad (45)$$

En el cálculo de las áreas disponibles se debe considerar si la boca tiene o no refuerzo.

Área disponible en el recipiente

La Figura 19 muestra el área disponible en el recipiente (A_1).

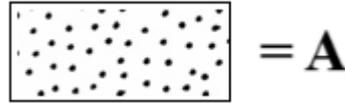


Figura 19 Área disponible en el recipiente [32]

Esta área disponible en el recipiente (A_1) se determina el mayor valor determinado por las ecuaciones 46 y 47, considerando el diámetro interno del cuello de la boca (d), el espesor solicitado del recipiente (t_r), factor de ajuste (F), el espesor nominal de la boca (t_n), el espesor comercial del cuerpo o cabeza (t), el Eficiencia de la soldadura (E_1) que para la categoría B y radiografía completa es igual 1, y el factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r1}).

$$A_1 = d \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \quad (46)$$

$$A_1 = 2 \cdot (t + t_n) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \quad (47)$$

Área disponible en la boca proyectada afuera

La Figura 20 muestra el área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente (A_2).



Figura 20 Área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente [32]

Esta área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente (A_2) se selecciona el valor inferior determinado entre las ecuaciones 48 y 49 para bocas sin refuerzo.

$$A_2 = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \quad (48)$$

$$A_2 = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t_n \quad (49)$$

Entre las ecuaciones 50 y 51 se selecciona el valor inferior determinado, para las bocas con refuerzo, considerando el espesor solicitado del cuello (t_{rn}), el espesor nominal de la boca (t_n), el espesor comercial del cuerpo o cabeza (t), el espesor del

refuerzo (t_e) es igual a (t) y El factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r2}).

$$A_2 = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \quad (50)$$

$$A_2 = 2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2.5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} \quad (51)$$

Área disponible para el refuerzo

La Figura 21 muestra el área disponible para el refuerzo cuando la boca se proyecta al interior del recipiente.

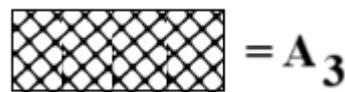


Figura 21 Área disponible para el refuerzo [32]

Esta área disponible para el refuerzo (A_3) se selecciona el valor inferior determinado entre las ecuaciones 52, 53 y 54, considerando, el espesor comercial del cuerpo o cabeza (t), el espesor nominal del entrante de la boca (t_i), la altura en el interior del recipiente del cuello de boca sobresale (h_i) que se debe considerar el menor valor entre las ecuaciones 55 y 56, el factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r2}) y el espesor solicitado del recipiente (t_r).

$$A_3 = 5 \cdot t \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (52)$$

$$A_3 = 5 \cdot t_i \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (53)$$

$$A_3 = 2 \cdot h_i \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (54)$$

$$h_i = 2.5 \cdot t_r \quad (55)$$

$$h_i = 2.5 \cdot t_i \quad (56)$$

Área disponible de la soldadura exterior de la boca

La Figura 22 muestra el área disponible de la soldadura exterior de la boca.



Figura 22 Área disponible de la soldadura exterior de la boca [32]

El área disponible de la soldadura exterior de la boca (A_{41}) se determina, considerando la longitud del filete de la soldadura (leg), factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r2}) y (f_{r3}), mediante la ecuación 57 para boca sin refuerzo:

$$A_{41} = leg^2 \cdot f_{r2} \quad (57)$$

Y mediante la ecuación 58 para bocas con refuerzo:

$$A_{41} = leg^2 \cdot f_{r3} \quad (58)$$

La longitud del filete de la soldadura (leg) se debe seleccionar según UW-16 el valor inferior determinado con las ecuaciones 59, 60 y 61 que consideran: el espesor comercial del cuerpo o cabeza (t), y el espesor nominal de la boca (t_n).

$$leg = t \quad (59)$$

$$leg = t_n \quad (60)$$

$$leg = 0.375 in \quad (61)$$

Área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca

Se calcula solo para las bocas con refuerzo, en la Figura 23 se muestra esta área.



Figura 23 Área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca [32]

El área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca (A_{42}) se calcula mediante la ecuación 62 considerando la longitud del filete de la soldadura (leg) y El factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r4}).

$$A_{42} = leg^2 \cdot f_{r4} \quad (62)$$

Área disponible de la soldadura interior de la boca

La Figura 24 muestra esta área.

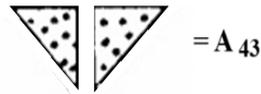


Figura 24 Área disponible de la soldadura interior de la boca [32]

El área disponible de la soldadura interior de la boca (A_{43}) se determina mediante la ecuación 63 considerando la longitud del filete de la soldadura (leg) y el factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r2}).

$$A_{43} = leg^2 \cdot f_{r2} \quad (63)$$

Área disponible del refuerzo de la boca

Se determina solo para las bocas que tienen refuerzo, en la Figura 25 se muestra esta área.

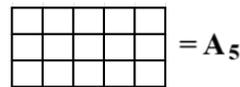


Figura 25 Área disponible del refuerzo de la boca [32]

Área disponible del refuerzo de la boca (A_5) se calcula utilizando la ecuación 64 que considera el diámetro externo del refuerzo (D_p), el diámetro interno del cuello de la boca (d), el espesor nominal de la boca (t_n), el espesor del refuerzo (t_e) y El factor de disminución de resistencia de la boca (f_{r4}).

$$A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot f_{r4} \quad (64)$$

Área disponible de la boca

Con las áreas disponibles se determina el área disponible total de la boca (A_d) con la ecuación 65 para bocas sin refuerzo y la ecuación 66 para bocas con refuerzo.

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \quad (65)$$

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} \quad (66)$$

El área disponible total de la boca (A_d) debe ser mayor o igual área requerida de la boca (A), ecuación 67.

$$A_d \geq A \quad (67)$$

4.6.3 Parámetros iniciales para las bocas

La Tabla 6 muestra los parámetros iniciales de todas las bocas, como servicio, el tipo de boca según el servicio: si es de inspección u otro tipo, ubicación de la boca: si está en el cuerpo o en alguna de las cabezas, material del cuerpo o de la cabeza, resistencia máxima de tracción del material del cuerpo y de las cabezas según el ASME sección II (S), el espesor solicitado del recipiente (t_r), el espesor comercial del cuerpo o la cabeza (t), elevación de la boca desde el suelo (H_{boq}) que servirá para determinar la carga estática (P_e) y juntamente con la presión de diseño (P_d) la presión interna (P), el diámetro nominal de las bocas, la cedula, el espesor nominal de la boca (t_n), el diámetro externo del cuello (d_e) (determinados en la tabla 2-1 la norma ASME B36.10 M), longitud del cuello (L_{cuello}), material del cuello de la boca, resistencia máxima de tracción del material del cuello de la boca según el ASME sección II (S_n), si la boca tiene o no refuerzo, material del refuerzo de la boca, resistencia máxima de tracción del material del refuerzo de la boca según el ASME sección II (S_p), eficiencia de la soldadura de la boca (E_1), tolerancia de corrosión en las bocas (C_{corr_b}), espesor mínimo solicitado de la boca (t_{bT}) dado por la tabla UG-45 (Anexo 4).

Tabla 6 Parámetros iniciales de las bocas

Boca	MH1	MH2	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7
Servicio	Agujero Hombre inferior	Agujero Hombre superior	Salida de GLP	Línea de seguridad	Venteo del Recipiente	Entrada de GLP	Drenaje	PI	TI
Tipo de boca (De inspección u otra)	De inspección	De inspección	Otra	Otra	Otra	Otra	Otra	Otra	Otra
Ubicación	Cuerpo	Cuerpo	Cuerpo	Cabeza Superior	Cabeza Superior	Cabeza Inferior	Cabeza Inferior	Cuerpo	Cuerpo
Material del cuerpo o de las cabezas					SA 516-70				
Resistencia máxima de tracción del material del cuerpo o de las cabezas según el ASME sección II $S \left(\frac{lb}{in^2} \right)$					20000				
Espesor solicitado del recipiente t_r (in)	0.584	0.584	0.584	0.353	0.353	0.353	0.353	0.584	0.584
Espesor comercial del cuerpo o la cabeza t (in)	0.625	0.625	0.625	0.50	0.50	0.50	0.50	0.625	0.625
Elevación de la boca desde el suelo H_{boq} (in)	101.7	335.04	337.80	380.31	377.56	56.61	58.27	101.57	102.76
Presión de diseño $P_d \left(\frac{lb}{in^2} \right)$					250				
Carga Estática $P_s \left(\frac{lb}{in^2} \right)$	5.789	5.789	1.285	0.466	0.518	6.642	6.61	5.789	
Diámetro nominal de la boca d_n (in)	24	24	3	4	0.75	3	2	0.75	1
Cedula	80	80	80	80	160	80	80	160	160
Diámetro externo del cuello d_e (in)	24	24	3.5	4.5	1.050	3.5	2.375	1.050	1.315
Espesor nominal de la boca t_n (in)	1.219	1.219	0.300	0.337	0.219	0.300	0.218	0.219	0.250
Longitud del cuello L_{cuello} (in)	10	10	5	5.75	4.19	5	4.375	4.19	4
Material del cuello de la boca					SA 106B				
Resistencia máxima de tracción del material del cuello de la boca según el ASME sección II $S_n \left(\frac{lb}{in^2} \right)$					17100				
Refuerzo	Si	Si	Si	Si	No	Si	No	No	No

Diámetro externo del refuerzo D_p (in)	40	40	6	8		6			
Material del refuerzo de la boca					SA 516-70				
Resistencia máxima de tracción del material del refuerzo de la boca según el ASME sección II S_p ($\frac{lb}{in^2}$)					20000				
Eficiencia de la soldadura de la boca E_1					1				
Tolerancia de corrosión en las bocas C_{corr_b} (in)					0.0625				
Espesor mínimo solicitado de la boca t_{bT} (in)			0.189	0.207	0.099	0.189	0.135	0.099	0.116

Con las condiciones iniciales se procede a diseñar cada una de las bocas.

4.6.4 Bocas MH1 y MH2

Estas bocas son de acceso para ejecutar el mantenimiento interno del recipiente, las dos bocas son iguales con la diferencia que están ubicadas a diferentes alturas, por lo cual se realiza el diseño de la boca más crítica es decir la boca MH1.

Con la elevación de la boca desde el suelo (H_{boq}) igual a 101.7 in se determina el nivel de operación del fluido con la ecuación 68 que considera la altura del recipiente desde la base (H_R) igual a 405.126 in, reemplazando se obtiene:

$$H_s = 405.126 \text{ in} - 101.7 \text{ in}$$

$$H_s = 303.426 \text{ in}$$

Se determina la carga estática (P_e) mediante la ecuación 5 y la presión interna (P) con la ecuación 6. Sustituyendo se obtiene:

$$P_e = 5.789 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$P = 255.789 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Espesor de la boca

Con la ecuación 38 se determina el radio interior de la boca (R_i) reemplazando se obtiene:

$$R_i = 10.781 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación 37 se determina el espesor mínimo solicitado del cuello (t_{rn}) y el espesor solicitado del cuello bajo la UG-27 (t_{aUG-27})

$$t_{rn} = 0.163 \text{ in}$$

$$t_{aUG-27} = 0.225 \text{ in}$$

El espesor solicitado del cuello para presión interna según la UG-22 (t_{aUG-22}) es igual a cero.

$$t_{aUG-22} = 0 \text{ in}$$

Se escoge el valor superior entre los dos, se tiene:

$$t_a = 0.225 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación 34 se tiene el espesor mínimo solicitado de la boca (t_{UG-45}):

$$t_{UG-45} = 0.225 \text{ in}$$

Se calcula el espesor disponible de la boca (t_d) con la ecuación 41, se tiene:

$$t_{disp} = 1.067 \text{ in}$$

Comparando estos dos valores con la ecuación 42 se tiene:

$$1.067 \text{ in} \geq 0.225 \text{ in}$$

Al cumplir la condición de la ecuación 42 se establece el cuello de la boca cumple con la norma.

Áreas de la boca

Esta boca tiene refuerzo por lo que se calcula los factores de disminución de resistencia de la boca (f_{r1}), (f_{r2}), (f_{r3}) y (f_{r4}) con las ecuaciones 44 y 45.

$$f_{r1} = f_{r2} = \frac{17100 \frac{lb}{in^2}}{20000 \frac{lb}{in^2}}$$

$$f_{r1} = f_{r2} = 0.855$$

$$f_{r3} = f_{r4} = \frac{20000 \frac{lb}{in^2}}{20000 \frac{lb}{in^2}}$$

$$f_{r3} = f_{r4} = 1$$

Reemplazando en la ecuación 43 para obtener el área requerida de la boca.

$$A = 12.799 \text{ in}^2$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 46 y 47 se determina el área disponible en el recipiente (A_1).

$$A_1 = 0.870 \text{ in}^2$$

$$A_1 = 0.215 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor superior, se tiene:

$$A_1 = 0.870 \text{ in}^2$$

Considerando el espesor del refuerzo (t_e) igual al espesor comercial del cuerpo de 0.625 in, sustituyendo en las ecuaciones 50 y 51 se calcula el área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente (A_2), se tiene:

$$A_2 = 2.822 \text{ in}^2$$

$$A_2 = 6.633 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor inferior entre las dos áreas, se obtiene:

$$A_2 = 2.822 \text{ in}^2$$

Para determinar el área disponible para el refuerzo (A_3) se aplica la ecuación 52, 53 y 54 primero se debe determinar la altura en el interior del recipiente del cuello de boca sobresale (h_i) con las ecuaciones 55 y 56; considerando el espesor nominal del entrante de la boca (t_i) igual a 1.219 in, al reemplazar se obtiene:

$$h_i = 1.460 \text{ in}$$

$$h_i = 3.048 \text{ in}$$

Se escoge el valor inferior:

$$h_i = 1.401 \text{ in}$$

$$A_3 = 3.257 \text{ in}^2$$

$$A_3 = 6.352 \text{ in}^2$$

$$A_3 = 2 \cdot 1.401 \text{ in} \cdot 1.219 \text{ in} \cdot 0.855$$

$$A_3 = 3.043 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor inferior, se tiene:

$$A_3 = 3.043 \text{ in}^2$$

Se determina la longitud del filete de la soldadura (*leg*) en las ecuaciones 59, 60 y 61

$$leg = 0.625 \text{ in}$$

$$leg = 1.219 \text{ in}$$

$$leg = 0.375 \text{ in}$$

Se escoge el valor inferior entre los tres, se tiene:

$$leg = 0.375 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación 58 se tiene el área disponible de la soldadura exterior de la boca (A_{41}), en la ecuación 63 para obtener área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca (A_{42}) y en la ecuación 63 para el área disponible de la soldadura interior de la boca (A_{43}), se tiene:

$$A_{41} = (0.375 \text{ in})^2 \cdot 1$$

$$A_{41} = 0.141 \text{ in}^2$$

$$A_{42} = (0.375 \text{ in})^2 \cdot 1$$

$$A_{42} = 0.141 \text{ in}^2$$

$$A_{43} = (0.375 \text{ in})^2 \cdot 0.855$$

$$A_{43} = 0.12 \text{ in}^2$$

Con la ecuación 64 se determina el área disponible del refuerzo de la boca (A_5) reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$A_5 = (40 \text{ in} - 21.562 \text{ in} - 2 \cdot 1.219 \text{ in}) \cdot 0.625 \text{ in} \cdot 1$$

$$A_5 = 10 \text{ in}^2$$

Con las áreas calculadas se reemplaza en la ecuación 66 para determinar el área disponible de la boca.

$$A_d = 0.870 \text{ in}^2 + 2.822 \text{ in}^2 + 3.043 \text{ in}^2 + 10 \text{ in}^2 + 0.141 \text{ in}^2 + 0.141 \text{ in}^2 + 0.12 \text{ in}^2$$

$$A_d = 17.137 \text{ in}^2$$

El área disponible de la boca (A_d) debe ser mayor o igual área requerida de la boca (A) (ecuación 67), El área disponible de la boca cumple la condición.

$$17.137 \text{ in}^2 \geq 12.799 \text{ in}^2$$

La boca de 24 in cedula 80 tiene el espesor y área disponibles necesarios por lo tanto el diseño de la boca cumple con la norma.

4.6.5 Bocas N1, N2, N3, N4, N5, N6, N7

Esta boca no es de inspección, tiene como finalidad la salida del GLP. Con la elevación de la boca desde el suelo (H_{boq}) igual a 337.80 in se determina el nivel de operación del fluido con la ecuación 68 que considera la altura del recipiente desde la base (H_R) igual a 405.126 in, Reemplazando se obtiene:

$$H_s = 405.126 \text{ in} - 337.80 \text{ in}$$

$$H_s = 67.326 \text{ in}$$

Se determina la carga estática (P_e) mediante la ecuación 5 y la presión interna (P) con la ecuación 6. Sustituyendo se obtiene:

$$P_e = 1.285 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$P = 251.285 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Espesor de la boca

Con la ecuación 38 se determina el radio interior de la boca (R_i) reemplazando los valores del diámetro exterior del cuello (d_e) y el espesor nominal de la boca (t_n) se tiene:

$$R_i = 1.45 \text{ in}$$

Sustituyendo en la ecuación 37 y 38 se determina el espesor mínimo solicitado del cuello (t_{rn}) y el espesor solicitado del cuello bajo la UG-27 (t_{aUG-27}).

$$t_{rn} = 0.021 \text{ in}$$

$$t_{aUG-27} = 0.084 \text{ in}$$

El espesor solicitado del cuello para presión interna bajo la UG-22 (t_{aUG-22}) es igual a cero.

$$t_{aUG-22} = 0 \text{ in}$$

Se escoge el valor superior entre los dos, se tiene:

$$t_a = 0.084 \text{ in}$$

El espesor de la boca dado (t_{b3}) se establece con la ecuación 40 considerando el espesor mínimo solicitado de la boca (t_{bT}) igual a 0.189 in y la tolerancia de corrosión (C_{cc}) igual a 0.0625 in.

$$t_{b3} = 0.252 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación 39 se tiene el espesor de la boca (t_b) :

$$t_b = \min[0.252 \text{ in}, \max[0.625 \text{ in}, 0.0625 \text{ in}]]$$

$$t_b = 0.252 \text{ in}$$

Sustituyendo en la ecuación 35 se obtiene el espesor mínimo solicitado de la boca (t_{UG-45}):

$$t_{UG-45} = \max[0.084 \text{ in}, 0.252 \text{ in}]$$

$$t_{UG-45} = 0.252 \text{ in}$$

Con la ecuación 41, se calcula el espesor disponible de la boca (t_d):

$$t_d = (0.875) \cdot 0.3 \text{ in}$$

$$t_{disp} = 0.263 \text{ in}$$

Comparando estos dos valores con la ecuación 42 se tiene:

$$t_d \geq t_{UG-45}$$

$$0.263 \text{ in} \geq 0.252 \text{ in}$$

Al cumplir la condición de la ecuación 42 se establece el cuello de la boca cumple con la norma.

Áreas de la boca

Para el cálculo de las áreas de esta boca se debe tomar en cuenta que tiene refuerzo. Se calcula los factores de disminución de resistencia de la boca (f_{r1}), (f_{r2}), (f_{r3}) y (f_{r4}) con las ecuaciones 44 y 45.

$$f_{r1} = f_{r2} = \frac{17100 \frac{lb}{in^2}}{20000 \frac{lb}{in^2}}$$

$$f_{r1} = f_{r2} = 0.855$$

$$f_{r3} = f_{r4} = \frac{20000 \frac{lb}{in^2}}{20000 \frac{lb}{in^2}}$$

$$f_{r3} = f_{r4} = 1$$

Sustituyendo en la ecuación 43 para obtener el área requerida de la boca.

$$A = 1.744 \text{ in}^2$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 46 y 47 se determina el área disponible en el recipiente (A_1).

$$A_1 = 0.115 \text{ in}^2$$

$$A_1 = 0.072 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor superior, se tiene:

$$A_1 = 0.115 \text{ in}^2$$

Considerando el espesor del refuerzo (t_e) igual al espesor comercial del cuerpo de 0.625 in, sustituyendo en las ecuaciones 50 y 51 se calcula el área disponible en la boca proyectada afuera del recipiente (A_2), se tiene:

$$A_2 = 0.744 \text{ in}^2$$

$$A_2 = 0.655 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor inferior entre las dos áreas, entonces se obtiene:

$$A_2 = 0.655 \text{ in}^2$$

Para determinar área disponible para el refuerzo (A_3) se aplica la ecuación 52, 53 y 54 primero se debe determinar la altura en el interior del recipiente del cuello de boca sobresale (h_i) con las ecuaciones 55 y 56; considerando el espesor nominal del entrante de la boca (t_i) igual a 0.30 in, reemplazando se obtiene:

$$h_i = 2.5 \cdot 0.584 \text{ in}$$

$$h_i = 1.460 \text{ in}$$

$$h_i = 2.5 \cdot 0.3 \text{ in}$$

$$h_i = 0.75 \text{ in}$$

Se escoge el valor inferior:

$$h_i = 0.75 \text{ in}$$

$$A_3 = 5 \cdot 0.625 \text{ in} \cdot 0.30 \text{ in} \cdot 0.855$$

$$A_3 = 0.802 \text{ in}^2$$

$$A_3 = 5 \cdot 0.30 \text{ in} \cdot 0.30 \text{ in} \cdot 0.855$$

$$A_3 = 0.385 \text{ in}^2$$

$$A_3 = 2 \cdot 0.75 \text{ in} \cdot 0.30 \text{ in} \cdot 0.855$$

$$A_3 = 0.385 \text{ in}^2$$

Se escoge el valor inferior, se tiene:

$$A_3 = 0.385 \text{ in}^2$$

Se determina la longitud del filete de la soldadura (*leg*) en las ecuaciones 59, 60 y 61.

$$leg = 0.625 \text{ in}$$

$$leg = 0.30 \text{ in}$$

$$leg = 0.375 \text{ in}$$

Se escoge el valor inferior entre los tres, se tiene:

$$leg = 0.30 \text{ in}$$

Reemplazando en la ecuación 58 se tiene el área disponible de la soldadura exterior de la boca (A_{41}), en la ecuación 63 para obtener área disponible de la soldadura en el refuerzo de la boca (A_{42}) y en la ecuación 63 para el área disponible de la soldadura interior de la boca (A_{43}), se tiene:

$$A_{41} = (0.30 \text{ in})^2 \cdot 1$$

$$A_{41} = 0.09 \text{ in}^2$$

$$A_{42} = (0.30 \text{ in})^2 \cdot 1$$

$$A_{42} = 0.09 \text{ in}^2$$

$$A_{43} = (0.30 \text{ in})^2 \cdot 0.855$$

$$A_{43} = 0.077 \text{ in}^2$$

Con la ecuación 64 se determina el área disponible del refuerzo de la boca (A_5) reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$A_5 = (6 \text{ in} - 2.9 \text{ in} - 2 \cdot 0.30 \text{ in}) \cdot 0.625 \text{ in} \cdot 1$$

$$A_5 = 1.563 \text{ in}^2$$

Con las áreas calculadas se reemplaza en la ecuación 66 para determinar el área disponible de la boca.

$$A_d = 2.974 \text{ in}^2$$

El área disponible de la boca (A_d) debe ser mayor o igual área requerida de la boca (A) (ecuación 67), El área disponible de la boca cumple la condición.

$$2.974 \text{ in}^2 \geq 1.744 \text{ in}^2$$

La boca de 3 in cedula 80 tiene el espesor y área disponibles necesarios por lo tanto el diseño de la boca cumple con la norma.

Con el desarrollo de los cálculos del literal 4.6.4 y 4.6.5 se obtiene las siguientes tablas 7 y 8 donde cumplen los espesores para las bocas y las áreas calculadas respectivamente y se observa que cumplen de acuerdo con la normativa

Tabla 7 Cálculo de espesores de las bocas

Boca	Servicio	Hboq	Hs [in]	Pe [ln/in ²]	P [lb/in ²]	Ri [in]	t _a [in]	t _b [in]	t _{UG-45} [in]	t _{disp} [in]	t _a >t _{UG-45}
MH1	Man hole	101,700	303,426	5,789	255,789	10,781	0,225	0,391	0,225	1,067	Cumple
MH2	Man hole	335,040	70,086	1,337	251,337	10,781	0,222	0,391	0,222	1,067	Cumple
N1	Salida de GLP	337,800	67,326	1,285	251,285	1,450	0,084	0,252	0,252	0,263	Cumple
N2	Línea de seguridad	380,310	24,816	0,473	250,473	1,913	0,091	0,270	0,270	0,295	Cumple
N3	Ventoeo del Recipiente	377,560	27,566	0,526	250,526	0,306	0,067	0,162	0,162	0,192	Cumple
N4	Entrada de GLP	56,614	348,512	6,650	256,650	1,450	0,084	0,252	0,252	0,263	Cumple
N5	Drenaje	58,270	346,856	6,618	256,618	0,938	0,077	0,198	0,198	0,219	Cumple
N6	PI	101,570	303,556	5,792	255,792	0,306	0,067	0,162	0,162	0,192	Cumple
N7	TI	102,760	302,366	5,769	255,769	0,408	0,069	0,179	0,179	0,219	Cumple

Tabla 8 Cálculo de espesores de las bocas

Boca	Servicio	A [in ²]	A ₁ [in ²]	A ₂ [in ²]	A ₃ [in ²]	A ₄₁ [in ²]	A ₄₂ [in ²]	A ₄₃ [in ²]	A ₅ [in ²]	A _d [in ²]	A [in ²]	A _d > A
MH1	Man hole	12.799	0.870	2.822	3.043	0.141	0.141	0.120	10.000	17.137	12.799	Cumple
MH2	Man hole	12.799	0.870	2.830	3.257	0.141	0.141	0.120	10.000	17.358	12.799	Cumple
N1	Salida de GLP	1.744	0.115	0.655	0.385	0.090	0.090	0.077	1.563	2.974	1.744	Cumple
N2	Línea de seguridad	1.385	0.548	0.660	0.486	0.114	0.114	0.097	1.750	3.768	1.385	Cumple
N3	Venteo del Recipiente	0.238	0.202	0.201	0.205	0.041	-	0.041	-	0.690	0.238	Cumple
N4	Entrada de GLP	1.054	0.414	0.594	0.385	0.090	0.090	0.077	1.250	2.900	1.054	Cumple
N5	Drenaje	0.687	0.265	0.252	0.267	0.053	-	0.053	-	0.891	0.687	Cumple
N6	PI	0.394	0.067	0.201	0.205	0.041	-	0.041	-	0.554	0.394	Cumple
N7	TI	0.518	0.069	0.261	0.267	0.053	-	0.053	-	0.703	0.518	Cumple

4.7 Cálculo de la masa del recipiente

Para calcular la masa del recipiente parado se considera: el cuerpo, las cabezas, las bocas, la malla y el soporte para la malla, a la masa total se le agrega un 6 % por la soldadura.

4.7.1 Masa del cuerpo cilíndrico

El volumen de la plancha del cuerpo (V_c) se determina con la ecuación 68 considerando el radio interno del recipiente (R) igual a 33.973 in, el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}) igual a 0.625 in, longitud del cuerpo (L) igual 288.18 in, y la densidad del acero (ρ_{acero}) igual a $284 \frac{lb}{in^3}$

$$V_c = 2 \cdot \pi \cdot \left(R + \frac{t_{cn}}{2} \right) \cdot t_{cn} \cdot L \quad (68)$$

Con la ecuación 69 se establece la masa del cuerpo cilíndrico (m_c)

$$m_c = \rho_{acero} \cdot V_c \quad (69)$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_c = 2 \cdot \pi \cdot \left(33.793 \text{ in} + \frac{0.625 \text{ in}}{2} \right) \cdot 0.625 \text{ in} \cdot 288.18 \text{ in}$$

$$V_c = 38570 \text{ in}^3$$

$$m_c = 0.284 \frac{lb}{in^3} \cdot 38570 \text{ in}^3$$

$$m_c = 10940 \text{ lb}$$

4.7.2 Masa de las cabezas semi elípticas

La masa de las cabezas (m_B) se determina con la ecuación 70, para lo cual primero se determina con la ecuación 71 [36], el volumen de la plancha de las cabezas (V_B) considerando el Radio interno del recipiente (R) igual a 33.973 in, el espesor comercial de la cabeza (t_{Bn}) igual a 0.50 in, las cabezas son semi elípticas con una longitud de la sección recta (L_1) igual a 1.98 in, y la densidad del acero (ρ_{acero}) igual a $284 \frac{lb}{in^3}$.

$$m_B = \rho_{acero} \cdot V_B \quad (70)$$

$$V_B = 2 \cdot 1.084 \cdot \left(2 \cdot \left(R + \frac{t_{cn}}{2} \right) \right)^2 \cdot t_{Bn} + 2 \cdot \pi \cdot \left(R + \frac{t_{Bn}}{2} \right) \cdot t_{Bn} \cdot L_1 \quad (71)$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_B = 2 \cdot 1.084 \cdot \left(2 \cdot \left(33.793 \text{ in} + \frac{0.5 \text{ in}}{2} \right) \right)^2 \cdot 0.5 \text{ in} + 2 \cdot \pi$$

$$\cdot \left(33.793 \text{ in} + \frac{0.5 \text{ in}}{2} \right) \cdot 0.5 \text{ in} \cdot 1.98 \text{ in}$$

$$V_B = 5449 \text{ in}^3$$

$$m_B = 0.284 \frac{lb}{in^3} \cdot 5449 \text{ in}^3$$

$$m_B = 1545 \text{ lb}$$

4.7.3 Masa de las bocas

La Tabla 9 muestra la masa de todas las bocas considerando el diámetro nominal, la cedula, la longitud del cuello de la boca y si va conectada a una brida Weld Neck, si tiene brida ciega con sus respectivos pernos.

Tabla 9 Masa de las bocas

Boq.	NPS	Cedula SCH	Longitud del cuello de la boca	Masa del cuello de boca m_l (lb)	Masa del refuerzo m_r (lb)	Masa de la brida weld neck m_{WN} (lb)	Masa de la brida ciega m_{hc} (lb)	Masa pernos m_{bp} (lb)	Masa total de la boca m_{th} (lb)
MH1	24	80	10	247.57	142.55	635.57	791.46	167.77	1985.00
MH2	24	80	10	247.57	142.55	635.57	791.46	167.77	1985.00
N1	3	80	5	4.275	3.306	16.424	-	-	24.006
N2	4	80	5.75	7.187	4.872	26.632	-	-	38.691
N3	0.75	160	4.19	0.678	-	2.954	-	-	3.632
N4	3	80	5	4.275	2.645	16.424	-	-	23.345
N5	2	80	4.375	2.07	-	8.003	-	-	10.073
N6	0.75	160	4.19	0.678	-	-	-	-	0.678
N7	1	160	4	0.95	-	-	-	-	0.950
Masa de las bocas (m_{boq})									4071.00

4.7.4 Masa de la malla

La malla está conformada por 67 platinas con un ancho de la platina (A_p) de 1 in, un espesor de la platina (t_p) de 0.079 in y una longitud promedio de la platina (L_p) de 50 in. Con estos valores y la densidad del acero se determina el volumen de la malla (V_m) con la ecuación 73 y posteriormente determinar la masa de la malla (m_m) con la ecuación 72.

$$m_m = \rho_{acero} \cdot V_m \quad (72)$$

$$V_m = 67 \cdot A_p \cdot t_p \cdot L_p \quad (73)$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_m = 67 \cdot 1 \text{ in} \cdot 0.079 \text{ in} \cdot 50 \text{ in}$$

$$V_m = 263.78 \text{ in}^3$$

$$m_m = 0.284 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \cdot 263.78 \text{ in}^3$$

$$m_m = 74.808 \text{ lb}$$

4.7.5 Masa del soporte de la malla

El soporte de la malla se considera 5 perfiles UPN 140 de 236.22 in de longitud del perfil (L_{UPN}) se establece con la ecuación 74 la longitud total del soporte (L_s), para determinar la masa del soporte (m_s) con la ecuación 75, también se considera la masa del perfil UPN 140 (m_{UPN140}) igual a $0.896 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$.

$$L_s = 5 \cdot L_{UPN} \quad (74)$$

$$m_s = L_s \cdot m_{UPN140} \quad (75)$$

Reemplazando en las ecuaciones 74 y 75 se tiene:

$$L_s = 1181.1 \text{ in}$$

$$m_s = 1058 \text{ lb}$$

4.7.6 Masa total del recipiente

La masa total del recipiente se obtiene con la ecuación 76 que suma todas las masas previamente calculadas más un 6% por la soldadura.

$$m_t = 1.06 \cdot (m_c + m_B + m_{boq} + m_m + m_s) \quad (76)$$

Se reemplaza los valores de la masa de los diferentes componentes del recipiente calculados en la ecuación 76, se tiene:

$$m_t = 18750 \text{ lb}$$

4.7.7 Tensión de compresión debida a la masa del recipiente

Se determina la tensión de compresión debida a la masa del recipiente (S_{mc}) con la ecuación 77, que toma en cuenta la masa total del recipiente (m_t), la circunferencia del cuerpo del recipiente sobre el diámetro medio (c) y el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$S_{mc} = \frac{m_t}{c \cdot t_{cn}} \quad (77)$$

La circunferencia del cuerpo del recipiente sobre el diámetro medio (c) se determina con la ecuación 78 que considera el radio interior del recipiente (R) y el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$c = \pi \cdot \left(R + \frac{t_{cn}}{2} \right) \quad (78)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 78 y 77 se tiene:

$$c = \pi \cdot \left(33.793 \text{ in} + \frac{0.625 \text{ in}}{2} \right)$$

$$c = 107.146 \text{ in}$$

$$S_{mc} = \frac{18750 \text{ lb}}{107.146 \text{ in} \cdot 0.625 \text{ in}}$$

$$S_{mc} = 279.994 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

El valor de $279.994 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$ es mucho menor a resistencia máxima a la tracción del material del recipiente según el ASME sección II $20000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$.

4.8 Diseño del recipiente para carga de viento

Para el diseño por carga por viento se utiliza la norma UBC-97, se determina la presión de diseño del viento, para calcular la fuerza cortante generada por el viento, el máximo momento causado por el viento y con estos valores determinar el espesor solicitado del recipiente por cargas de viento.

4.8.1 Presión de diseño del viento

La presión de diseño del viento (P_w) para edificios y estructuras se determinarán para cualquier altura de acuerdo con la ecuación 79 que considera el factor de ráfaga (C_e), coeficiente de presión (C_q), la presión de estancamiento del viento (q_s) y el factor de importancia (I_w).

$$P_w = C_e \cdot C_q \cdot q_s \cdot I_w \quad (79)$$

El factor de ráfaga (C_e), se determina en la Tabla 8 que está condicionado de la altura respecto al nivel medio del suelo (H_R) y la exposición.

La altura respecto al nivel medio del suelo (H_R) se encuentra con la ecuación 80 en la que interviene la longitud del cuerpo (L), la altura de la cabeza (h) y la altura del faldón (H_f).

$$H_R = L + h + H_f \quad (80)$$

La longitud del cuerpo (L) es igual a 24 ft, mientras que la altura de la cabeza se determina con la ecuación 81 que indica que es igual al radio interior de la cabeza, dividido para dos, según lo indicado en la Figura 26.

$$h = \frac{R}{2} \quad (81)$$

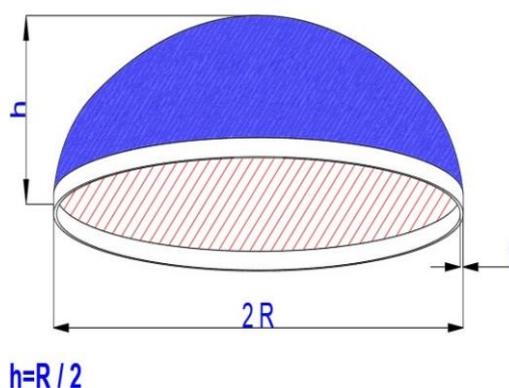


Figura 26 Dimensiones de la cabeza elipsoidal

Reemplazando la ecuación 81 se tiene

$$h = 16.896 \text{ in} = 1.408 \text{ ft}$$

La altura del faldón es igual al diámetro exterior del recipiente (D_e) más una holgura para el drenaje y mantenimiento (se incrementa en un 12.5 %), ecuación 82.

$$H_f = 1.125 \cdot D_e \quad (82)$$

El radio exterior del recipiente (R_e) se determina con la ecuación 83 mientras que el diámetro exterior del recipiente (D_e) con la ecuación 84.

$$R_e = R + t_{cn} \quad (83)$$

$$D_e = 2 \cdot R_e \quad (84)$$

Reemplazando en las ecuaciones 82, 83 y 84 se tiene:

$$R_e = 34.418 \text{ in} = 2.868 \text{ ft}$$

$$D_e = 5.736 \text{ ft}$$

$$H_f = 6.453 \text{ ft}$$

Reemplazando en la ecuación 80 se tiene:

$$H_R = 31.877 \text{ ft}$$

Con este valor, en la Tabla 10 se interpola entre los valores de altura de 30 y 40 y para una exposición C, se tiene el valor del factor de ráfaga (C_e) igual a 1.245.

Tabla 10 Factor de ráfaga [37]

Altura sobre el nivel medio del suelo [ft]	Exposición		
	B	C	D
0-15	0.62	1.06	1.39
20	0.67	1.13	1.45
25	0.72	1.19	1.50
30	0,76	1.23	1.54
40	0.84	1.31	1.62
60	0.95	1.43	1.73
80	1.04	1.53	1.81
100	1.13	1.61	1.88
120	1.20	1.67	1.93
160	1.31	1.79	2.02
200	1.42	1.87	2.10
300	1.63	2.05	2.23
400	1.80	2.19	2.34

El coeficiente de presión (C_q) según la norma es igual a 0.8 para recipientes cilíndricos.

En la Tabla 11, se encuentra el detalle de la presión de estancamiento del viento (q_s), considerando que esta depende de la velocidad del viento.

Tabla 11 Presión de estancamiento del viento [37]

Velocidad del viento $v_v \left(\frac{mi}{h} \right)$	70	80	90	100	110	120	130
Presión $q_s \left(\frac{lb}{ft^2} \right)$	12.6	16.4	20.8	25.6	31.0	36.9	43.3

Para una velocidad de $70 \frac{mi}{h}$ se tiene una presión de estancamiento del viento (q_s) igual a $12.6 \frac{lb}{ft^2}$. El factor de importancia (I_w) es igual a 1.15 para recipientes cilíndricos.

Sustituyendo en la ecuación 79 se obtiene:

$$P_w = 14.432 \frac{lb}{ft^2}$$

4.8.2 Fuerza cortante producida por el viento

La fuerza cortante producida por el viento se determina con la ecuación 85 que considera la presión de diseño del viento (P_w), el diámetro exterior del recipiente (D_e) y la altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H).

$$V_w = P_w \cdot D_e \cdot H \tag{85}$$

La altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H) se determina con la ecuación 86 que incluye la altura del faldón (H_f) y la longitud del cuerpo (L).

$$H = H_f + L \tag{86}$$

Sustituyendo en la ecuación 86 se obtiene:

$$H = 30.453 \text{ ft}$$

Reemplazando los valores calculados anteriormente en la ecuación 85 se obtiene la fuerza cortante producida por el viento (V_w).

$$V_w = 14.432 \frac{lb}{ft^2} \cdot 5.736 ft \cdot 30.453 ft$$

$$V_w = 2521 lb$$

4.8.3 Máximo momento causado por el viento

El máximo momento causado por el viento (M_w) se calcula con la ecuación 87 tomando en cuenta la fuerza cortante producida por el viento (V_w) y el brazo de la palanca (h_1) (Ecuación 88)

$$M_w = V_w \cdot h_1 \tag{87}$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \tag{88}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 87 y 88 se tiene:

$$h_1 = 15.227 ft$$

$$M_w = 38390 lb ft = 460700 lb in$$

4.8.4 Momento en la línea tangente inferior

La ecuación 89 permite determinar el momento en la línea tangente inferior (M_t).

$$M_t = M_w - H_f \cdot (V_w - 0.5 \cdot P_w \cdot D_e \cdot H_f) \tag{89}$$

Reemplazando se obtiene:

$$M_t = 38390 \text{ lb ft} - 6.453 \text{ ft} \cdot \left(2521 \text{ lb} - 0.5 \cdot 14.432 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 5.736 \text{ ft} \cdot 6.453 \text{ ft} \right)$$

$$M_t = 23840 \text{ lb ft} = 286100 \text{ lb in}$$

4.8.5 Espesor requerido del recipiente por cargas de viento

La ecuación 90 determina el espesor requerido del recipiente por cargas de viento por que considera el máximo momento causado por el viento (M_w), el radio exterior del recipiente (R_e), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) y la eficiencia de la soldadura (E).

$$t_w = 12 \cdot \frac{M_w}{\pi \cdot R_e^2 \cdot S \cdot E} \quad (90)$$

Reemplazando en la ecuación 90 se tiene:

$$t_w = 12 \cdot \frac{460700 \text{ lb in}}{\pi \cdot (34.416 \text{ in})^2 \cdot 20000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \cdot 1}$$

$$t_w = 0.061 \text{ in}$$

4.8.6 Esfuerzo causado por la carga de viento

La ecuación 91 considera el máximo momento causado por el viento (M_w), el radio exterior del recipiente (R_e), el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}) y se utiliza para determinar el esfuerzo causado por la fuerza del viento (S_w).

$$S_w = 12 \cdot \frac{M_w}{\pi \cdot R_e^2 \cdot t_{cn}} \quad (91)$$

Sustituyendo en la ecuación 91, se obtiene:

$$S_w = 12 \cdot \frac{460700 \text{ lb in}}{\pi \cdot (34.416 \text{ in})^2 \cdot 0.625 \text{ in}}$$

$$S_w = 2377 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Este esfuerzo es de $2377 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$ es menor a $20\,000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$ la resistencia del material lo que implica que el espesor comercial escogido por la presión interna cumple con los parámetros del esfuerzo del viento.

4.8.7 Cálculo por vibración

Como resultado de las cargas del viento, el recipiente desarrolla vibración. El periodo de vibración tiene que ser limitado, debido a que grandes períodos naturales de vibración puede provocar fallas por fatiga [42]. Para evitar las fallas por fatiga se debe validar que el periodo de vibración real (T) no exceda al máximo periodo de vibración admisible (T_a) como muestra en la ecuación 92 [42].

$$T \leq T_a \tag{92}$$

El periodo de vibración real (T) se encuentra utilizando la ecuación 93 y el máximo periodo de vibración admisible con la ecuación 94, que consideran la altura del recipiente con el faldón (H) el diámetro exterior del recipiente (D_e), la masa del recipiente por cada pie de altura (m_1), el espesor del faldón en pulgadas (t_f), la masa total del recipiente (m_t), la fuerza cortante por sismo (V_s) y la gravedad (g) igual a $32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$.

$$T = 0.0000625 \cdot \left(\frac{H}{D_e}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{m_1 \cdot D_e}{t_f}} \tag{93}$$

$$T_a = 0.80 \cdot \sqrt{\frac{m_t \cdot H}{V_s \cdot g}} \quad (94)$$

La masa del recipiente por cada pie de altura (m_1) se determina dividiendo la masa total del recipiente (m_t) para la altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H) (ecuación 95).

$$m_1 = \frac{m_t}{H} \quad (95)$$

Se considera que el espesor del faldón es igual al espesor comercial de la cabeza es decir 0.5 in.

Reemplazando en las ecuaciones 93 y 95, se tiene:

$$m_1 = 615.697 \frac{lb}{ft}$$

$$T = 0.063 \text{ s}$$

Se determina la fuerza cortante por sismo (V_s) con la ecuación 96 que considera el coeficiente sísmico (Z) y la masa total del recipiente (m_t).

$$V_s = Z \cdot m_t \quad (96)$$

El coeficiente sísmico depende del lugar en el que el recipiente va a operar; en este caso, va a estar ubicado en la refinería de Shushufindi según lo indicado en la Figura 27.

$$V_s = 2813 \text{ lb}$$

$$T_a = 2.009 \text{ s}$$

$$0.063 \text{ s} \leq 2.009 \text{ s}$$

Como el periodo de vibración real no excede al máximo periodo de vibración admisible se puede decir que no se va a producir las fallas por fatiga en el recipiente.

4.9 Diseño del recipiente por carga sísmica

Para el diseño del recipiente para carga sísmica se considera la norma UBC-97 para sismo, que permite determinar la fuerza cortante sísmica, el máximo momento causado por carga sísmica, el espesor requerido del recipiente por carga sísmica y el esfuerzo causado por carga sísmica [42] [33].

4.9.1 Fuerza cortante sísmica

La fuerza cortante sísmica (V_{s1}) se determina con la ecuación 97 que considera el factor sísmico (Z), el factor de importancia (I_s), el coeficiente numérico (C_s), la masa total del recipiente (m_t) y el coeficiente numérico (R_w).

$$V_{s1} = \frac{Z \cdot I_s \cdot C_s \cdot m_t}{R_w} \quad (97)$$

El factor de importancia (I_s) es igual a 1 para recipientes

El coeficiente numérico (C_s) se determina con la ecuación 98 que considera el coeficiente de sitio para las características del suelo (S_s) y el periodo de vibración (T_s).

$$C_s = 1.25 \cdot \frac{S_s}{T_s^{\frac{2}{3}}} \quad (98)$$

El coeficiente de sitio para las características del suelo (S_s) depende del suelo en donde va a estar ubicado el recipiente, para este caso se considera igual a 1.5.

El periodo de vibración (T_s) se calcula utilizando la ecuación 99 que considera el coeficiente numérico (C) es igual a 0.035 y la altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H).

$$T_s = C \cdot H^{\frac{3}{4}} \quad (99)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 99 y 98 se tiene:

$$T_s = 0.417$$

$$C_s = 3.357$$

El coeficiente numérico (R_w) es igual a 2.9 para recipientes. Reemplazando en la ecuación 97 se obtiene:

$$V_{s1} = \frac{0.15 \cdot 1 \cdot 3.357 \cdot 18750 \text{ lb}}{2.9}$$

$$V_{s1} = 3256 \text{ lb}$$

4.9.2 Máximo momento causado por la carga sísmica (M_S)

Se determina con la ecuación 100, que toma en cuenta la fuerza sísmica horizontal total en la parte superior del recipiente (F_t), la altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H) y la fuerza cortante sísmica (V_{s1}).

$$M_S = F_t \cdot H + (V_{s1} - F_t) \cdot 2 \cdot \frac{H}{3} \quad (100)$$

La fuerza sísmica horizontal total en la parte superior del recipiente (F_t) es igual a 0 debido a que el periodo de vibración (T_s) es menor a 0.7.

Reemplazando en la ecuación 100 se obtiene:

$$M_S = 66110 \text{ lb ft} = 793300 \text{ lb in}$$

4.9.3 Espesor requerido del recipiente por la carga sísmica

Se determina con la ecuación 101 y considera el máximo momento generado por la carga sísmica (M_S), el radio medio del recipiente (R_m), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) y la eficiencia de la soldadura (E).

$$t_s = \frac{12 \cdot M_S}{\pi \cdot R_m^2 \cdot S \cdot E} \quad (101)$$

El radio medio del recipiente (R_m) se calcula con la ecuación 102 que relaciona el radio interno del recipiente (R) y el espesor comercial de cuerpo del recipiente (t_{cn}).

$$R_m = R + \frac{t_{cn}}{2} \quad (102)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 101 y 102 se tiene:

$$R_m = 34.106 \text{ in}$$

$$t_s = 0.13 \text{ in}$$

4.9.4 Esfuerzo causado por la carga sísmica (S_s)

Se determina con la ecuación 103 que considera el máximo momento causado por el sismo (M_s), el radio medio del recipiente (R_m), el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$S_s = 12 \cdot \frac{M_s}{\pi \cdot R_m^2 \cdot t_{cn}} \quad (103)$$

Reemplazando se obtiene:

$$S_w = 4168 \frac{lb}{in^2}$$

Este esfuerzo es de $4168 \frac{lb}{in^2}$ es menor a $20000 \frac{lb}{in^2}$, valor correspondiente a la resistencia del acero SA-516 Gr 70; por lo tanto, el espesor comercial escogido cumple los parámetros de esfuerzos por el sismo.

4.10 Diseño del recipiente por deflexión

Los recipientes verticales deben ser diseñados por deflexión que no tiene que superar las 6 in por cada 100 ft de altura [45], según lo indicado en la Figura 29.

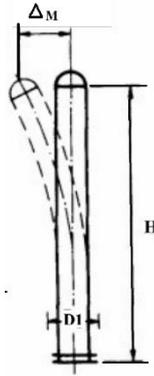


Figura 29 Deflexión de los recipientes verticales [37]

La máxima deflexión (Δ_M) se determina con la ecuación 104 que considera la presión de diseño del viento (P_w), el diámetro exterior del recipiente (D_e), la altura del cuerpo del recipiente incluyendo el faldón (H), el módulo de elasticidad del material del cuerpo (E_{young}) y el momento de inercia del cuerpo cilíndrico (I_c).

$$\Delta_M = \frac{P_w \cdot D_e \cdot H \cdot (12 \cdot H)^3}{8 \cdot E_{young} \cdot I_c} \quad (104)$$

El momento de inercia del cuerpo cilíndrico (I_c) se determina con la ecuación 105 que considera el radio medio del recipiente (R_m) y el espesor comercial del cuerpo (t_{cn}).

$$I_c = \pi \cdot R_m^3 \cdot t_{cn} \quad (105)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 104 y 105 se tiene:

$$I_c = 77890 \text{ in}^4$$

$$\Delta_M = 11.847 \text{ in}$$

Se determina la deflexión admisible (Δ_a) con la ecuación 106.

$$\Delta_a = \frac{H \cdot 6}{100} \quad (106)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\Delta_a = 21.926 \text{ in}$$

$$\Delta_M \leq \Delta_a$$

$$11.847 \text{ in} \leq 21.926 \text{ in}$$

La deflexión máxima no excede a la deflexión admisible el recipiente el diseño es satisfactorio.

4.11 Diseño del faldón

Los recipientes verticales deben contar con un soporte seguro y estable. El faldón es uno de los soportes más usados y satisfactorios. Se une mediante soldadura continua a la cabeza del recipiente. La Figura 30 muestra el tipo más común de unión del faldón a la cabeza. En la determinación del tamaño de soldadura requerido, se considera la información de eficiencias de la unión suministrados por la UW 12 [42]. El faldón que se considera para este recipiente es el primero que se visualiza en la Figura 29, mismo que tiene una eficiencia de la soldadura entre faldón y cabeza (E_f) igual a 0.6.

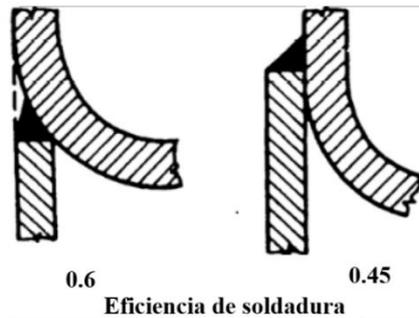


Figura 30 Tipos de faldón a la cabeza del recipiente [37]

El espesor requerido del faldón (t_f) se calcula con la ecuación 107 que considera el momento causado en el faldón (M_f), el radio exterior del faldón (R_f), la resistencia máxima de tracción del material del recipiente según el ASME sección II (S) y la eficiencia de la soldadura entre faldón y cabeza (E_f), la masa de operación (m_o) y el diámetro exterior del faldón (D_f).

$$t_f = \frac{12 \cdot M_f}{\pi \cdot (R_f)^2 \cdot S \cdot E_f} + \frac{m_o}{\pi \cdot D_f \cdot S \cdot E_f} \quad (107)$$

Para determinar el momento causado en el faldón (M_f) se selecciona el valor superior entre el máximo momento causado por el viento (M_w) y el máximo momento causado por la carga sísmica teniendo un valor igual a 793300 *lb in*.

La masa de operación (m_o) se calcula sumando la masa total del recipiente (m_t) y la masa del fluido del recipiente (m_{fluido}) (ecuación 108). La masa del fluido se considera la del GLP y de las aminas con un valor de 34480 lb.

$$m_o = m_t + m_{fluido} \quad (108)$$

El diámetro exterior del faldón (D_f) se determina con la ecuación 109 que toma en cuenta el radio interior del recipiente (R) y el espesor del faldón (t_{f1}).

$$D_f = 2 \cdot R + 2 \cdot t_{f1} \quad (109)$$

Para calcular radio exterior del faldón (R_f) se utiliza la ecuación 110 considerando la mitad del diámetro exterior del faldón (D_f).

$$R_f = \frac{D_f}{2} \quad (110)$$

Se considera igual al espesor comercial de la cabeza de 0.5 in.

Reemplazando en las ecuaciones 107, 108, 109 y 110 se tiene:

$$m_o = 53230 \text{ lb}$$

$$D_f = 68.586 \text{ in}$$

$$R_f = 34.293 \text{ in}$$

$$t_f = 0.235 \text{ in}$$

Para optimizar el material se considera como espesor comercial del faldón igual al de la cabeza de 0.5 in.

4.12 Diseño de los pernos de anclaje

El recipiente vertical debe ser sujetado a la cimentación de concreto o a otra estructura mediante pernos de anclaje y el anillo de base. El número de pernos de anclaje tiene que ser múltiplo de cuatro y para torres altas de preferencia se usa ocho pernos como mínimo.

Diámetro de los pernos de anclaje.

Para calcular el tamaño requerido de los pernos, solo se puede tener en cuenta el área dentro de la raíz de las roscas. Las áreas de los pernos se muestran en la Tabla 10 [37].

Para pernos de anclaje y diseño de base se tiene dos métodos:

- Método aproximado que puede ser satisfactorio en varios casos
- Método que ofrezca una investigación más detallada cuando las condiciones de carga y otras circunstancias lo hagan necesario [37].

Un método simple para diseñar pernos de anclaje es asumir que los pernos se reemplazan por un anillo continuo cuyo diámetro es igual al círculo del perno. El área requerida de pernos se calculará para la condición del recipiente vacío.

4.12.1 La máxima tensión

La máxima tensión (T_p) se calcula con la ecuación 111, que toma en cuenta el máximo momento en la base (M), el área dentro el círculo del perno (A_B), la masa total del recipiente (m_t) y la longitud del círculo del perno (C_B).

$$T_p = \frac{12 \cdot M}{A_B} - \frac{m_t}{C_B} \quad (111)$$

El área dentro el círculo del perno (A_B), se determina con la ecuación 112 que considera el diámetro del círculo del perno (D_{ep})

$$A_B = \frac{\pi \cdot D_{ep}^2}{4} \quad (112)$$

La longitud del círculo del perno (C_B) se determina con la ecuación 113, multiplicando la constante π por el diámetro del círculo del perno (D_{ep}).

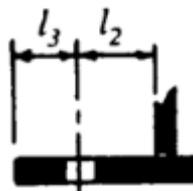
$$C_B = \pi \cdot D_{ep} \quad (113)$$

El diámetro del círculo del perno (D_{ep}) se calcula con la ecuación 114 que considera el diámetro exterior del faldón (D_f) y la longitud preliminar entre el faldón y el diámetro del círculo de pernos (l_{2p}).

$$D_{ep} = D_f + 2 \cdot l_{2p} \quad (114)$$

Para determinar la longitud preliminar entre el faldón y el diámetro del círculo de pernos (l_{2p}) se selecciona un determinado diámetro de perno que este caso se escoge el perno diámetro 2 in de la Tabla 12, para este perno se tiene una longitud preliminar entre el faldón y el diámetro del círculo de pernos (l_{2p}) igual a $2 \frac{1}{2}$ in .

Tabla 12 Dimensiones de pernos de anclaje [37]



Tamaño del perno	Área requerida de un perno A_r (in ²)	Dimensiones (in)	
		l_2	l_3
$\frac{1}{2}$	0.126	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$
$\frac{5}{8}$	0.202	1	$\frac{3}{4}$
$\frac{3}{4}$	0.302	$1 \frac{1}{8}$	$\frac{13}{16}$
$\frac{7}{8}$	0.419	$1 \frac{1}{4}$	$\frac{15}{16}$

1	0.551	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{16}$
$1\frac{1}{8}$	0.693	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	0.890	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{8}$	1.054	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{3}{8}$
$1\frac{1}{2}$	1.294	2	$1\frac{1}{2}$
$1\frac{5}{8}$	1.515	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{8}$
$1\frac{3}{4}$	1.744	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4}$
$1\frac{7}{8}$	2.049	$2\frac{3}{8}$	$1\frac{7}{8}$
2	2.300	$2\frac{1}{2}$	2
$2\frac{1}{4}$	3.020	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{2}$	3.715	$3\frac{1}{16}$	$2\frac{3}{8}$
$2\frac{3}{4}$	4.618	$3\frac{3}{8}$	$2\frac{5}{8}$
3	5.621	$3\frac{5}{8}$	$2\frac{7}{8}$

Reemplazando en la ecuación 114 se obtiene:

$$D_{ep} = 73.586 \text{ in}$$

Con este valor en la Tabla 13 se determina la cantidad de pernos de anclaje, que para 73.586 in esta dentro del rango entre 60 a 78 in teniendo la cantidad de pernos (N) igual a 12.

Tabla 13 Número de pernos de anclaje [37]

Diámetro del círculo del perno	Mínimo	Máximo
D_{ep} (in)	N	N
24 a 36	4	4
42 a 54	8	8

60 a 78	12	12
84 a 102	12	16
108 a 126	16	20
132 a 144	20	24

Reemplazando el valor del diámetro del círculo del perno (D_{ep}) igual a 73.336 in en las ecuaciones 112 y 113 se tiene:

$$A_B = 4253 \text{ in}^2$$

$$C_B = 231.177 \text{ in}$$

El máximo momento en la base (M) se escoge el valor superior entre el máximo momento causado por el viento (M_w) y el máximo momento causado por la carga sísmica teniendo un valor igual a 748400 $lb * in$.

Reemplazando en la ecuación 111 se tiene la tensión máxima:

$$T_p = 2157 \frac{lb}{in}$$

4.12.2 Área requerida de un perno

Se debe calcular el área requerida de un perno (B_A) con la ecuación 115, que considera la máxima tensión (T_p), la longitud del círculo del perno (C_B), el máximo esfuerzo permitido del material de los pernos (S_B), y la cantidad de pernos (N).

$$B_A = \frac{T_p \cdot C_B}{S_B \cdot N} \quad (115)$$

El máximo esfuerzo permitido del material de los pernos se determina de la Tabla 14 que depende del material y diámetro del perno, por lo tanto, para el acero SA 193 B7 y diámetros menores a 2.5 in se tiene un valor de 19000 psi .

Tabla 14 Máximo esfuerzo permitido del material de los pernos [37]

Número de especificación	Diámetro del perno (in)	Máximo esfuerzo permitido S_B (lb/in ²)
SA 307	Todos los diámetros	15000
SA 193 B7	Menores de 2.5	19000
SA 193 B16	Menores de 2.5	17000
SA 193 B7	Mayores de 2.5 y menores a 4	18000
SA 193 B16	Mayores de 2.5 y menores a 4	15000

Reemplazando en la ecuación 115 se tiene:

$$B_A = 2.187 \text{ in}^2$$

El valor de 2.187 in^2 es menor que el área dentro el círculo del perno (A_B) de la Tabla 13 igual a 2.30 in^2 que corresponde al perno de 2 in significa que el diámetro seleccionado cumple con el diseño.

4.12.3 Esfuerzo en los pernos de anclaje

El esfuerzo en los pernos de anclaje (S_{B1}) se calcula con la ecuación 116, que considera la máxima tensión (T_p), la longitud del círculo del perno (C_B), el área requerida de un perno (B_A) y la cantidad de pernos (N).

$$S_{B1} = \frac{T_p \cdot C_B}{B_A \cdot N} \quad (116)$$

El valor de 2.30 in^2 se reemplaza en la ecuación 116 para calcular el esfuerzo en los pernos de anclaje (S_{B1}).

$$S_{B1} = 18070 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Al obtener un valor menor del máximo esfuerzo permitido del material de los pernos de 19000 el perno de 2 in de acero SA 193 B7 cumple con los requerimientos en dimensiones y en esfuerzos.

4.13 Diseño de anillo base

Las fórmulas se basan en las siguientes consideraciones.

- La superficie de apoyo del anillo de base deberá ser lo suficientemente grande como para distribuir la carga uniformemente sobre la base de hormigón y, por lo tanto, no exceder la carga de soporte permitida de la base.
- El espesor del anillo base deberá resistir la tensión de flexión inducida por el viento o el terremoto [37].

4.13.1 Ancho aproximado del anillo base

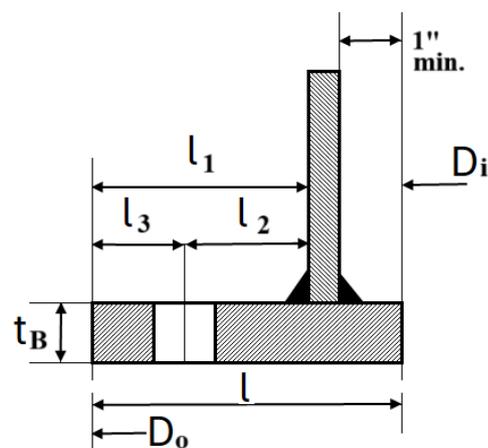


Figura 31 Dimensiones del anillo base

Se calcula el ancho aproximado del anillo base (l) (Ver Figura 31) con la ecuación 117 que toma en cuenta la compresión máxima (P_c) y la carga segura del apoyo en el concreto (f_b).

$$l = \frac{P_c}{f_b} \quad (117)$$

La compresión máxima (P_c) se determina mediante la ecuación 118 que toma en cuenta el máximo momento en la base (M), el área en el faldón (A_s), la masa en operación (m_o) y la circunferencia sobre el diámetro exterior del faldón (C_{SB}).

$$P_c = \frac{12 \cdot M}{A_s} + \frac{m_o}{C_{SB}} \quad (118)$$

El área dentro del faldón (A_s) se determina con la ecuación 119 considerando el diámetro exterior del faldón (D_f).

$$A_s = \pi \cdot \frac{D_f^2}{4} \quad (119)$$

La circunferencia sobre el diámetro exterior del faldón (C_{SB}) se determina con la ecuación 120 que toma en cuenta el diámetro exterior del faldón (D_f)

$$C_{SB} = \pi \cdot D_f \quad (120)$$

Reemplazando el diámetro exterior del faldón (D_f) en las ecuaciones 118, 119 y 120 se tiene:

$$A_s = 3695 \text{ in}^2$$

$$C_{SB} = 215.469 \text{ in}$$

$$P_c = 2824 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

La carga segura del apoyo en el concreto (f_b) se considera el valor de 500 lb/in² de la Tabla 15.

Tabla 15 Propiedades del concreto [37]

Esfuerzo a los 28 días $\frac{lb}{in^2}$	2000	2500	3000	3750
Esfuerzo permisible a la compresión $(f_c) \frac{lb}{in^2}$	800	1000	1200	1500
Carga segura del apoyo en el concreto $(f_b) \frac{lb}{in^2}$	500	625	750	938
Factor n	15	12	10	8

Reemplazando en la ecuación 117 se obtiene:

$$l = 5.647 \text{ in}$$

Con este valor del ancho aproximado del anillo base se considera el inmediato superior de 6 in.

4.13.2 Espesor aproximado del anillo base

Se determina el espesor aproximado del anillo base (t_B) con la ecuación 121 que toma en consideración el voladizo del anillo base (l_1).

$$t_B = 0.32 \cdot l_1 \quad (121)$$

El voladizo del anillo base (l_1) se calcula con la ecuación 121 que suma la longitud entre el faldón y el diámetro del círculo de los pernos (l_2) y también la longitud desde el diámetro del círculo de pernos al extremo del anillo base (l_3) que se determinan en la Tabla 10 para un perno de 2 in.

$$l_1 = l_2 + l_3 \quad (122)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 121 y 122 se tiene:

$$l_1 = 4.5 \text{ in}$$

$$t_B = 1.44 \text{ in}$$

Se considera el espesor comercial del anillo base (t_{Bn}) de 1.5 in.

4.13.3 Verificación de los esfuerzos

Se determina el esfuerzo en el apoyo (S_{1b}) con la ecuación 123 y el esfuerzo de flexión (S_{2b}) con la ecuación 124, que consideran la compresión máxima (P_c), la circunferencia sobre el diámetro exterior del faldón (C_{SB}), área del anillo base (A_R), el espesor comercial del anillo base (t_{Bn}) y el voladizo del anillo base (l_1).

$$S_{1b} = \frac{P_c \cdot C_{SB}}{A_R} \quad (123)$$

$$S_{2b} = \frac{3 \cdot S_1 \cdot l_1^2}{t_{Bn}^2} \quad (124)$$

El área del anillo base (A_R) se calcula considerando el diámetro exterior del anillo base (D_0) y el diámetro interior del anillo base (D_i) con la ecuación 125

$$A_R = 0.785 \cdot (D_0^2 - D_i^2) \quad (125)$$

La Figura 30 indica el diámetro exterior del anillo base (D_0) y diámetro interior del anillo base (D_i) que se determinan con las ecuaciones 126 y 127 que consideran el diámetro exterior del faldón (D_f), el ancho del anillo base (l_1) y el espesor comercial del faldón (t_{fn}).

$$D_0 = D_f + 2 \cdot l_1 \quad (126)$$

$$D_i = D_f - 2 \cdot t_{fn} - 2 \text{ in} \quad (127)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 123, 124, 125, 126 y 127 se tiene:

$$D_0 = 77.586 \text{ in}$$

$$D_i = 65.586 \text{ in}$$

$$A_R = 1349 \text{ in}^2$$

$$S_1 = 451.16 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$S_2 = 12180 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

El mayor valor entre los esfuerzos es el esfuerzo de flexión (S_{2b}) igual a 12180 lb/in^2 , por lo cual se deberá escoger una plancha que supere este valor.

4.14 Validación de los resultados mediante elementos finitos

La validación de elementos finitos es concluyente en la ingeniería para asegurar que los diseños reflejen con precisión el comportamiento real. Este método permite predecir cómo reaccionará el recipiente ante las diferentes cargas, de tal manera que permita garantizar su solidez estructural y cumplimiento con las normas, evaluando su capacidad para resistir la presión interna y otras cargas externas sin comprometer su integridad. Este análisis optimiza el diseño, detecta áreas críticas con posibles concentraciones de esfuerzos o deformaciones, y asegura que el recipiente cumpla con los estándares de seguridad y eficiencia antes de su producción, reduciendo los riesgos.

La validación de los resultados se realiza a través de elementos finitos empleando un software especializado (CAE) según lo ilustrado en la Figura 32.

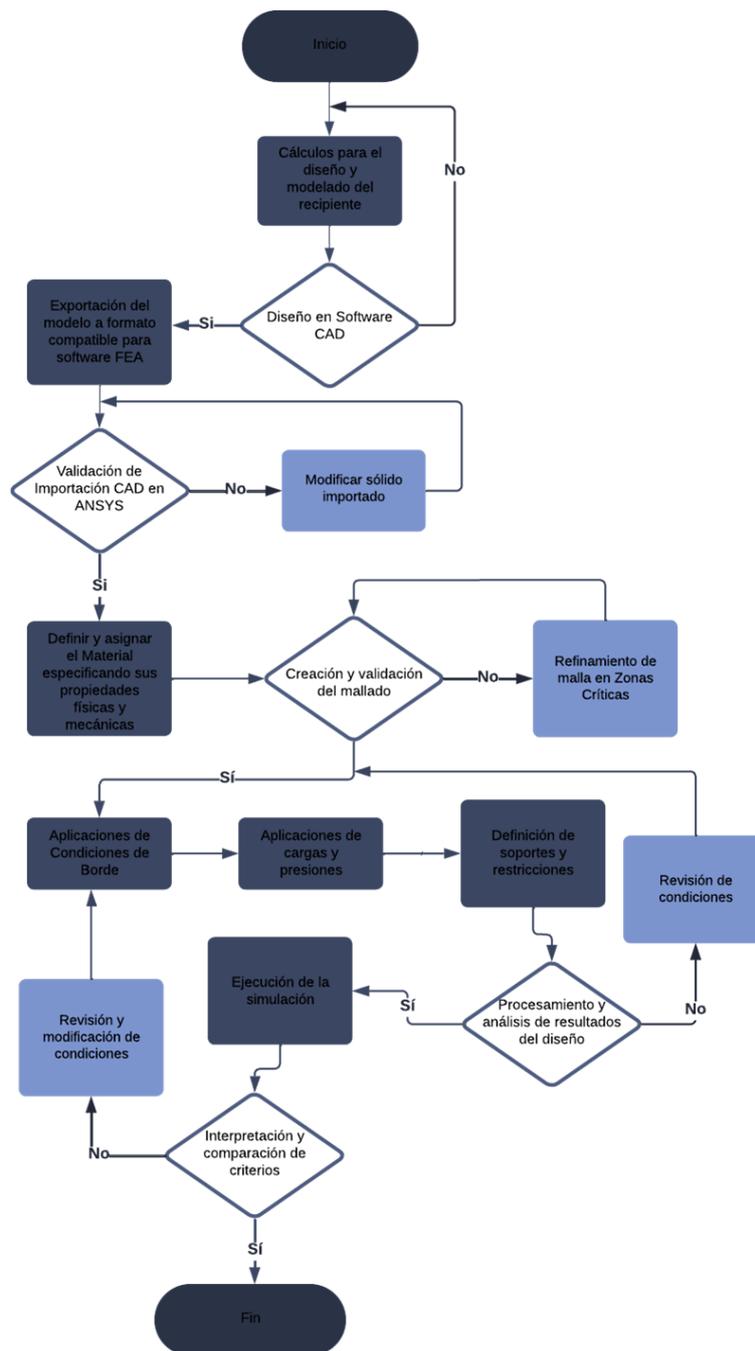


Figura 32 Flujograma del análisis de elementos finitos del recipiente vertical

Una vez realizados los cálculos analíticos según el ASME se modela del recipiente vertical en un software especializado CAD.

Cargas apreciadas en la simulación

Se determinan los parámetros iniciales para la simulación usando elementos, que se evidencia en la Tabla 16.

Tabla 16 Parámetros Iniciales

Variable	Valor
Presión interna	269.23 <i>psi</i>
Presión atmosférica	14.7 <i>psi</i>
Gravedad	386.09 <i>in/s²</i>
Resistencia mínima de tracción del material	70000 <i>psi</i>
Limite elástico de compresión	70000 <i>psi</i>
Resistencia máxima de tracción	89900 <i>psi</i>

El primer paso en el análisis de un recipiente de presión vertical en ANSYS es desarrollar y definir el modelo geométrico del recipiente. Esto incluye la creación de una representación detallada que refleje con precisión sus dimensiones y características específicas, empleando las herramientas de modelado disponibles en ANSYS. Tras definir la geometría, es crucial asignar el material correspondiente y especificar sus propiedades físicas y mecánicas, garantizando así que el modelo sea exacto y completo para proceder con el análisis estructural y evaluar su rendimiento bajo las condiciones de carga establecidas.

Dentro del análisis el primer paso es ingresar las propiedades del material detalladas en la Tabla 16 como muestra la Figura 33.

Outline of Schematic A2, B2, C2, D2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	SA516-70				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: SA516-70					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	0,282	lb in...		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	70000	psi		
25	Compressive Yield Strength	70000	psi		
26	Tensile Ultimate Strength	89900	psi		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Figura 33 Propiedades del material SA 516 gr 70 ingresados en Ansys

Seguidamente se debe importar la geométrica del tanque vertical para generar el sólido se utiliza DesignModeler. Ver Figura 34.

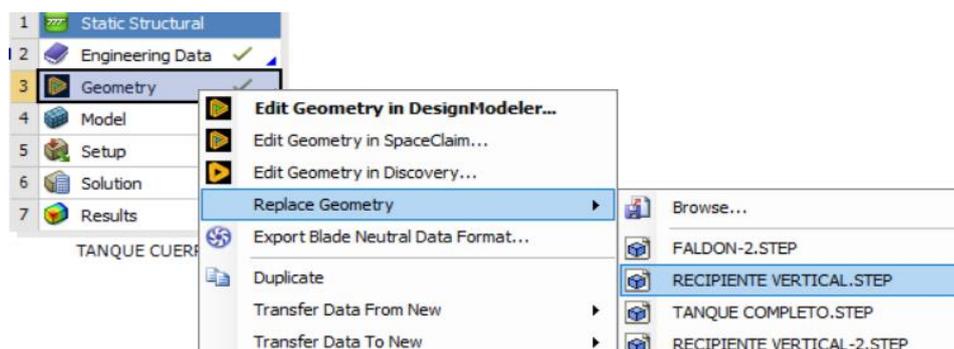


Figura 34 Importación del cuerpo del recipiente vertical

Se realiza un análisis del cuerpo, las cabezas, el faldón de forma separada y del recipiente en conjunto.

4.15 Análisis del cuerpo

4.15.1 Modelamiento e importación del cuerpo

El cuerpo del recipiente vertical está compuesto de 3 cilindros de 96.06 in de longitud y 67.586 in de diámetro interior con espesor comercial de 0.625 in y teniendo una longitud total del cuerpo de 288.24 in, como muestra la Figura 35.

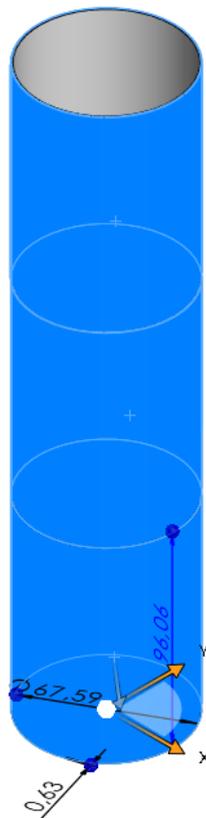


Figura 35 Cuerpo cilíndrico del recipiente vertical.

4.15.2 Mallado

Para la generación de la malla en el espacio Model primeramente se genera el mallado por defecto y seguidamente se crea un Body Sizing aplicando una malla estructura de hexaedros con tamaño 4 in, para obtener mejores resultados, permitiendo tener 31560 nodos con 5025 elementos que se ilustra en la Figura 36. Verificando un valor promedio de 0.26896 del mallado indicando una alta confiabilidad en los resultados.

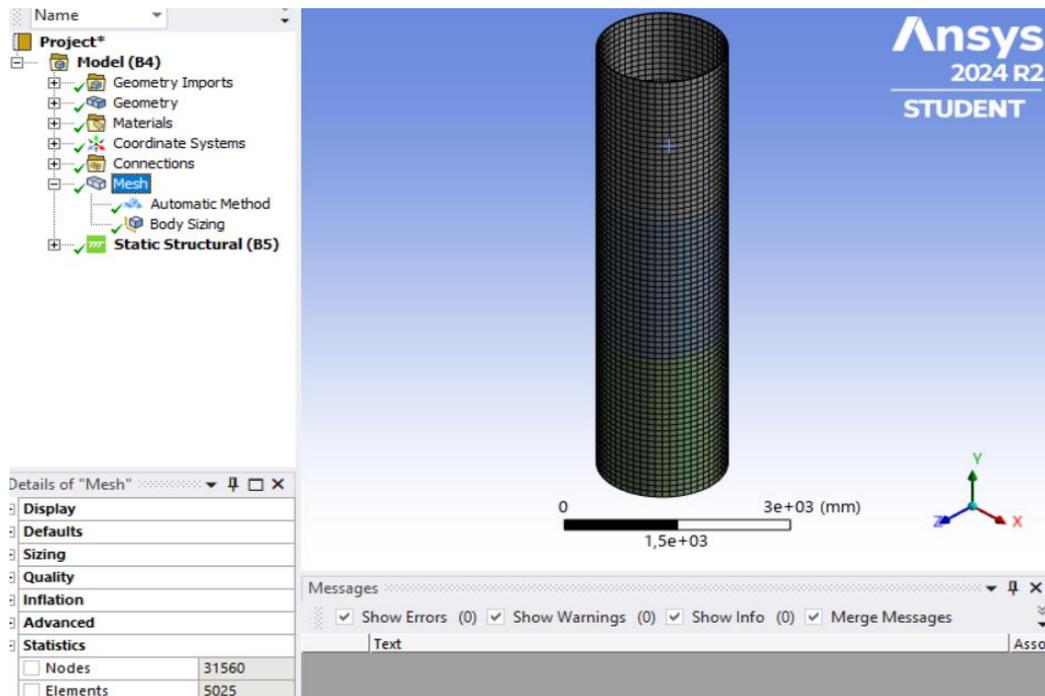


Figura 36 Mallado del cuerpo del recipiente

4.15.3 Aplicación de condiciones de borde

En la aplicación de las cargas se ingresa la gravedad en el eje -Y, luego los soportes fijos en la soldadura entre las cabezas y el cuerpo, seguidamente se agrega la presión interna antes calculada de 269.23 psi, y la presión atmosférica en la cara exterior, según lo indicado en la Figura 37.

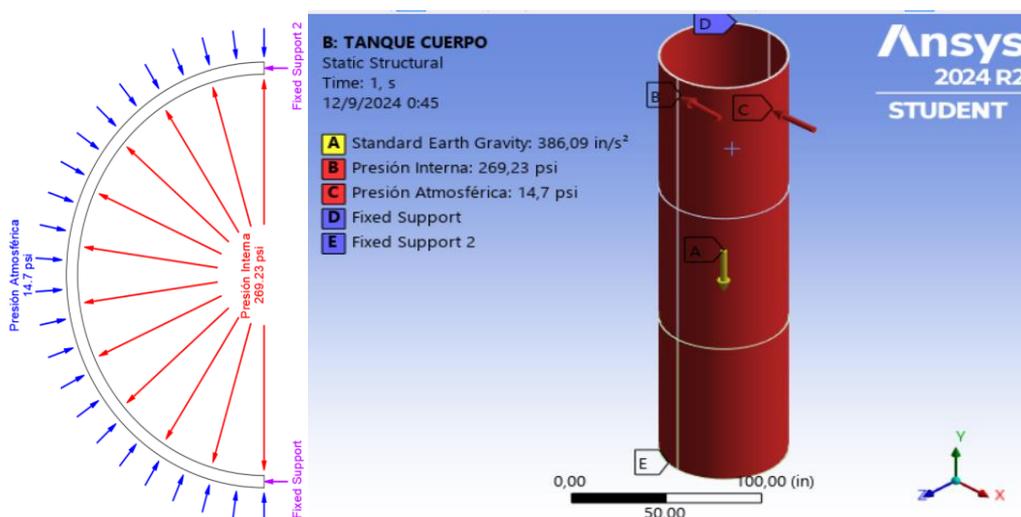


Figura 37 Condiciones de borde en el cuerpo del recipiente

4.16 Análisis de la cabeza semi elíptica

4.16.1 Modelamiento e importación de la cabeza del recipiente vertical

Para el análisis de cabezas semi elíptica solo se modela una de las cabezas debido que son simétricas. Ver Figura 38.



Figura 38 Cabeza semi elíptica

Para el modelado de la cabeza semi elíptica se toma como referencia un espesor de 0.5 in en una altura de 19.69 in y un radio de 33.79 in como muestra la Figura 39.

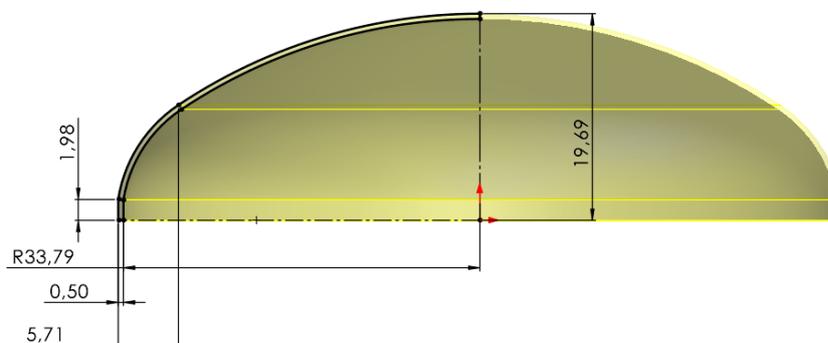


Figura 39 Croquis de cabeza semi elíptica

4.16.2 Mallado

Se crea un Body Sizing con un tamaño aplicando una malla de hexaedros con tamaño con elementos de 1 in, permitiendo tener 76611 nodos con 37988 de elementos, detallados en la Figura 40. Verificando un valor promedio de 0.6839 del mallado indicando una alta confiabilidad en los resultados.

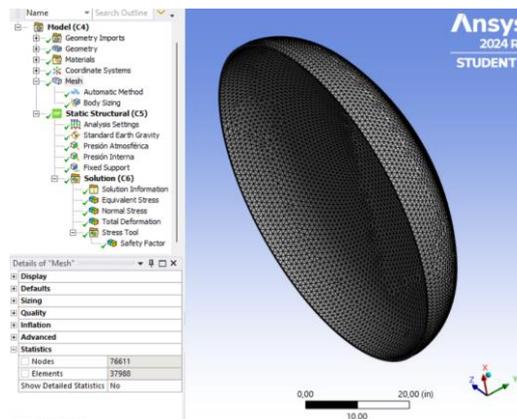


Figura 40 Mallado de la cabeza elíptica.

4.16.3 Aplicación de cargas y soportes

Para que la simulación cumpla con los cálculos se coloca la gravedad en el eje -Y (depende de la posición del modelado), la ubicación de los Fixed Support se ubica en la parte de soldadura con respecto al cuerpo del recipiente vertical. Finalmente se agregan las presiones internas y atmosféricas con los valores de 269.23 psi y de 14.7 psi respectivamente, observar Figura 41.

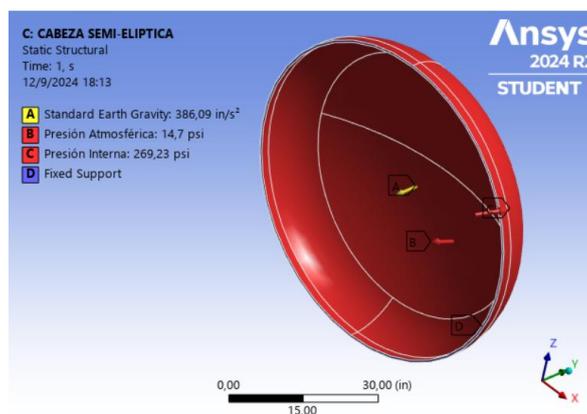


Figura 41 Aplicación de las condiciones de borde en la cabeza

4.17 Análisis del faldón de tanque vertical

4.17.1 Modelamiento e Importación del faldón del recipiente vertical

Para el análisis del faldón se modela con las dimensiones antes ya encontradas. En este caso misma se diseñó con dos anillos y con 12 pernos de anclaje, ver Figura 42.

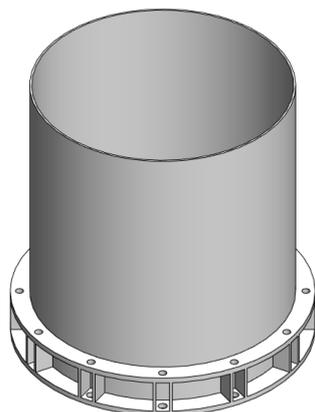


Figura 42 Faldón de tanque vertical

4.17.2 Mallado

Para el mallado del faldón se crea un Body Sizing con una malla de hexaedros de 2.5 in en tamaño de elementos, teniendo 48086 nodos con 23828 de elementos mostrado en la Figura 43.

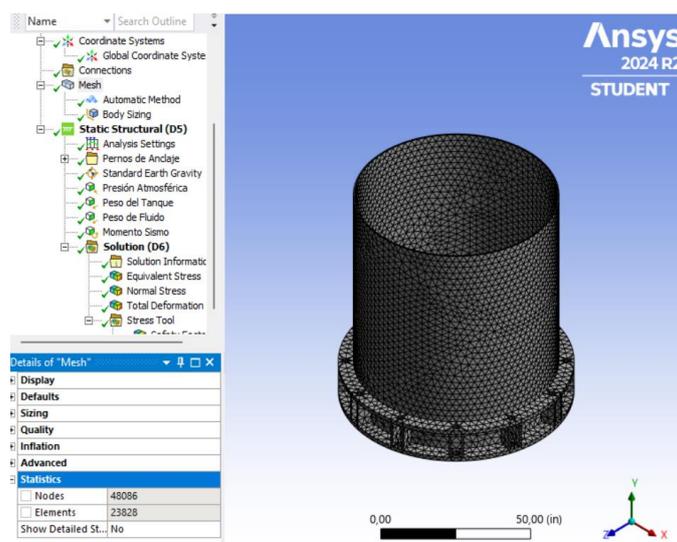


Figura 43 Mallado del faldón

4.17.3 Aplicación de cargas y soportes

La gravedad es ingresada en el eje -Y con el fin de cumplir con los datos antes calculados, la ubicación de los Fixed Support se encuentra en cada perno de sujeción existente del faldón. Finalmente se agregan presión interna, peso del tanque, peso del fluido y el momento de sismo que es el mayor entre el momento generado por carga de viento y carga sísmica, considerando para este cálculo la Figura 44.

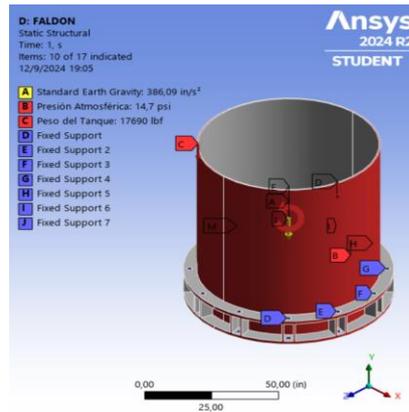


Figura 44 Aplicación de cargas en el faldón.

4.18 Análisis del recipiente vertical

4.18.1 Modelamiento del recipiente vertical

Para el análisis del recipiente vertical se considera 3 cilindros y 2 cabezas semi elípticas, se modela en el software CAD (SolidWorks) representada en la Figura 45.



Figura 45 Tanque vertical de 18.5 m³.

4.18.2 Mallado

Lo primero que se debe agregar es un Automatic Method y un Body Sizing para modificar el número de elementos en 5 in y malla tipo en hexaedros para mejorar los resultados permitiendo tener 56634 nodos y número de elementos igual a 28097, ver Figura 46.

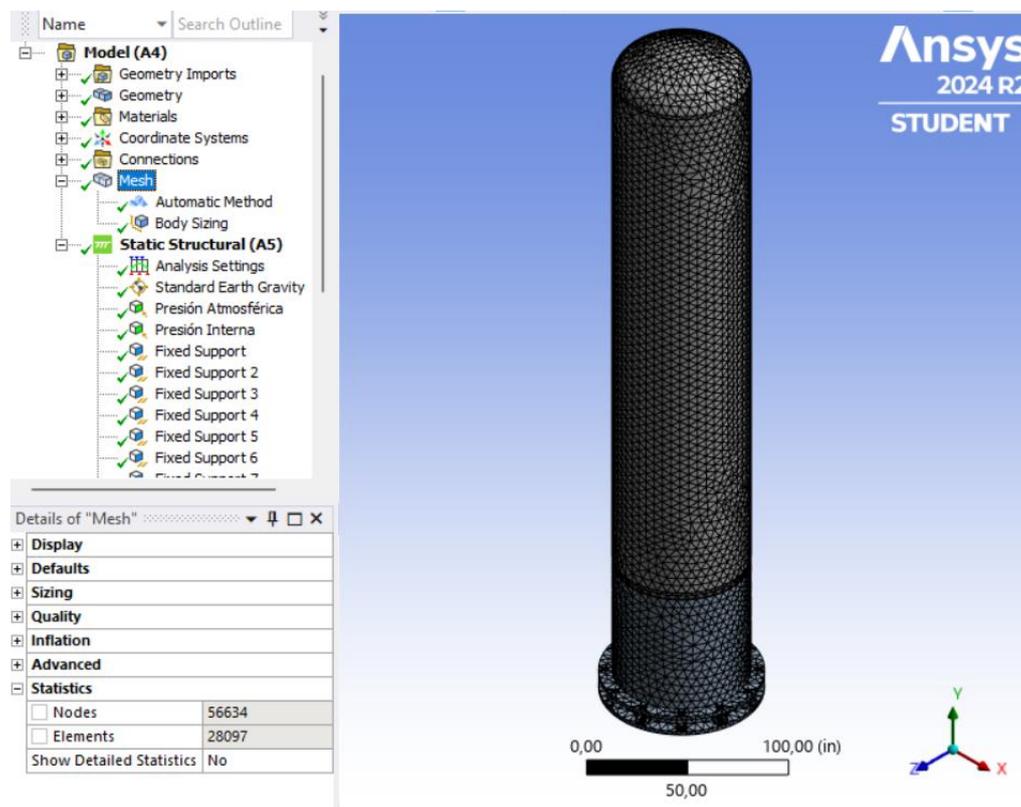


Figura 46 Características para el mallado del tanque vertical

4.18.3 Aplicación de cargas y soportes

La gravedad es ingresada en el eje -Y, los soportes Fixed Support son ubicados en cada perno de sujeción de anclaje del Faldón, la presión interna de 269.23 psi y la presión atmosférica son ubicadas en las caras exteriores del tanque vertical, finalmente se agrega el momento de sismo calculado anteriormente para obtener como resultado lo que se visualiza en la Figura 47.

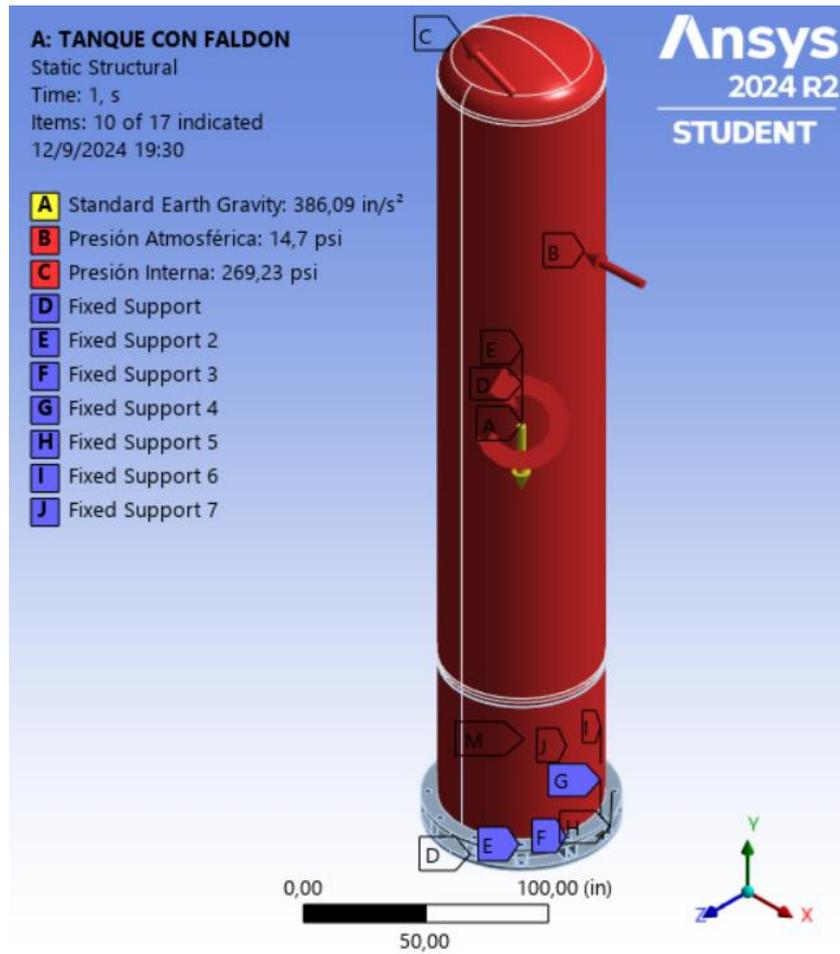


Figura 47 Aplicación de cargas del recipiente vertical

5. Resultados y discusión

5.1 Resultados obtenidos aplicando el ASME sección VIII división 1

Los resultados obtenidos de los cálculos del cuerpo y las cabezas se presentan en la Tabla 17. Los espesores requeridos bajo la ASME son de 0.584 in y para el cuerpo y 0.353 in. Los espesores comerciales utilizados fueron de 0.625 in para el cuerpo y 0.5 in para la cabeza. Con estos espesores, se determinó las presiones máximas admisibles (MAP): 265.84 psi para el cuerpo y 590.09 psi para la cabeza. Una deformación igual 0.916 % para el cuerpo y 1.102 % para la cabeza. Un esfuerzo de compresión admisible para el cuerpo de 20000 psi y para las cabezas de 18660 psi. El esfuerzo equivalente de 12610 psi para el cuerpo y 15620 psi para las cabezas. Finalmente, el factor de seguridad calculado fue de 5.553 para el cuerpo y 4.48 para la cabeza.

Tabla 17 Resumen de los resultados obtenidos (cuerpo y cabezas)

Componente	Espesor requerido	Espesor comercial	Presión de trabajo máxima admisible	Presión máxima admisible	Deformación de formación calculada	Esfuerzo de compresión admisible	Esfuerzo Circunferencial	Esfuerzo Longitudinal	Esfuerzo equivalente	Factor de seguridad
	t (in)	t _n (in)	MAP (psi)	MAP (psi)	ε _f (%)	SCMP (psi)	σ ₁ (psi)	σ ₂ (psi)	σ _{Von Mises} (psi)	η
Cuerpo	0.584	0.625	346.61	265.84	0.916	20000	14560	7278	12610	5.553
Cabezas	0.353	0.5	570.864	590.094	1.102	18660	15620	15620	15620	4.482

Se presenta en la Tabla 18 los resultados obtenidos de todas las bocas, teniendo que el espesor solicitado del cuello de cada boca según la sección UG-45 de la norma ASME y el área requerida según la UG-37 son menores menor al espesor disponible y al área disponible respectivamente.

Tabla 18 Resultados de todas las bocas

Boca	NPS (in)	Espesor solicitado t_{UG-45} (in)	Espesor disponible t_d (in)	Área requerida A (in ²)	Área disponible A_d (in ²)
MH1	24	0.288	1.067	12.285	17.51
MH2	24	0.288	1.067	12.285	17.51
N1	3	0.252	0.263	1.651	3.062
N2	4	0.270	0.295	1.322	3.827
N3	0.75	0.162	0.192	0.288	0.591
N4	3	0.252	0.263	1.022	2.930
N5	2	0.198	0.219	0.666	0.911
N6	0.75	0.162	0.192	0.231	0.949
N7	1	0.179	0.219	0.303	1.111

5.2 Procesamiento de resultados del diseño del cuerpo

Cuando se realiza la ejecución, los resultados que se pueden verificar son:

- Esfuerzo equivalente de Von Mises alcanzando un mínimo σ_{min} 2704.9 psi y máxima σ_{max} , 17280 psi, como muestra la Figura 48.

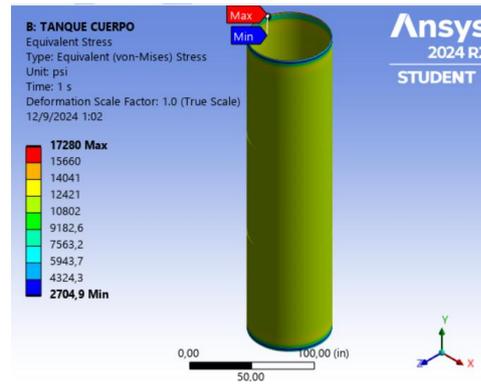


Figura 48 Esfuerzo equivalente según Von Mises en el cuerpo del recipiente

- Deformación total del cuerpo dando como resultado en su máxima deformación (δ_{max}) de 0.015527 in, ver Figura 49.

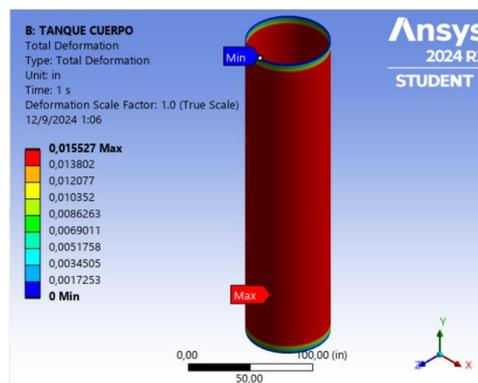


Figura 49 Deformación en el cuerpo del recipiente

- El valor del factor de seguridad mínimo (η_{cmin}) de 4.07 mostrado en las juntas soldadas con las cabezas semi elípticas, representado en la Figura 50, este valor se considera como satisfactorio según la norma ASME.

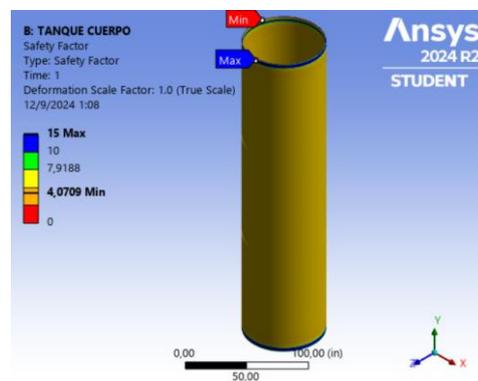


Figura 50 Factor de seguridad del cuerpo del recipiente

5.3 Procesamiento de resultados del diseño de la cabeza

Se determina el esfuerzo equivalente de Von Mises σ_{min} igual a 714.06 psi y σ_{max} igual a 16735 psi, como muestra la Figura 51.

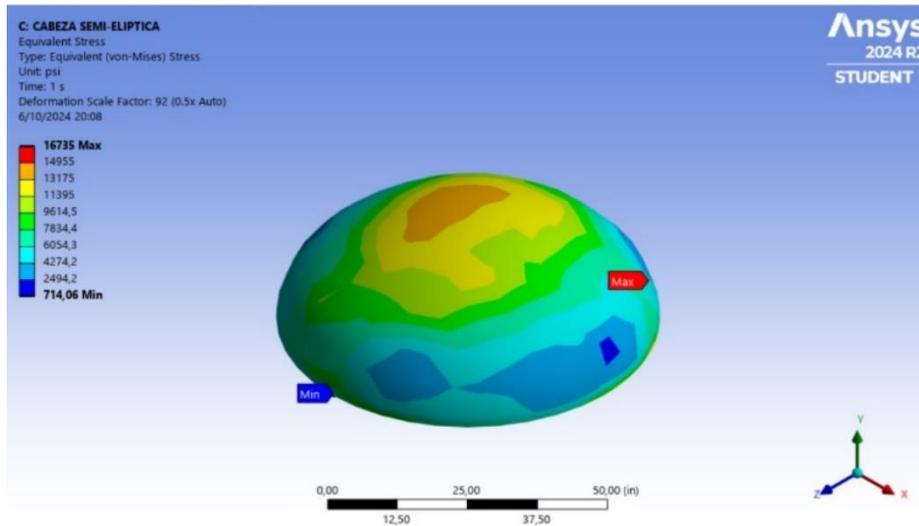


Figura 51 Esfuerzo en las cabezas

También, se estudió la deformación de la cabeza obteniendo un valor de δ_{max} de 0.026966 in, ver Figura 52.

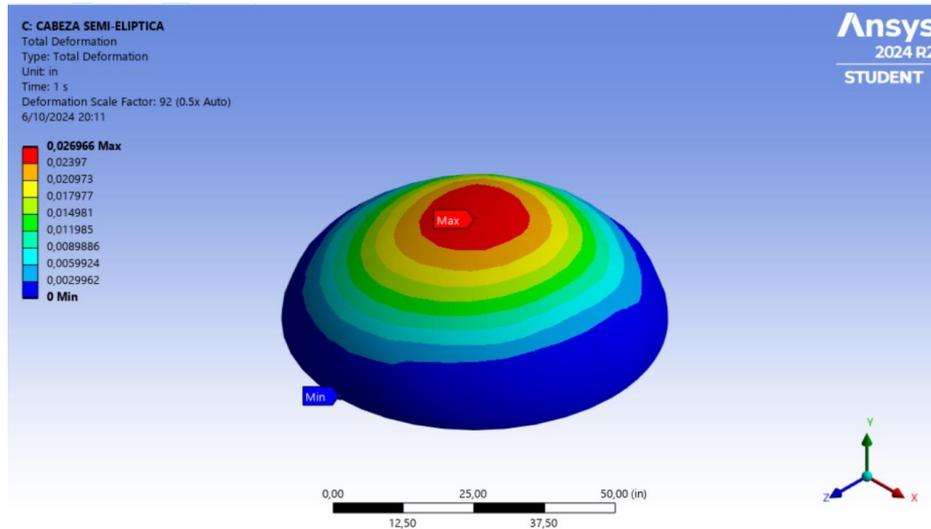


Figura 52 Deformación en las cabezas

Por último, se verifica el factor de seguridad teniendo el mínimo η_{min} de 4.2034, cumple lo requerido por la norma ASME. Ver Figura 53.

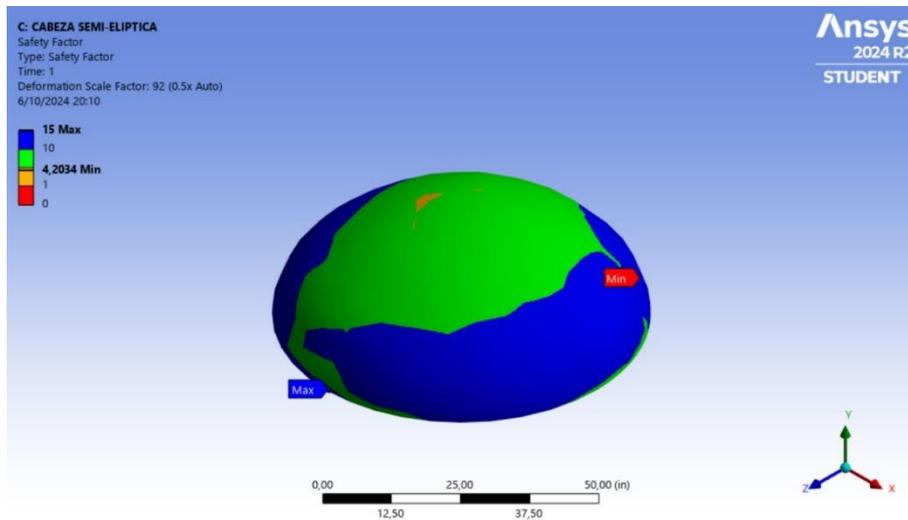


Figura 53 Factor de seguridad en la cabeza

5.4 Procesamiento de resultados del diseño del faldón

Cuando ya se desarrolla el análisis de elementos finitos se determina el esfuerzo equivalente de Von Mises el mínimo σ_{min} de 6.5484 psi y máximo σ_{max} de 2514.7 psi, como muestra la Figura 54.

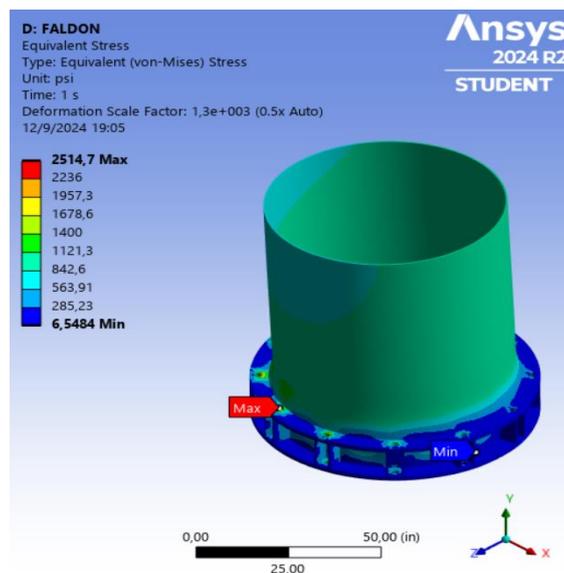


Figura 54 Análisis de esfuerzo del faldón

También, se efectúa el estudio de la deformación de la cabeza obteniendo un valor de δ_{max} de 0.0030367 in, ver Figura 55.

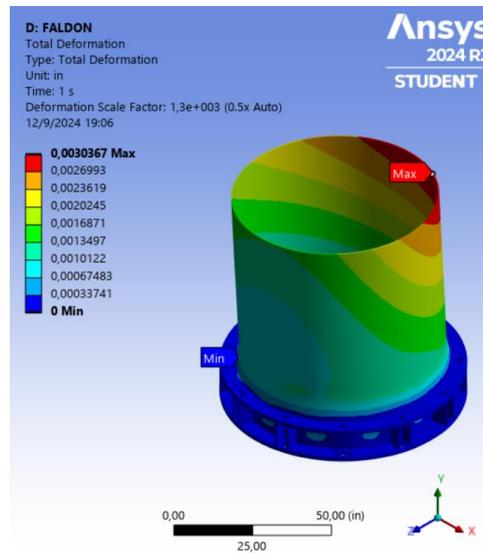


Figura 55 Análisis de las deformaciones del faldón

Por último, se verifica el factor de seguridad teniendo el mínimo η_{min} de 15 (según lo indicado en la Figura 56), cumple lo requerido por la norma ASME. Ver Figura 53.

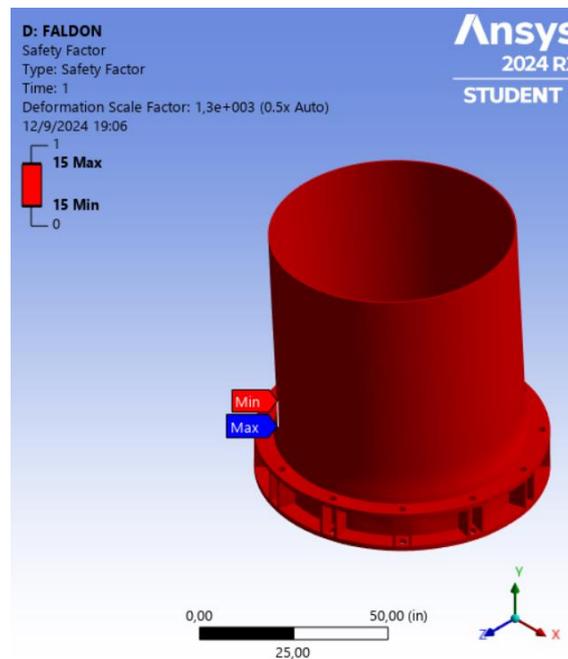


Figura 56 Análisis del factor de seguridad del faldón

5.5. Procesamiento de resultados del diseño del recipiente

Cuando ya se desarrolla el análisis de elementos finitos se determina el esfuerzo equivalente de Von Mises el mínimo σ_{min} de 4.74 psi y máximo σ_{max} de 18510 psi, como se indica en la Figura 57 obteniendo la máxima tensión en la junta soldada entre el cuerpo y las cabezas semi elíptica.

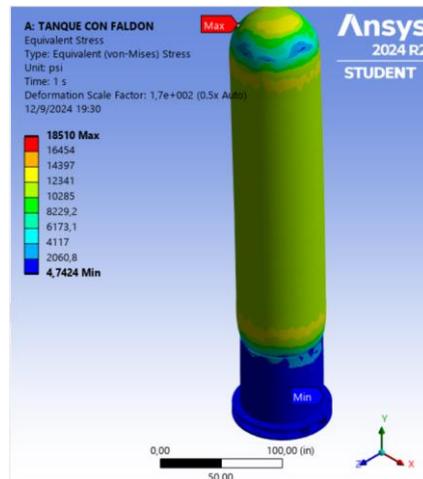


Figura 57 Análisis de esfuerzo del recipiente vertical

Igualmente, se efectúa el análisis de deformación total del tanque vertical obteniendo un valor igual a δ_{max} 0.070752 in máximo, como se observa en la Figura 58 se puede observar que el mayor valor está en la parte superior del cuerpo.

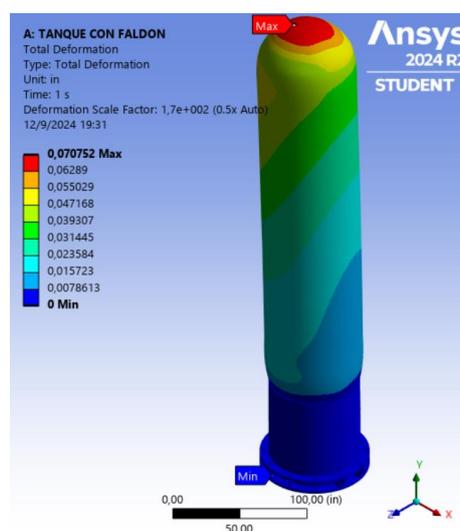


Figura 58 Análisis de deformaciones del recipiente vertical

Por último, se verifica el factor de seguridad teniendo el mínimo η_{min} es de 3.80, presentándose en la unión con las cabezas semi elípticas, según lo indicado en la Figura 59. Valor que es superior a lo que recomienda la norma ASME.

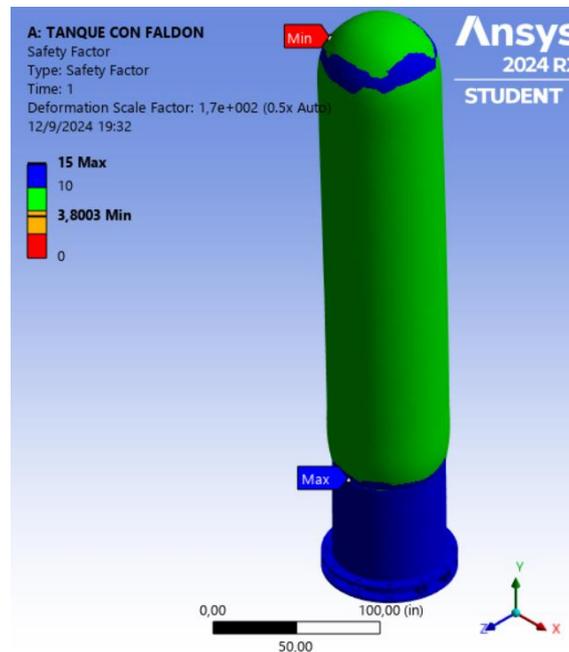


Figura 59 Análisis del factor de seguridad del recipiente vertical

La Tabla 19 muestra un análisis de los resultados encontrados en la simulación efectuada del tanque vertical tanto en el cuerpo, la cabeza, el faldón y el recipiente.

Tabla 19 Resultados alcanzados en el análisis de elementos finitos

Componente	Máximo Esfuerzo equivalente (psi)	Deformación total (in)	Mínimo Factor de Seguridad
Cuerpo	17280	0.015527	4.07
Cabeza semi elíptica	16735	0.026966	4.203
Faldón	2514.7	0.0030367	15
Tanque vertical	19335	0.070752	3.80

Los esfuerzos máximos se presentan en el análisis individual de la cabeza semi elíptica y el cuerpo cilíndrico, generados en las uniones soldadas entre el cuerpo y las cabezas.

Las deformaciones, se destaca que la cabeza semi elíptica sufre menos deformación en comparación con el cuerpo, lo que se atribuye a su diseño más conservador en cuanto a su geometría, en contraste con las formas cilíndricas. Por otro lado, el recipiente vertical exhibe deformaciones significativas en los extremos, causadas por su orientación, ya que la fuerza se concentra a lo largo del eje Y, generando una deformación máxima en la región central.

Todos los factores de seguridad superan a 3.5 que es el valor establecido por la norma ASME Sección VIII, División 1. En el análisis particular de los componentes, se observa que el faldón presenta un factor de seguridad más elevado. Sin embargo, al evaluar el recipiente vertical en su totalidad, los puntos críticos se localizan en las uniones soldadas entre el cuerpo del tanque y las cabezas elípticas.

Se muestra en la tabla 20 el resumen de los resultados determinados con el método de cálculo analítico y de análisis de elementos finitos, muestra el esfuerzo equivalente, la deformación unitaria y el factor de seguridad. En análisis de elementos finitos las cargas están distribuidos de manera heterogénea mientras que en los cálculos analíticos es uniforme, por lo que en los valores de esfuerzo equivalente son mayores en el análisis de elementos finitos y en consecuencia en este método los factores de seguridad son menores; sin embargo, por los dos métodos de tiene valores del factor de seguridad mayores a 3.5 que lo que establece la norma ASME. La deformación unitaria calculado por los dos métodos es inferior al 5 % según la norma.

Tabla 20 Resumen resultados obtenidos por los dos métodos de diseño

Método	Componente	Esfuerzo equivalente máximo (psi)	Deformación (%)	Factor de Seguridad
Cálculo analítico	Cuerpo	12610	0.916	5.553
	Cabezas	15620	1.102	4.482
Análisis de elementos finitos	Cuerpo	17280	0.21	4.07
	Cabezas	16735	0.47	4.203
	Recipiente	18510	0.91	3.80

6. Conclusiones

- El diseño del recipiente vertical cumple con las normas NFPA 58, INEC 2261, ASME sección VIII y UBC-97, lo que garantiza su adecuación a los requisitos técnicos y de seguridad para el endulzamiento de GLP.
- El recipiente fue diseñado para soportar una presión de diseño de 250 psi y se comprobó que los esfuerzos equivalentes (calculados tanto analíticamente como mediante simulación de elementos finitos) son inferiores a la resistencia máxima del material (SA-516-70), lo que asegura que no se presentarán fallas por resistencia a la tracción.
- La deformación unitaria del recipiente (tanto en cuerpo como en las cabezas) se encuentra por debajo del 5 % permitido por la norma ASME, lo que implica que el recipiente no requerirá tratamiento térmico posterior.
- Los factores de seguridad calculados (tanto analíticamente como mediante FEA) son superiores al valor mínimo de 3.5 establecido por la norma ASME, lo que certifica que el diseño es seguro y cumple con los requisitos estructurales para evitar fallas.
- El análisis de vibración y deflexión muestra que el recipiente no excede los límites permisibles, lo que asegura que no habrá fallas por fatiga ni problemas estructurales debido a deformaciones excesivas.

7. Recomendaciones

- Realizar simulaciones adicionales para evaluar otros escenarios, como condiciones extremas o imprevistas, que podrían no haberse cubierto en este análisis a fin de mejorar la confiabilidad y seguridad del diseño a largo plazo.
- Aunque el análisis de vibración y deflexión mostró que el recipiente no presenta problemas de fatiga, se podría incluir un monitoreo continuo en las fases operativas para detectar posibles signos tempranos de fatiga en materiales o áreas críticas, sobre todo en condiciones de operación variables.
- Es importante estar al tanto de los cambios o mejoras en las especificaciones de las normas ASME, NFPA e INEC, para asegurarse de que futuros diseños cumplan con los requisitos vigentes.
- A pesar de que se consideraron las cargas sísmicas y de viento en el diseño, sería útil realizar un análisis más detallado de las condiciones sísmicas o climáticas específicas de cada una de las áreas en las que se instalará el recipiente, para ajustar de manera más precisa los factores de seguridad y los requisitos de diseño.

8. Referencias

- [1] A. Safari y M. Vesali-Naseh, «Design and optimization of hydrodesulfurization process for liquefied petroleum gases», *Journal of Cleaner Production*, vol. 220, pp. 1255-1264, may 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.02.226.
- [2] S. Al-Zuhair, A. Khalil, M. Hassan, A. Abdulrazak, K. Basel, y A. Fardoun, «Performance evaluation of LPG desulfurization by adsorption for hydrogen production», *Journal of Energy Chemistry*, vol. 24, n.º 4, pp. 477-484, jul. 2015, doi: 10.1016/j.jechem.2015.06.001.
- [3] W. Wang, G. Li, M. Xin, J. He, T. Zhang, y L. Liu, «Selective deep desulfurization of liquefied petroleum gas on Ni/ZnO-based catalyst», *Fuel*, vol. 358, n.º PA, p. 130197, 2024, doi: 10.1016/j.fuel.2023.130197.
- [4] K. K. Selvan, M. Mundra, y R. C. Panda, «Steady-state and transient dynamics for sweetening of LPG process», *Digital Chemical Engineering*, vol. 4, p. 100035, sep. 2022, doi: 10.1016/j.dche.2022.100035.
- [5] ASME, «Section VIII», pp. 651-652, 2011, doi: 10.1201/9781439812174-40.
- [6] R. Sharma y A. Pachauri, «A review of pressure vessels regarding their design, manufacturing, testing, materials, and inspection», *Materials Today: Proceedings*, mar. 2023, doi: 10.1016/j.matpr.2023.03.258.
- [7] C. A. Suntaxi Llumiquinga, «Propuesta de un procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 gls según el código ASME VIII división 1 para optimizar tiempos de diseño», masterThesis, 2023. Accedido: 10 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/24047>
- [8] A. Kothali, U. Bhapkar, y J. Bhat, «Finite element analysis of bursting pressure in FRP pressure vessel», *Materials Today: Proceedings*, vol. 56, pp. 2932-2937, ene. 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2021.10.358.
- [9] B. Siva Kumar, P. Prasanna, J. Sushma, y K. P. Srikanth, «Stress Analysis and Design Optimization of A Pressure Vessel Using Ansys Package», *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, n.º 2, pp. 4551-4562, 2018, doi: 10.1016/j.matpr.2017.12.025.

- [10] H. Li, X. Huang, P. Yang, y H. Yang, «A new pressure vessel design by analysis method avoiding stress categorization», *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 152, pp. 38-45, may 2017, doi: 10.1016/j.ijpvp.2017.05.003.
- [11] S. Kushwah, S. Parekh, H. Mistry, J. Darji, y R. Gandhi, «Analysis of cylindrical pressure vessels with dissimilar ends and material comparison», *Materials Today: Proceedings*, vol. 51, pp. 355-368, ene. 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2021.05.466.
- [12] S. Moyya, P. Thejasree, B. Cherian Abraham, y G. S. Mangalathu, «Design and analysis of single and multi-layer pressure vessel», *Materials Today: Proceedings*, jul. 2023, doi: 10.1016/j.matpr.2023.06.393.
- [13] S. Chapai, «Local stress analysis of tailing lugs in a vertical pressure vessel», *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 203, p. 104945, jun. 2023, doi: 10.1016/j.ijpvp.2023.104945.
- [14] C. Ecuatoriana, «Ecuatoriana Nte Inen 1836», 1836.
- [15] «GLP-en-Ecuador.pdf». Accedido: 16 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://obest.uta.edu.ec/wp-content/uploads/2021/12/GLP-en-Ecuador.pdf>
- [16] «Ecuador quiere producir más GLP, invitando a privados a invertir para refinar gas propio», AIGLP. Accedido: 17 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://aiglp.org/ecuador-quiere-producir-mas-glp-invitando-a-privados-a-invertir-para-refinar-gas-propio/>
- [17] «OSINERGMIN - Cuáles son las propiedades del “GLP”». Accedido: 8 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://www.osinerg.gob.pe/newweb/pages/GFH/1430.htm>
- [18] «UPSE-TIP-2018-0001.pdf». Accedido: 30 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.upse.edu.ec/bitstream/46000/4311/3/UPSE-TIP-2018-0001.pdf>
- [19] «Remoción de H₂S - Sulfatreat», Flargent. Accedido: 31 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://flargent.com/remocion-de-h2s-sulfatreat/>
- [20] «Eliminación de mercaptano y endulzamiento de combustibles», Jacobi Group. Accedido: 30 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.jacobi.net/es/petroleo-y-gas-natural/eliminacion-de-mercaptano-y-endulzamiento-de-combustibles/>

- [21] E. Erdmann, L. A. Ruiz, J. Martínez, J. P. Gutierrez, y E. Tarifa, «Endulzamiento de gas natural con aminos. Simulación del proceso y análisis de sensibilidad paramétrico», *Avances en Ciencias e Ingeniería*, 2012.
- [22] «Aminas y Quelantes». Accedido: 30 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.dow.com/es-es/product-technology/pt-amines.html>
- [23] I. Toledano, «¿Qué Es Un Recipiente A Presión?», Wattco. Accedido: 11 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.wattco.com/es/2023/09/que-es-un-recipiente-a-presion/>
- [24] «Recipientes a presion.pdf». Accedido: 11 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m5/Recipientes%20a%20presion.pdf
- [25] «15m³ vertical de acero inoxidable criogénico Co2 recipiente a presión de dióxido de carbono líquido fabricantes de tanques de almacenamiento, proveedores - precio directo de fábrica - Chengde». Accedido: 2 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: [http://m.cncdliquidtank.com/cryogenic-liquid-tank/liquid-oxygen-tank/15m³-vertical-stainless-steel-cryogenic-co2.html](http://m.cncdliquidtank.com/cryogenic-liquid-tank/liquid-oxygen-tank/15m3-vertical-stainless-steel-cryogenic-co2.html)
- [26] «¿Qué son los tanques de proceso? | PLAREMESA®». Accedido: 12 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.plaremesa.net/tanques-de-proceso/>
- [27] S. Blog, «Recipientes sujetos a presión | Structuralia». Accedido: 2 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://blog.structuralia.com/recipientes-sujetos-a-presion>
- [28] «Principios de Tamizado», CISA Cedaceria Industrial. Accedido: 19 de octubre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.cisa.net/principios-tamizado/>
- [29] «EL PROCESO DE TAMIZADO » COTECNO | Equipamiento Científico | Prospecciones, Auscultación, Geofísica, Ingeniería». Accedido: 19 de octubre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.cotecno.cl/elprocesodetamizado/>
- [30] prcingen, «PRC Ingeniería - Filtros y Mallas Ranura Continua tipo Johnson Screens», PRC Ingeniería. Accedido: 7 de octubre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://prc-ingenieria.com/>
- [31] «Malla Tipo Johnson», Dugland Filter. Accedido: 7 de octubre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.duglandfilter.com.mx/malla-johnson/>
- [32] «ASME BPVC 2021 Section VIII div. 1.pdf».

- [33] «UBC-1997-Volume-1.pdf». Accedido: 17 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://peshtaz.com/wp-content/uploads/2019/10/UBC-1997-Volume-1.pdf>
- [34] A. V. Barderas, «Tanques y recipientes».
- [35] «NFPA 58 liquefied petroleum gas code, 2020.pdf».
- [36] «ASME BPVC 2021 Section II part D (customary).pdf».
- [37] «ASME BPVC 2021 Section II part A-1.pdf».
- [38] «Proceso SulfaClean-HC de SulfaTreat - Ingeniería de Procesos de Petróleo y Gas». Accedido: 2 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.oilngasprocess.com/gas/sulfaclean-hc-process-by-sulfatreat.html>
- [39] «Esfuerzos En Recipientes De Paredes Delgadas (Tubulares)», SlideShare. Accedido: 6 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/slideshow/esfuerzos-en-recipientes-de-paredes-delgadas-tubulares/63879671>
- [40] «3. Pressure Vessel Design Manual, Third Edition by Dennis R. Moss.pdf». Accedido: 20 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en: https://avac.ups.edu.ec/posgrados/pluginfile.php/98739/mod_resource/content/0/3.%20Pressure%20Vessel%20Design%20Manual%2C%20Third%20Edition%20by%20Dennis%20R.%20Moss.pdf
- [41] «ASME B36.10-2022.pdf».
- [42] «PVH - 14Ed - Megyesy.pdf».
- [43] «Ecuador concluye rehabilitación de refinería Esmeraldas - BNamericas», www.google.com. Accedido: 12 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.google.com/imgres?q=refiner%C3%ADa+esmeraldas+mapa+de+la+refinerias+de+ecuador&imgurl=https://cdnimg.bnamericas.com/PIwHyPcTwdnHLdwknBMbayCHdPshayMYgVSfiZfRMBgLBWXwJuBdyppJUFDwzNML.jpg&imgrefurl=https://www.bnamericas.com/es/noticias/ecuador-concluye-rehabilitacion-de-refineria-esmeraldas&docid=01199Hn7lgBAVM&tbnid=klSONfeppnFMuM&vet=12ahUKewjDzou_1ryIAxW1SjABHeyJOE0QM3oECBoQAA..i&w=594&h=616&hcb=2&ved=2ahUKEwjDzou_1ryIAxW1SjABHeyJOE0QM3oECBoQAA&sfr=vfe&source=sh/x/im/can/1

- [44] «Peligro Sísmico - Instituto Geofísico - EPN». Accedido: 12 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.igepn.edu.ec/peligro-sismico>
- [45] «6. pressure_vessel_design_handbook_Cargas.pdf». Accedido: 20 de agosto de 2024. [En línea]. Disponible en:
https://avac.ups.edu.ec/posgrados/pluginfile.php/98738/mod_resource/content/0/6.%20pressure_vessel_design_handbook_Cargas.pdf

9. Anexos

Anexo 1: Materiales recomendados para los recipientes a presión Tabla UCS-23 según la norma ASME sección VIII división 1

Table UCS-23 Carbon and Low Alloy Steel					
Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade
SA-36	...	SA-333	1, 3, 4, 6, 7, 9	SA-542	B Cl. 4, C Cl. 4a, D Cl. 4a, E Cl. 4a
SA-53	E/A, E/B, S/A, S/B	SA-334	1, 3, 6, 7, 9	SA-556	A2, B2, C2
SA-105	...	SA-335	P1, P2, P5, P5b, P5c, P9, P11, P12, P15, P21, P22, P91	SA-557	A2, B2, C2
SA-106	A, B, C	SA-336	F1, F3V, F3Vcb, F5, F5a, F9, F11 Cl. 2 & 3, F12, F21 Cl. 1 & 3, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-562	...
SA-135	A, B	SA-350	LF1, LF2, LF3, LF5, LF9	SA-574	4037, 4042, 4140, 4340, 5137M, 51B37M
SA-178	A, C	SA-352	LCB, LC1, LC2, LC3	SA-587	...
SA-179	...	SA-354	BC, BD	SA-612	...
SA-181	...	SA-369	FP1, FP2, FP5, FP9, FP11, FP12, FP21, FP22	SA-662	A, B, C
SA-182	FR, F1, F2, F3V, F3Vcb, F5, F5a, F9, F11 Cl. 1 & 2, F12 Cl. 1 & 2, F21, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-372	A; B; C; D; E Cl. 55, 65, & 70; F Cl. 55, 65, & 70; G Cl. 55, 65, & 70; H Cl. 55, 65, & 70; J Cl. 55, 65, 70, & 110; L; M Cl. 85 & 100	SA-675	45, 50, 55, 60, 65, 70
SA-192	...	SA-387	2, 5, 11, 12, 21, 22, 91	SA-727	...
SA-193	B5, B7, B7M, B16	SA-414	A, B, C, D, E, F, G	SA-737	B, C
SA-203	A, B, D, E, F	SA-420	WPL 3, WPL 6, WPL 9	SA-738	A, B, C
SA-204	A, B, C	SA-423	1, 2	SA-739	B11, B22
SA-209	T1, T1a, T1b	SA-437	B4B, B4C	SA-765	I, II, III, IV
SA-210	A-1, C	SA-449	...	SA-832	21V, 22V, 23V
SA-213	T2, T5, T5b, T5c, T9, T11, T12, T17, T21, T22, T91	SA-455	...	SA-836	...
SA-214	...	SA-487	1 Cl. A & B, 2 Cl. A & B, 4 Cl. A, 8 Cl. A	SA-841	A Cl. 1, B Cl. 2
SA-216	WCA, WCB, WCC	SA-508	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 3Vcb, 4N Cl. 3, 22 Cl. 3	SA-1008	CS-A, CS-B
SA-217	C12, C5, WC1, WC4, WC5, WC6, WC9	SA-515	60, 65, 70	SA/AS	PT430, PT460, PT490 1548
SA-225	C	SA-516	55, 60, 65, 70	SA/ CSA-	38W, 44W, 50W
SA-234	WPB, WPC, WPR, WP1, WP5, WP9, WP11 Cl. 1, WP12 Cl. 1, WP22 Cl. 1	SA-524	I, II	G40.21	
SA-250	T1, T1a, T1b	SA-533	A Cl. 1 & 2, B Cl. 1 & 2, C Cl. 1 & 2, D Cl. 2, E Cl. 1 & 2	SA/EN	P235GH, P265GH, P295GH, 10028-2 P355GH, 13CrMo4-5, 10CrMo9-10
SA-266	1, 2, 3, 4	SA-537	Cl. 1, 2, & 3	SA/EN	P275NH 10028-3
SA-283	A, B, C, D	SA-540	B21, B22, B23, B24, B24V	SA/EN	P235GH, P265GH, 16Mo3, 10216-2 13CrMo4-5, 10CrMo9-10
SA-285	A, B, C	SA-541	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 3Vcb, 22 Cl. 3, 22V	SA/EN	P280GH, P305GH, 13CrMo4-5, 10222-2 11CrMo9-10
SA-299	A, B			SA/GB 713	Q345R
SA-302	A, B, C, D				
SA-307	A, B				
SA-320	L7, L7A, L7M, L43				
SA-325	1				

GENERAL NOTE: Maximum allowable stress values in tension for the materials listed in the above table are contained in Section II, Part D, Subpart 1 (see UG-23).

Anexo 2: Eficiencia máximas permitidas para juntas soldadas Tabla UW 12 norma ASME sección VIII división 1

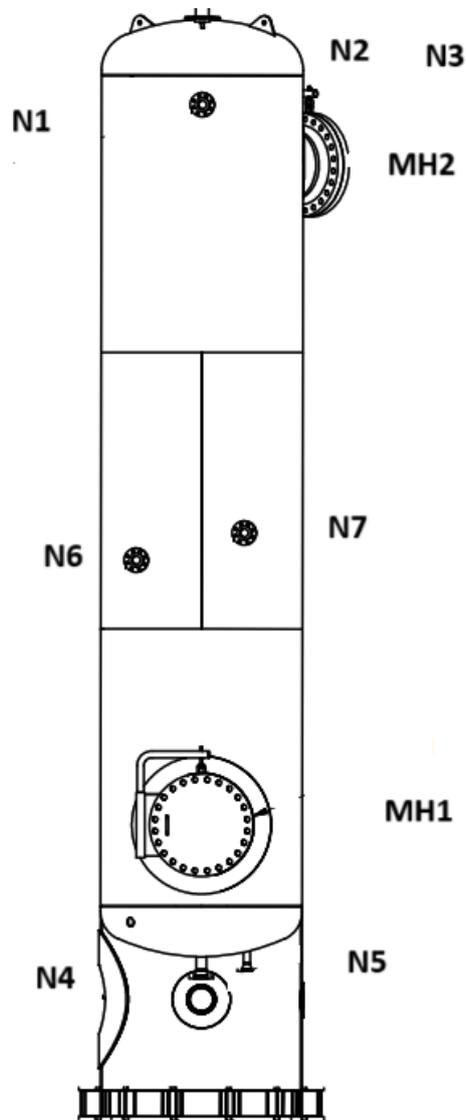
Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1)], [Note (2)], [Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints welded from both sides, or from one side only without a permanent backing strip, that are verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Butt joints welded from one side only with a permanent backing strip that achieves full penetration and fusion as required by UW-35.	For circumferential butt joints with one plate offset, the nominal thickness shall not exceed $\frac{7}{8}$ in. (16 mm). See UW-9(h) and Figure UW-9-3.	A, B, C, and D	0.90	0.80	0.65
(3)	Butt joints welded from one side only without a permanent backing strip that cannot be verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	Circumferential butt joints only, not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint that meets the requirements of UW-36.	(a) Longitudinal joints not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17 that meets the requirements of UW-36.	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds that meets the requirements of UW-36	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{7}{8}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(a) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:

- (1) Some welding processes require ultrasonic examination in addition to radiographic examination, and other processes require ultrasonic examination in lieu of radiographic examination. See UW-11 for some additional requirements and limitations that may apply.
- (2) Joint efficiency assignment rules of UW-12(d) and UW-12(e) shall be considered and may further reduce the joint efficiencies to be used in the required thickness calculations.
- (3) The rules of UW-12(f) may be used in lieu of the rules of this Table at the Manufacturer's option.
- (4) See UW-12(a) and UW-51.
- (5) See UW-12(b) and UW-52.
- (6) For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.
- (7) Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.
- (8) There is no joint efficiency E in the design equations of this Division for Category C and D corner joints. When needed, a value of E not greater than 1.00 may be used.

Anexo 3: Esquema de la ubicación de las bocas en el recipiente



Anexo 4: Dimensiones y masas de las tuberías sin costura según ASME B36.10

Table 2-1
Dimensions and Weights (Masses) of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe

NPS (DN)	Identification [Note (1)]	Schedule No.	Outside Diameter, in. (mm)	Wall Thickness, in. (mm)	Plain End Weight (Mass), lb/ft (kg/m)
1/8 (6)	...	10	0.405 (10.29)	0.049 (1.24)	0.19 (0.28)
1/8 (6)	...	30	0.405 (10.29)	0.057 (1.45)	0.21 (0.32)
1/8 (6)	STD	40	0.405 (10.29)	0.068 (1.73)	0.24 (0.37)
1/8 (6)	XS	80	0.405 (10.29)	0.095 (2.41)	0.31 (0.47)
1/8 (6)	...	160	0.405 (10.29)	0.124 (3.15)	0.37 (0.55)
1/8 (6)	XXS	...	0.405 (10.29)	0.190 (4.83)	0.44 (0.65)
1/4 (8)	...	10	0.540 (13.72)	0.065 (1.65)	0.33 (0.49)
1/4 (8)	...	30	0.540 (13.72)	0.073 (1.85)	0.36 (0.54)
1/4 (8)	STD	40	0.540 (13.72)	0.088 (2.24)	0.43 (0.63)
1/4 (8)	XS	80	0.540 (13.72)	0.119 (3.02)	0.54 (0.80)
1/4 (8)	...	160	0.540 (13.72)	0.145 (3.68)	0.61 (0.91)
1/4 (8)	XXS	...	0.540 (13.72)	0.238 (6.05)	0.77 (1.14)
3/8 (10)	...	10	0.675 (17.14)	0.065 (1.65)	0.42 (0.63)
3/8 (10)	...	30	0.675 (17.14)	0.073 (1.85)	0.47 (0.70)
3/8 (10)	STD	40	0.675 (17.14)	0.091 (2.31)	0.57 (0.84)
3/8 (10)	XS	80	0.675 (17.14)	0.126 (3.20)	0.74 (1.10)
3/8 (10)	...	160	0.675 (17.14)	0.158 (4.01)	0.87 (1.30)
3/8 (10)	XXS	...	0.675 (17.14)	0.252 (6.40)	1.14 (1.70)
1/2 (15)	...	5	0.840 (21.34)	0.065 (1.65)	0.54 (0.80)
1/2 (15)	...	10	0.840 (21.34)	0.083 (2.11)	0.67 (1.00)
1/2 (15)	...	30	0.840 (21.34)	0.095 (2.41)	0.76 (1.13)
1/2 (15)	STD	40	0.840 (21.34)	0.109 (2.77)	0.85 (1.27)
1/2 (15)	XS	80	0.840 (21.34)	0.147 (3.73)	1.09 (1.62)
1/2 (15)	...	160	0.840 (21.34)	0.188 (4.78)	1.31 (1.95)
1/2 (15)	XXS	...	0.840 (21.34)	0.294 (7.47)	1.72 (2.56)
3/4 (20)	...	5	1.050 (26.67)	0.065 (1.65)	0.68 (1.02)
3/4 (20)	...	10	1.050 (26.67)	0.083 (2.11)	0.86 (1.28)
3/4 (20)	...	30	1.050 (26.67)	0.095 (2.41)	0.97 (1.44)
3/4 (20)	STD	40	1.050 (26.67)	0.113 (2.87)	1.13 (1.68)
3/4 (20)	XS	80	1.050 (26.67)	0.154 (3.91)	1.48 (2.19)
3/4 (20)	...	160	1.050 (26.67)	0.219 (5.56)	1.95 (2.89)
3/4 (20)	XXS	...	1.050 (26.67)	0.308 (7.82)	2.44 (3.64)
1 (25)	...	5	1.315 (33.40)	0.065 (1.65)	0.87 (1.29)
1 (25)	...	10	1.315 (33.40)	0.109 (2.77)	1.41 (2.09)
1 (25)	...	30	1.315 (33.40)	0.114 (2.90)	1.46 (2.18)
1 (25)	STD	40	1.315 (33.40)	0.133 (3.38)	1.68 (2.50)
1 (25)	XS	80	1.315 (33.40)	0.179 (4.55)	2.17 (3.24)
1 (25)	...	160	1.315 (33.40)	0.250 (6.35)	2.85 (4.24)
1 (25)	XXS	...	1.315 (33.40)	0.358 (9.09)	3.66 (5.45)
1 1/4 (32)	...	5	1.660 (42.16)	0.065 (1.65)	1.11 (1.65)
1 1/4 (32)	...	10	1.660 (42.16)	0.109 (2.77)	1.81 (2.69)
1 1/4 (32)	...	30	1.660 (42.16)	0.117 (2.97)	1.93 (2.87)
1 1/4 (32)	STD	40	1.660 (42.16)	0.140 (3.56)	2.27 (3.39)

**Table 2-1
Dimensions and Weights (Masses) of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (Cont'd)**

NPS (DN)	Identification [Note (1)]	Schedule No.	Outside Diameter, in. (mm)	Wall Thickness, in. (mm)	Plain End Weight (Mass), lb/ft (kg/m)
1¼ (32)	XS	80	1.660 (42.16)	0.191 (4.85)	3.00 (4.46)
1¼ (32)	...	160	1.660 (42.16)	0.250 (6.35)	3.77 (5.61)
1¼ (32)	XXS	...	1.660 (42.16)	0.382 (9.70)	5.22 (7.76)
1½ (40)	...	5	1.900 (48.26)	0.065 (1.65)	1.28 (1.90)
1½ (40)	...	10	1.900 (48.26)	0.109 (2.77)	2.09 (3.11)
1½ (40)	...	30	1.900 (48.26)	0.125 (3.18)	2.37 (3.54)
1½ (40)	STD	40	1.900 (48.26)	0.145 (3.68)	2.72 (4.05)
1½ (40)	XS	80	1.900 (48.26)	0.200 (5.08)	3.63 (5.41)
1½ (40)	...	160	1.900 (48.26)	0.281 (7.14)	4.86 (7.24)
1½ (40)	XXS	...	1.900 (48.26)	0.400 (10.16)	6.41 (9.55)
2 (50)	...	5	2.375 (60.32)	0.065 (1.65)	1.61 (2.39)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.083 (2.11)	2.03 (3.03)
2 (50)	...	10	2.375 (60.32)	0.109 (2.77)	2.64 (3.93)
2 (50)	...	30	2.375 (60.32)	0.125 (3.18)	3.01 (4.48)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.141 (3.58)	3.37 (5.01)
2 (50)	STD	40	2.375 (60.32)	0.154 (3.91)	3.66 (5.44)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.172 (4.37)	4.05 (6.03)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.188 (4.78)	4.40 (6.55)
2 (50)	XS	80	2.375 (60.32)	0.218 (5.54)	5.03 (7.48)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.250 (6.35)	5.68 (8.45)
2 (50)	2.375 (60.32)	0.281 (7.14)	6.29 (9.36)
2 (50)	...	160	2.375 (60.32)	0.344 (8.74)	7.47 (11.12)
2 (50)	XXS	...	2.375 (60.32)	0.436 (11.07)	9.04 (13.45)
2½ (65)	...	5	2.875 (73.02)	0.083 (2.11)	2.48 (3.69)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.109 (2.77)	3.22 (4.80)
2½ (65)	...	10	2.875 (73.02)	0.120 (3.05)	3.53 (5.26)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.125 (3.18)	3.67 (5.48)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.141 (3.58)	4.12 (6.13)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.156 (3.96)	4.53 (6.74)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.172 (4.37)	4.97 (7.40)
2½ (65)	...	30	2.875 (73.02)	0.188 (4.78)	5.40 (8.04)
2½ (65)	STD	40	2.875 (73.02)	0.203 (5.16)	5.80 (8.64)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.216 (5.49)	6.14 (9.14)
2½ (65)	2.875 (73.02)	0.250 (6.35)	7.02 (10.44)
2½ (65)	XS	80	2.875 (73.02)	0.276 (7.01)	7.67 (11.41)
2½ (65)	...	160	2.875 (73.02)	0.375 (9.52)	10.02 (14.91)
2½ (65)	XXS	...	2.875 (73.02)	0.552 (14.02)	13.71 (20.40)
3 (80)	...	5	3.500 (88.90)	0.083 (2.11)	3.03 (4.52)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.109 (2.77)	3.95 (5.88)
3 (80)	...	10	3.500 (88.90)	0.120 (3.05)	4.34 (6.46)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.125 (3.18)	4.51 (6.72)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.141 (3.58)	5.06 (7.53)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.156 (3.96)	5.58 (8.30)

**Table 2-1
Dimensions and Weights (Masses) of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (Cont'd)**

NPS (DN)	Identification [Note (1)]	Schedule No.	Outside Diameter, in. (mm)	Wall Thickness, in. (mm)	Plain End Weight (Mass), lb/ft (kg/m)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.172 (4.37)	6.12 (9.11)
3 (80)	...	30	3.500 (88.90)	0.188 (4.78)	6.66 (9.92)
3 (80)	STD	40	3.500 (88.90)	0.216 (5.49)	7.58 (11.29)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.250 (6.35)	8.69 (12.93)
3 (80)	3.500 (88.90)	0.281 (7.14)	9.67 (14.40)
3 (80)	XS	80	3.500 (88.90)	0.300 (7.62)	10.26 (15.27)
3 (80)	...	160	3.500 (88.90)	0.438 (11.13)	14.34 (21.35)
3 (80)	XXS	...	3.500 (88.90)	0.600 (15.24)	18.60 (27.68)
3½ (90)	...	5	4.000 (101.60)	0.083 (2.11)	3.48 (5.18)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.109 (2.77)	4.53 (6.75)
3½ (90)	...	10	4.000 (101.60)	0.120 (3.05)	4.98 (7.41)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.125 (3.18)	5.18 (7.72)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.141 (3.58)	5.82 (8.65)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.156 (3.96)	6.41 (9.54)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.172 (4.37)	7.04 (10.48)
3½ (90)	...	30	4.000 (101.60)	0.188 (4.78)	7.66 (11.41)
3½ (90)	STD	40	4.000 (101.60)	0.226 (5.74)	9.12 (13.57)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.250 (6.35)	10.02 (14.92)
3½ (90)	4.000 (101.60)	0.281 (7.14)	11.17 (16.63)
3½ (90)	XS	80	4.000 (101.60)	0.318 (8.08)	12.52 (18.64)
4 (100)	...	5	4.500 (114.30)	0.083 (2.11)	3.92 (5.84)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.109 (2.77)	5.12 (7.62)
4 (100)	...	10	4.500 (114.30)	0.120 (3.05)	5.62 (8.37)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.125 (3.18)	5.85 (8.71)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.141 (3.58)	6.57 (9.78)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.156 (3.96)	7.24 (10.78)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.172 (4.37)	7.96 (11.85)
4 (100)	...	30	4.500 (114.30)	0.188 (4.78)	8.67 (12.91)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.203 (5.16)	9.32 (13.89)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.219 (5.56)	10.02 (14.91)
4 (100)	STD	40	4.500 (114.30)	0.237 (6.02)	10.80 (16.08)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.250 (6.35)	11.36 (16.91)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.281 (7.14)	12.67 (18.87)
4 (100)	4.500 (114.30)	0.312 (7.92)	13.97 (20.78)
4 (100)	XS	80	4.500 (114.30)	0.337 (8.56)	15.00 (22.32)
4 (100)	...	120	4.500 (114.30)	0.438 (11.13)	19.02 (28.32)
4 (100)	...	160	4.500 (114.30)	0.531 (13.49)	22.53 (33.54)
4 (100)	XXS	...	4.500 (114.30)	0.674 (17.12)	27.57 (41.03)
5 (125)	5.563 (141.30)	0.083 (2.11)	4.86 (7.24)
5 (125)	...	5	5.563 (141.30)	0.109 (2.77)	6.36 (9.46)
5 (125)	5.563 (141.30)	0.125 (3.18)	7.27 (10.83)
5 (125)	...	10	5.563 (141.30)	0.134 (3.40)	7.78 (11.56)
5 (125)	5.563 (141.30)	0.156 (3.96)	9.02 (13.41)

**Table 2-1
Dimensions and Weights (Masses) of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (Cont'd)**

NPS (DN)	Identification [Note (1)]	Schedule No.	Outside Diameter, in. (mm)	Wall Thickness, in. (mm)	Plain End Weight (Mass), lb/ft (kg/m)
22 (550)	22.00 (558.8)	0.812 (20.62)	183.92 (273.68)
22 (550)	...	60	22.00 (558.8)	0.875 (22.22)	197.60 (294.03)
22 (550)	22.00 (558.8)	0.938 (23.83)	211.19 (314.39)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.000 (25.40)	224.49 (334.12)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.062 (26.97)	237.70 (353.73)
22 (550)	...	80	22.00 (558.8)	1.125 (28.58)	251.05 (373.71)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.188 (30.18)	264.31 (393.44)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.250 (31.75)	277.27 (412.68)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.312 (33.32)	290.15 (431.80)
22 (550)	...	100	22.00 (558.8)	1.375 (34.92)	303.16 (451.15)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.438 (36.53)	316.08 (470.50)
22 (550)	22.00 (558.8)	1.500 (38.10)	328.72 (489.25)
22 (550)	...	120	22.00 (558.8)	1.625 (41.28)	353.94 (526.85)
22 (550)	...	140	22.00 (558.8)	1.875 (47.62)	403.38 (600.32)
22 (550)	...	160	22.00 (558.8)	2.125 (53.98)	451.49 (672.03)
24 (600)	...	5	24.00 (609.6)	0.218 (5.54)	55.42 (82.53)
24 (600)	...	10	24.00 (609.6)	0.250 (6.35)	63.47 (94.47)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.281 (7.14)	71.25 (106.08)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.312 (7.92)	79.01 (117.52)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.344 (8.74)	86.99 (129.51)
24 (600)	STD	20	24.00 (609.6)	0.375 (9.52)	94.71 (140.89)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.406 (10.31)	102.40 (152.38)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.438 (11.13)	110.32 (164.27)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.469 (11.91)	117.98 (175.55)
24 (600)	XS	...	24.00 (609.6)	0.500 (12.70)	125.61 (186.95)
24 (600)	...	30	24.00 (609.6)	0.562 (14.27)	140.81 (209.51)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.625 (15.88)	156.17 (232.52)
24 (600)	...	40	24.00 (609.6)	0.688 (17.48)	171.45 (255.25)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.750 (19.05)	186.41 (277.44)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.812 (20.62)	201.28 (299.51)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.875 (22.22)	216.31 (321.87)
24 (600)	24.00 (609.6)	0.938 (23.83)	231.25 (344.25)
24 (600)	...	60	24.00 (609.6)	0.969 (24.61)	238.57 (355.04)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.000 (25.40)	245.87 (365.94)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.062 (26.97)	260.41 (387.52)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.125 (28.58)	275.10 (409.52)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.188 (30.18)	289.71 (431.25)
24 (600)	...	80	24.00 (609.6)	1.219 (30.96)	296.86 (441.80)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.250 (31.75)	304.00 (452.46)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.312 (33.32)	318.21 (473.54)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.375 (34.92)	332.56 (494.90)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.438 (36.53)	346.83 (516.27)
24 (600)	24.00 (609.6)	1.500 (38.10)	360.79 (536.98)

Anexo 5: Mínimo espesor solicitado de las bocas Tabla UG-45

Table UG-45 Nozzle Minimum Thickness Requirements		
Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS $\frac{1}{8}$ (DN 6)	0.060	1.51
NPS $\frac{1}{4}$ (DN 8)	0.077	1.96
NPS $\frac{3}{8}$ (DN 10)	0.080	2.02
NPS $\frac{1}{2}$ (DN 15)	0.095	2.42
NPS $\frac{3}{4}$ (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS $1\frac{1}{4}$ (DN 32)	0.123	3.12
NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS $2\frac{1}{2}$ (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS $3\frac{1}{2}$ (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
\geq NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.