



# 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:

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

AUTOR(ES)

CARLOS ALFREDO SUNTAXI LLUMIQUINGA

DIRECTOR:

NANCY VERÓNICA MORENO DIAGO

QUITO – ECUADOR  
2022



**Autor(es):****Carlos Alfredo Suintaxi LLumiQuinga**

Ingeniero Mecánico Automotriz  
Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica con mención en  
Diseño De Sistemas Mecánicos, Hidráulicos Y Térmicos por la  
Universidad Politécnica Salesiana – Sede Quito.  
csuintaxi@est.ups.edu.ec

**Dirigido por:****Nancy Verónica Moreno Diago**

Ingeniera Mecánica  
Magíster Scientiarum en Ingeniería Mecánica  
diagonv@gmail.com

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

2022 © Universidad Politécnica Salesiana.

QUITO– ECUADOR – SUDAMÉRICA

**SUNTAXI LLUMIQUINGA CARLOS ALFREDO**

***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.***

## **DEDICATORIA**

Al Dios que creó todas las cosas, al Dios que me dio la bendición y la fuerza para seguir adelante, a quien dedico esto con toda la humildad que puedo emanar de mi corazón.

A mi familia, en especial a mi madre que me brindó su apoyo incondicional con su amor y sencillez, siempre admiraré su forma de ver la vida.

Carlos Suntaxi Ll.

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana, a los docentes y autoridades que conforman la carrera de Ingeniería Mecánica por brindarnos sus conocimientos y valores adquiridos en el transcurso de su experiencia. A la Ingeniera Nancy Verónica Moreno Diago tutora del proyecto que con su experiencia y conocimientos se hizo posible la realización del proyecto.

# TABLA DE CONTENIDO

---

RESUMEN.....	14
ABSTRACT.....	15
1. INTRODUCCIÓN.....	16
1.1 ANTECEDENTES .....	16
2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
2.1 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.....	18
2.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	19
2.2.1 PROBLEMA GENERAL.....	19
2.2.2 PROBLEMAS ESPECÍFICOS .....	19
2.3 JUSTIFICACIÓN.....	19
2.4 OBJETIVOS.....	20
2.4.1 OBJETIVOS GENERALES .....	20
2.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL .....	22
3.1 INDUSTRIA PETROLERA .....	22
3.2 DEPURADOR DE GAS .....	23
3.3 TIPOS DE SEPARADORES.....	24
3.4 PRINCIPIOS DE SEPARACIÓN .....	25
3.4.1 SEPARACIÓN POR DESPLAZAMIENTO.....	25
3.4.2 SEPARACIÓN POR EFECTOS DE LA GRAVEDAD .....	25
3.4.3 SEPARACIÓN POR COALESCENCIA .....	25
3.4.4 SEPARACIÓN POR ACUMULACIÓN DE LIQUIDO .....	26
3.5 SECCIONES DE SEPARACIÓN.....	26
3.5.1 PRIMERA SECCIÓN DE SEPARACIÓN.....	26
3.5.2 SECCIÓN POR EFECTO DE LA GRAVEDAD.....	27
3.5.3 SECCIÓN DE EXTRACCIÓN DE NEBLINA .....	27
3.5.4 SECCIÓN DE ACUMULACIÓN DE LÍQUIDO.....	28
3.6 ELEMENTOS INTERNOS DE UN SEPARADOR .....	28
3.6.1 DISPOSITIVO ELIMINADOR DE NIEBLA.....	28
3.6.2 DEFLECTOR.....	29
3.6.3 ROMPE VÓRTICE.....	29
3.7 DISPOSITIVOS DE CONTROL DE UN SEPARADOR.....	29
3.7.1 DISPOSITIVO DE CONTROL DE PRESIÓN.....	29

3.7.2	DISPOSITIVO DE CONTROL DE NIVEL.....	30
3.7.3	ORIFICIOS PARA INSTRUMENTACIÓN.....	30
3.8	DISEÑO HIDRÁULICO DE UN SEPARADOR.....	30
3.8.1	DIÁMETRO DEL SEPARADOR EN EL PROCESO DE SEPARACIÓN.....	30
3.8.2	ALTURA DE SEPARADORES VERTICALES EN EL PROCESO DE SEPARACIÓN.....	31
3.9	DISEÑO MECÁNICO DE UN SEPARADOR.....	32
3.10	TERMINOLOGÍA.....	33
3.10.1	PRESIÓN DE OPERACIÓN.....	33
3.10.2	PRESIÓN DE DISEÑO.....	34
3.10.3	PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA ADMISIBLE (MAWP).....	34
3.10.4	MÁXIMA TEMPERATURA DE DISEÑO.....	34
3.10.5	MÍNIMA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL METAL (MDMT) ...	34
3.10.6	EFICIENCIA DE LA SOLDADURA.....	34
3.10.7	CORROSIÓN PERMISIBLE.....	35
3.10.8	ESFUERZOS.....	36
3.11	MATERIALES.....	36
3.12	CÁLCULO DE CILINDRO DEL RECIPIENTE.....	36
3.13	SELECCIÓN DE CABEZAS SOMETIDAS A PRESIÓN.....	37
3.13.1	CABEZA HEMISFÉRICA.....	38
3.13.2	CABEZA ELÍPTICA.....	39
3.13.3	CABEZA TORIESFÉRICA.....	40
3.14	CONFORMADO DE PARTES A PRESIÓN.....	41
3.15	DISEÑO DE BOQUILLA EN RECIPIENTE A PRESIÓN.....	42
3.16	CÁLCULO ESPESOR DE LOS CUELLOS DE BOQUILLAS.....	42
3.17	DISEÑO DE APERTURAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN.....	42
3.18	DISEÑO DE TAMAÑOS DE APERTURA.....	43
3.19	DISEÑO DE REFUERZOS REQUERIDOS PARA APERTURAS.....	43
3.20	ESFUERZOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN.....	45
3.20.1	PESO DEL RECIPIENTE.....	45
3.20.2	CÁLCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO.....	45
3.20.3	CÁLCULO POR SISMO.....	46
3.20.4	CÁLCULO POR VIBRACIÓN.....	46
3.21	DIAGRAMA DE PROCESOS.....	46
4.	MATERIALES Y METODOLOGÍA.....	48

4.1	HIPÓTESIS .....	48
4.1.1	HIPÓTESIS GENERAL.....	48
4.1.2	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS .....	48
5.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	50
5.1	INTRODUCCIÓN .....	50
5.2	DISEÑO CONCEPTUAL .....	50
5.3	DISEÑO MECÁNICO .....	50
5.4	DISEÑO MECÁNICO SEGÚN ASME VIII DIVISIÓN I .....	51
5.4.1	SELECCIÓN DE MATERIALES.....	51
5.4.2	DIMENSIONES DEL RECIPIENTE.....	51
5.4.3	CALCULO POR PRESIÓN INTERNA.....	52
5.4.3.1	CÁLCULO ESPESOR DEL CILINDRO.....	52
5.4.3.2	CÁLCULO DE ELONGACIÓN DE FIBRAS EXTREMAS CILINDRO.....	55
5.4.3.3	CÁLCULO ESPESOR CABEZA DEL RECIPIENTE .....	56
5.4.3.4	CÁLCULO ELONGACIÓN DE FIBRAS EXTREMAS CABEZA ELÍPTICA.....	58
5.4.3.5	CÁLCULO DE ESPESOR CUELLO DE BOQUILLAS.....	60
5.4.3.6	CÁLCULO MÍNIMO ESPESOR DE BOQUILLAS.....	60
5.4.3.7	CÁLCULO DE ELEMENTO DE REFUERZO BOQUILLAS.....	63
5.5	CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL TANQUE .....	68
5.6	CALCULO POR PESO PROPIO .....	69
5.7	CALCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO.....	71
5.7.1	CÁLCULO DE LA FUERZA CORTANTE DEBIDO AL VIENTO....	71
5.7.2	CÁLCULO DEL MOMENTO PRODUCIDO POR EL VIENTO....	72
5.7.3	CÁLCULO DEL MOMENTO EN LA LÍNEA DE TANGENCIA DEL FONDO.....	73
5.7.4	CÁLCULO DE ESFUERZO POR LA FUERZA DEL VIENTO .....	73
5.8	CÁLCULO POR VIBRACIÓN .....	74
5.8.1	CÁLCULO DE PERIODO DE VIBRACIÓN.....	74
5.8.2	CÁLCULO DE VIBRACIÓN PERMITIDA.....	75
5.9	CALCULO SÍSMICO .....	77
5.9.2	CÁLCULO DE ESFUERZO EN LA BASE.....	78
5.9.3	CÁLCULO DEL ESPESOR REQUERIDO.....	79
5.10	CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA.....	79
5.11	CÁLCULO DEL FALDÓN .....	82

5.11.1	CÁLCULO DE ESPESOR REQUERIDO .....	82
5.11.2	CÁLCULO DE PERNOS DE FIJACIÓN.....	83
5.11.3	DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA BASE .....	87
5.12	CÁLCULO DE OREJA DE ELEVACIÓN .....	91
5.13	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO MECÁNICO RECIPIENTE VERTICAL .....	93
5.13.1	PROPÓSITO .....	93
5.13.2	ALCANCE.....	93
5.13.3	DOCUMENTOS APLICABLES .....	93
5.13.4	RESPONSABILIDADES .....	94
5.13.5	REQUISITOS PARA EL DISEÑO .....	94
5.13.6	UNIDADES DE MEDIDA.....	94
5.13.7	REQUERIMIENTO PARA EL DISEÑADOR DE RECIPIENTES A PRESIÓN.....	95
5.13.8	CUALIFICACIÓN PARA ACTIVIDADES DE DISEÑO.....	95
5.13.9	DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR.....	96
5.13.10	ESPECIFICACIÓN DEL USUARIO .....	96
5.13.11	CÁLCULO DE ESPESOR DEL CUERPO DEL RECIPIENTE.....	97
5.13.12	CÁLCULO DE ESPESOR DE LA CABEZA DEL RECIPIENTE.	102
5.13.13	CÁLCULO DE ESPESOR DE LAS BOQUILLAS DEL RECIPIENTE 105	
5.13.14	CALCULO EL REFUERZO EN BOQUILLAS.....	108
5.13.15	CÁLCULO PESO DEL RECIPIENTE.....	111
5.13.16	CALCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO.....	111
5.13.17	CALCULO POR VIBRACIÓN.....	113
5.13.18	CÁLCULO DEL SISMO.....	113
5.13.19	CÁLCULO DEL SOPORTE DEL FALDÓN .....	114
5.13.20	CÁLCULO DE PERNOS DE ANCLAJE.....	114
5.13.21	CÁLCULO DE OREJA DE ELEVACIÓN.....	114
6.	CONCLUSIONES .....	115
7.	RECOMENDACIONES.....	117
8.	REFERENCIAS .....	118

# LISTA DE TABLAS

---

<b>Tabla 1.</b> Ecuaciones para esfuerzo de conformado adaptado de [2] .....	41
<b>Tabla 2.</b> Materiales Propuesto por el usuario, tomado de [20].....	51
<b>Tabla 3.</b> Condiciones de diseño del Recipiente a presión .....	52
<b>Tabla 4.</b> Valores para determinar espesor del cuerpo.....	53
<b>Tabla 5.</b> Datos Diseño de Cabezas Elíptica .....	56
<b>Tabla 6.</b> Resumen de espesores requeridos cuerpo y cabeza .....	59
<b>Tabla 7.</b> Datos diseño espesor de boquilla.....	60
<b>Tabla 8.</b> Resumen de espesores de boquillas .....	62
<b>Tabla 9.</b> Proyección mínima para bridas de cuello soldable, modificada de [19].....	62
<b>Tabla 10.</b> Datos de Diseño Cálculo de Refuerzo para presión interna.....	63
<b>Tabla 11.</b> Resumen de placas de refuerzo boquillas .....	67
<b>Tabla 12.</b> Datos para cálculo de esfuerzos.....	68
<b>Tabla 13.</b> Cálculo del peso propio del recipiente .....	69
<b>Tabla 14.</b> Módulo de elasticidad acero al carbono adaptado de [19] .....	81
<b>Tabla 15.</b> Valores para el diseño de fijación recipiente vertical. ....	84
<b>Tabla 16.</b> Perno seleccionado tomado de [19] .....	87
<b>Tabla 17.</b> Resistencia del concreto .....	89
<b>Tabla 18.</b> Dimensiones para mecanismo de Elevación tomado de [19] .....	91
<b>Tabla 19.</b> Datos de diseño para oreja de Elevación .....	92

# LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Mapa compañías operadora de petróleo en Ecuador [14]. .....	23
<b>Figura 2.</b> Depurador de gas en un sistema de producción petrolera [15]. .....	24
<b>Figura 3.</b> Tipos de separadores de petróleo adapta de [15] .....	25
<b>Figura 4.</b> Fases de separación dentro del depurador de gas adaptado de [15].....	26
<b>Figura 5.</b> Dimensiones generales de diseño separador vertical, adaptado de [15] .....	32
<b>Figura 6.</b> Porta Código ASME VIII División 1 adaptado de:[2] .....	33
<b>Figura 7.</b> Tipo de juntas y eficiencia de soldadura adaptado de [19]. .....	35
<b>Figura 8.</b> Esfuerzos en un cilindro .....	36
<b>Figura 9.</b> Tipo de cabezas para recipiente a presión adaptado de [19] .....	38
<b>Figura 10.</b> Cabeza Hemisférica adaptado de [2] .....	39
<b>Figura 11.</b> Cabeza elíptica adaptado de [2] .....	40
<b>Figura 12.</b> Cabeza toriesferica adaptado de [2] .....	41
<b>Figura 13.</b> Configuración de refuerzo en apertura de boquilla adaptado de [2] .....	44
<b>Figura 14.</b> Diagrama de Flujo diseño de sistema de recolección de Gas de [26].....	47
<b>Figura 15.</b> Esfuerzo circunferencial sometido a presión interna .....	53
<b>Figura 16.</b> Esfuerzo longitud sometido a presión interna .....	54
<b>Figura 17.</b> Presión interna en cabeza elíptica .....	57
<b>Figura 18.</b> Esfuerzo debido a la presión adaptado de [19] .....	68
<b>Figura 19.</b> Zonas sísmicas en Ecuador, tomado de [21] .....	75
<b>Figura 20.</b> Diagrama de cargas sísmicas adaptado de [19] .....	77
<b>Figura 21.</b> Alturas para determinación de momento adaptado de [19].....	77
<b>Figura 22.</b> Diagrama de deflexión en un recipiente vertical adaptado de [19] .....	80

<b>Figura 23.</b> Soldadura a tope eficiencia 0.6 cilindro-faldón adaptado de [19].....	82
<b>Figura 24.</b> Dimensionamiento de anillo base tomado de [19] .....	87
<b>Figura 25.</b> Figura oreja de elevación adaptado de [19].....	92
<b>Figura 26.</b> Diagrama de flujo para determinación de espesor de cuerpo bajo presión interna .....	99
<b>Figura 27.</b> Diagrama de flujo para determinación el espesor por esfuerzo circunferencial .....	100
<b>Figura 28.</b> Diagrama de flujo para determinación el espesor por esfuerzo longitudinal .....	101
<b>Figura 29.</b> Diagrama de flujo para determinación el espesor de la cabeza elíptica ....	104
<b>Figura 30.</b> Diagrama de flujo para determinación el espesor de boquilla.....	107
<b>Figura 31.</b> Diagrama de flujo para determinar inclusión de refuerzo.....	109
<b>Figura 32.</b> Diagrama de flujo para verificación de refuerzo.....	110

## LISTA DE ANEXOS

<b>Anexo 1.</b> Requerimiento de diseño del usuario para recipiente a presión.....	
<b>Anexo 2.</b> Símbolo de diagrama de flujo .....	
<b>Anexo 3.</b> Cálculo de espesor nominal de boquillas.....	
<b>Anexo 4.</b> Cálculo de requerimiento de Refuerzo. ....	
<b>Anexo 5.</b> Pesos de partes del recipiente. ....	
<b>Anexo 6.</b> Valores de factor Z en función de la zona sísmica .....	
<b>Anexo 7.</b> Numero de pernos de anclaje .....	
<b>Anexo 8.</b> Esfuerzos máximos para pernos de anclaje .....	
<b>Anexo 9.</b> Selección de tamaño de perno y dimensionamiento de faldón .....	

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.

AUTOR(ES):

CARLOS ALFREDO SUNTAXI LLUMIQUINGA

## RESUMEN

---

En la actualidad existe mucha teoría referente al diseño mecánico de recipientes a presión sin embargo para el cálculo implica tener un conocimiento previo para discernir una correcta aplicación de fórmulas. Los recipientes a presión, en muchos casos, son el núcleo del proceso productivo en la industria a nivel mundial, por lo que se destaca la importancia y relevancia en el área de diseño mecánico.

El objetivo principal del presente proyecto es desarrollar un procedimiento en la fase de diseño mecánico, de un depurador de gas de 200 GLS, recipientes ampliamente utilizados en la industria petrolera. Para el diseño mecánico de recipientes a presión, a nivel internacional se han creado y adoptado normativas, para este caso se tiene como base al código ASME VIII división 1, el procedimiento consta de conceptos, asignación de responsabilidades en el proceso, así como gráficas tipo flujogramas que facilitaran el diseño en el área de ingeniería.

En conclusión, se generó un procedimiento como guía de diseño para ayudar a la industria a obtener valores de espesores mínimos requeridos para sus diferentes elementos que conforman el recipiente a presión bajo parámetros de diseño establecidas por los usuarios con apoyo del código aplicable.

**Palabras clave:**

Procedimiento, Diseño, Flujograma, Recipiente, Presión.

## ABSTRACT

---

At present there is a lot of theory of reference to the mechanical design of pressure vessels, however for the calculation it implies having prior knowledge to discern a correct application of formulas. Pressure vessels, in many cases, are the core of the production process in the industry worldwide, which is why their importance and relevance in mechanical design stands out.

The main objective of this project is to develop a procedure in the mechanical design phase of a 200 GLS gas scrubber, containers widely used in the oil industry. For the mechanical design of pressure vessels, international regulations have been created and adopted, for this case the ASME VIII division 1 code is based, the procedure consists of concepts, assignment of responsibilities in the process, as well as type graphs flowcharts that will facilitate the design in the engineering area.

In conclusion, a procedure was generated as a design guide to help the industry to obtain minimum thickness values required for its different elements that make up the pressure vessel under design parameters established by users with the support of the applicable code.

**Keywords:**

Procedure, Design, Flowchart, Container, Pressure.

# 1. INTRODUCCIÓN

---

## 1.1 ANTECEDENTES

Un recipiente a presión se define como un recipiente con un diferencial de presión entre el interior y el exterior. La presión interior suele ser más alta que la exterior. El fluido dentro del recipiente puede sufrir un cambio de estado como en el caso de una caldera de vapor o puede combinarse con otro reactivo como en el caso de un reactor químico.

El recipiente a presión a menudo tiene una combinación de alta presión junto con alta temperatura y, en algunos casos, fluidos inflamables o material altamente radiactivo se debe asegurar el diseño sea tal que no se produzcan fugas garantizando la seguridad de personas y activos, así como la estabilidad operativa de importantes empresas a nivel global para reducir el riesgo de falla catastrófica. Además, el recipiente debe diseñarse cuidadosamente para hacer frente a la temperatura y la presión de funcionamiento. En el diseño de recipientes a presión se utiliza diferentes métodos como son elementos finitos, y reglas de diseño dadas por normas internacionales adoptadas en cada país mismos que tienden a cumplir con los requerimientos para contención de presión,[1] menciona es primordial conocer las diferencias básicas entre los códigos principales usados en el mundo para con esto fundamentar las bases del criterio profesional de ingeniero especializado a esta área de estudio.

Los recipientes a presión suelen ser esféricos o cilíndricos con un domo en el extremo. Generalmente se prefieren los recipientes cilíndricos debido a que presentan una fabricación simple y hacen un mejor uso del espacio disponible.

El diseño del recipiente a presión se basa en el Código ASME VIII División 1 [2] junto con numerosos requisitos en las diferentes fuentes, [3] y que seguir estos estándares deja al diseñador libre para diseñar los componentes externos que no son sometidos a presión. Este aspecto del diseño reduce en gran medida el tiempo

de desarrollo de un nuevo recipiente a presión, [4] luego de realizar un análisis FEM se puede observar que el diseño por análisis FEM es más deseable para evaluar y predecir el comportamiento de diferentes configuraciones de soportes tipo silla con o sin anillos de refuerzo.

La aplicación de un sistema de control de calidad tomando como base el código ASME VIII División 1 como lo muestra en [5] mejora la efectividad de la fabricación del recipiente a presión con la implantación de manuales de control de calidad que incluyen procedimientos de gestión en varias áreas, reduciendo el reproceso y desperdicio además minimizando los riesgos que surgen durante la producción y la satisfacción del cliente puede aumentar en un 60%, lo que resulta disminución de costos operativos.

Ante esta realidad, se considera adecuado contar con procedimientos de diseño en las empresas industriales como mecanismo orientador para asegurar el correcto funcionamiento de los recipientes a presión dentro de la industria.

## 2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA

### 2.1 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

El proceso de diseño dentro las empresas relacionadas con recipientes a presión requiere de personal con una gran experiencia y un vasto conocimiento de los principios del código ASME VIII División 1 [2] para un correcto aseguramiento e interpretación de resultados del diseño mecánico, dentro de la mediana y pequeña empresa, la rotación constante del talento humano por nuevas oportunidades y ascensos hace que el área de diseño tenga problemas de tiempos de entrega, capacitación y entrenamiento del nuevo personal, generando retrasos en el proceso de diseño, no conformidades en los productos en fase de fabricación, sumado a la exigencia de sistemas de calidad como en [6] y [7] para garantizar la calidad del producto.

Las empresas relacionadas a la fabricación de equipos a presión para la optimización de recursos aplican diferentes conceptos, herramientas y técnicas las cuales ayudan a detectar problemas con el enfoque de mejorar tiempos, minimizar costos y aumentar la satisfacción de los clientes logrando un nivel competitivo acorde a las exigencias del mercado como se explica en [5], [8], [9].

Por los antecedentes mencionados es importante proponer un procedimiento de diseño mecánico cumpliendo los requerimientos del Código ASME VIII División 1, asegurando una comprensión clara de las exigencias del Código que sirva como guía al nuevo personal e involucrados y así mejorar la interpretación y tiempos en el proceso de diseño en industrias relacionadas.

## 2.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

### 2.2.1 PROBLEMA GENERAL

¿Es posible proponer 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?

### 2.2.2 PROBLEMAS ESPECÍFICOS

¿Se podrá definir los datos de diseños de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS para posteriormente realizar el diseño mecánico?

¿Se podrá determinar los requerimientos de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad con 200 GLS en base al Código ASME VIII División 1?

¿Es viable realizar un diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS según Código ASME VIII División 1 para posteriormente desarrollar un procedimiento de diseño?

¿Sera factible plantear el procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS según el Código ASME VIII División 1 para mejorar tiempos en el proceso de diseño?

## 2.3 JUSTIFICACIÓN

En muchos casos, el recipiente a presión es el producto de mayor fabricación en las diferentes empresas en todo el mundo de ahí su importancia en el área del diseño mecánico pues de esta forma se puede garantizar un buen funcionamiento, para esto se ha desarrollado y adoptado normativas a nivel internacional y determinar procedimientos y requerimientos para su diseño y fabricación como lo indica en [6], [10], así como montaje y alteración como lo explica en [1].

El uso de tanques a presión en la industria petrolera se debe a los beneficios que ofrece el petróleo como una fuente de energía.

Ecuador inició la producción en la década de 1960 y se consagró como la primera fuente de ingresos del país, sino que desde entonces diversas empresas petroleras nacionales y extranjeras han producido la extracción del petróleo. A medida que la tecnología de hidrocarburos ha avanzado en varios procesos, se han desarrollado nuevos y mejores recipientes para maximizar el potencial energético del petróleo como lo describe en [11].

El procedimiento es una guía para realizar una actividad, que define una serie de acciones para lograr resultado específico, que facilita la formación y educación de las personas para brindar una visión integral de los procesos que componen el trabajo de una empresa u organización como por ejemplo en [12]. El propósito del procedimiento es estandarizar la actividad, para minimizar errores, desviaciones y diferencias, para documentar forma en que se deben realizar las acciones por promover el cumplimiento técnico respaldando la calidad de los resultados solicitado en la actual industria.

## 2.4 OBJETIVOS

### 2.4.1 OBJETIVOS GENERALES

Proponer un procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS según el código ASME VIII División 1 para optimizar los tiempos de diseño.

### 2.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Definir los datos técnicos un depurador de gas con capacidad de 200 GLS para posteriormente realizar el diseño mecánico.

Determinar los requerimientos de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS según el código ASME VIII División 1.

Diseñar el depurador de gas para que cumpla las especificaciones del código ASME VIII División 1 y posteriormente desarrollar un procedimiento de diseño.

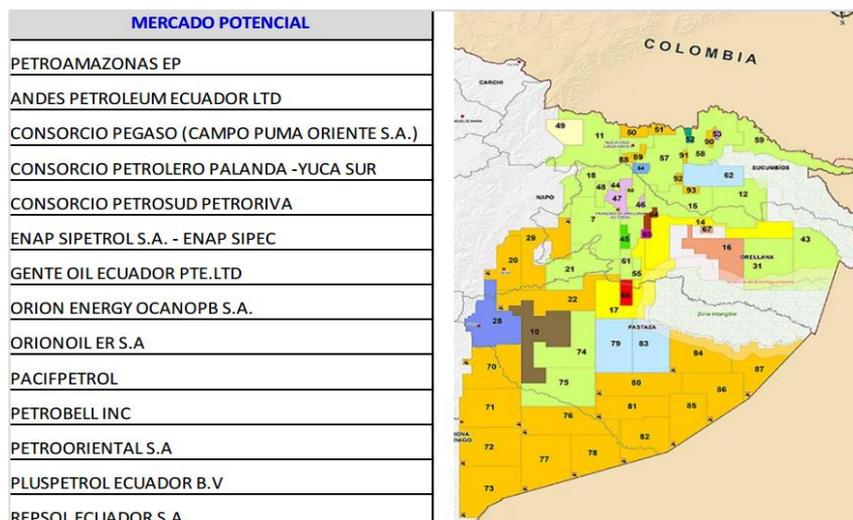
Desarrollar un procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas de 200 GLS optimizando los tiempos en el proceso de diseño.

## 3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

### 3.1 INDUSTRIA PETROLERA

El uso de recipientes de presión en la industria petrolera se remonta desde el descubrimiento del petróleo y por ende las ventajas que éste ofrece como una fuente de energía. Ecuador inició su explotación en los años sesenta, además de posicionarse como la primera fuente de ingresos del país, desde entonces diversas empresas petroleras nacionales e internacionales extraen el petróleo con altos requerimientos de calidad y seguridad.

Durante varios años las empresas de la industria del petróleo se han considerado como una burbuja económica por la inestabilidad en el precio de sus activos o productos, actualmente el gobierno de turno es promotor de esta iniciativa como se menciona en la referencia [13], dentro de su plan de trabajo tiene la expectativa de duplicar la producción petrolera, presentado oportunidades comerciales en el segmento del mercado de fabricación de recipientes a presión con las compañías operadoras y sub operadoras de petróleo Figura 1, las compañías necesitan de los servicios de construcción para el desarrollo de la producción en los diferentes campos petroleros lo cual implica que para poder procesar esta producción se necesitará de altos niveles de construcción civil, eléctrica, mecánica y de instrumentación, con los antecedentes mencionados se hace necesario disponer de documentos técnicos que plantean una metodología o procedimiento desarrollados para recipientes sometidos a presión como depuradores de gases esenciales en estos procesos, con el objetivo de optimizar los tiempos de cálculos y el diseño mecánico.

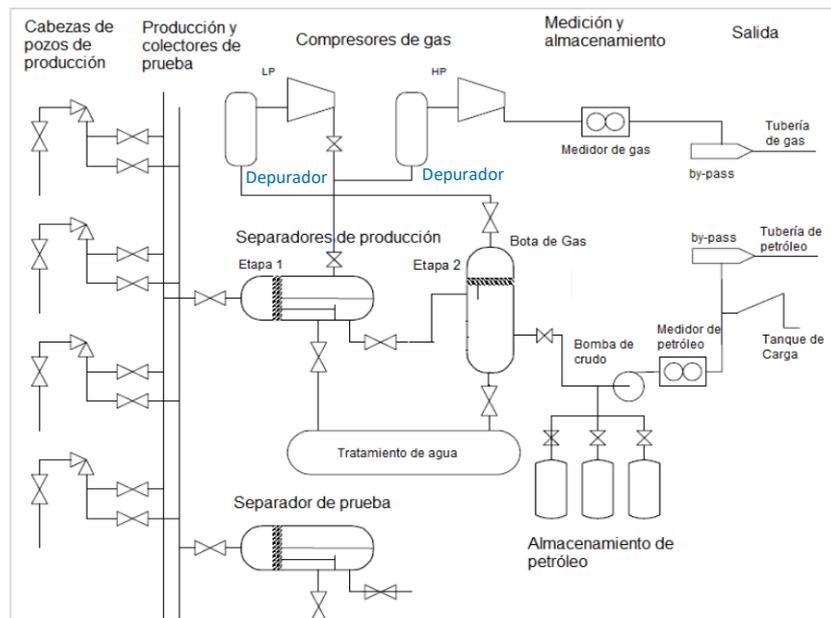


**Figura 1.** Mapa compañías operadora de petróleo en Ecuador [14].

## 3.2 DEPURADOR DE GAS

Es un recipiente utilizado para separar partículas sólidas en una corriente de gas o líquido y está diseñado para recuperar el líquido arrastrado por el gas que salen de un recipiente de producción producidas en la ruta o condensado el líquido resultantes debido a la baja de presión de la tubería, los depuradores evitan daños en los de equipos mecánicos aguas arriba, como los compresores que pueden dañarse o reducir su eficiencia por la presencia de fluidos libres, como se puede apreciar en la

Figura 2.

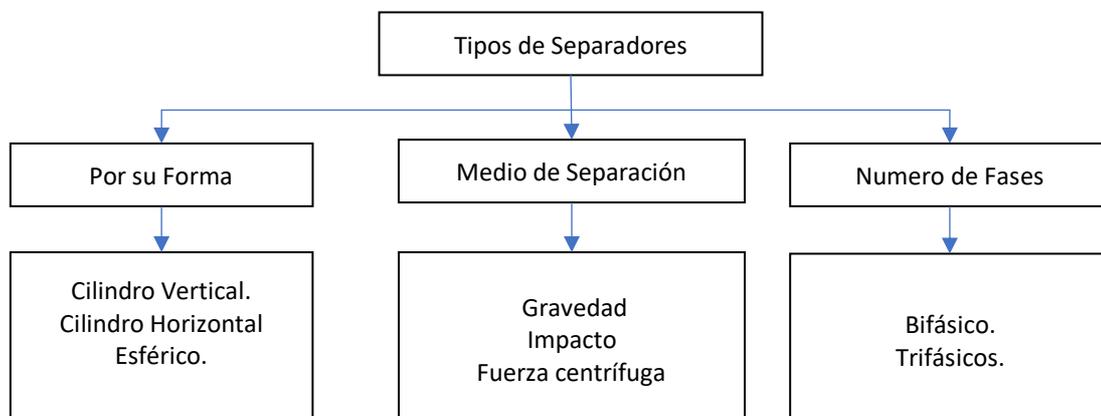


**Figura 2.** Depurador de gas en un sistema de producción petrolera [15].

Los depuradores verticales son los más utilizados, sin embargo, los depuradores horizontales también son aceptados, sin embargo, la limitación de espacio a menudo requieren el uso de configuraciones verticales como lo describen en la referencia [14].

### 3.3 TIPOS DE SEPARADORES

El tipo de separadores se determina de acuerdo con los requisitos del usuario final y las diferentes áreas, combinado con la experiencia, la secuencia de cálculo y los costos para determinar la viabilidad de uso. En la Figura 3 se aprecia diferentes opciones de separadores según la forma, el tipo de separación y número de etapas.



**Figura 3.** Tipos de separadores de petróleo adapta de [15]

Los recipientes de separación trabajan bajo los principios de la mecánica de fluidos. En la práctica los separadores verticales tienen suficiente control en comparación a los separadores horizontales, sin embargo, los separadores horizontales tienen las mejores características para manejar grandes volúmenes de líquidos por esto es importante comprender el proceso de separación para un diseño adecuado.

## 3.4 PRINCIPIOS DE SEPARACIÓN

Para la separación física de vapores, líquidos o sólidos el principio básico es el desplazamiento, la gravedad y la coalescencia. La separación puede ser aplicada con uno o más de estas bases sin embargo en las fases líquidas se debe tener como premisa que deben ser inmiscibles y tener diferentes densidades para que ocurra la separación como lo indica en [15].

### 3.4.1 SEPARACIÓN POR DESPLAZAMIENTO

En el caso de un fluido si cambia repentinamente su desplazamiento, las partículas de la fase ligera se desplazará o se moverán más rápido que las partículas de un fluido más denso o pesado produciendo que las fases se separen como lo indica en [15].

### 3.4.2 SEPARACIÓN POR EFECTOS DE LAS GRAVEDAD

Cuando la gravedad sobre una partícula tipo gota es mayor que la partícula de gas, la gota se separa de la fase gaseosa[15].

### 3.4.3 SEPARACIÓN POR COALESCENCIA

Se utiliza un mecanismo de coalescencia para que las gotas más pequeñas formen una niebla que se incrusta en la fase gaseosa y no se puede separar por gravedad. Estos agentes son separadores por los eliminadores de niebla para que las partículas tipo gotas de menor tamaño choquen y formen gotas

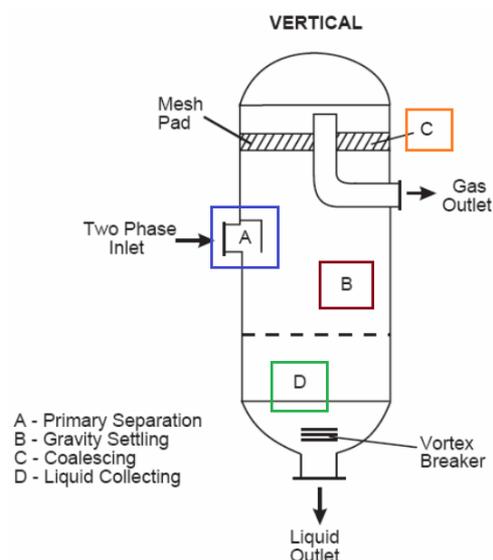
más grandes que se asientan por gravedad debido a su mayor tamaño y peso como lo indica en la referencia [15].

### 3.4.4 SEPARACIÓN POR ACUMULACIÓN DE LIQUIDO

El líquido separado se acumula en el fondo, y dado que el líquido acumulado debe permanecer durante un cierto tiempo de resiliencia, esta parte permite la separación de las partículas de gas mezcladas con el líquido como lo menciona en [15].

## 3.5 SECCIONES DE SEPARACIÓN

Para cumplir con el principio de separación, todos los separadores, ya sean horizontales o verticales, bifásicos o trifásicos, deben estar equipados con los mecanismos necesarios para asegurar el cumplimiento del principio de separación antes descrito, en la Figura 4 se podrá identificar las diferentes fases que serán descritas posteriormente.



**Figura 4.** Fases de separación dentro del depurador de gas adaptado de [15]

### 3.5.1 PRIMERA SECCIÓN DE SEPARACIÓN

En la sección A se alimenta un fluido a un separador, mismo que permite que el desplazamiento de fluido en el ingreso sea absorbido y que los cambios repentinos en el flujo sean controlados y produzcan la separación inicial, el área

de la boquilla de ingreso incluye diferentes accesorios, como un deflector instalado en la boquilla para producir un cambio en el desplazamiento o dirección del flujo de ingreso dando como resultado la primera separación mecánica como lo menciona en [15].

Un deflector se diseña en forma de placa de choque, esférica o cónica que permiten cambios rápidos en la dirección y velocidad del flujo de entrada, que domina el proceso de separación gas-líquido.

### 3.5.2 SECCIÓN POR EFECTO DE LA GRAVEDAD

En la sección B los efectos de la gravedad tienen una acción fundamental, debido a que las partículas de líquido en el gas se separan al máximo como se puede observar en la Figura 4. Este proceso toma como base el principio de asentamiento por efectos de la gravedad. La velocidad de las partículas de gas se reduce considerablemente dando como resultado que el flujo del gas aumenta a un ritmo reducido, lo que hace que las partículas líquidas dispersas se asienten en el fondo del tanque como lo menciona en [15].

Esta área se diseña de acuerdo con la mayor velocidad determinada para el sistema de esta forma se limita la operación del recipiente por debajo de la velocidad crítica para que la gravedad provoque la caída de las partículas líquidas por lo antes mencionado las dimensiones de esta sección se deben obtener considerando este parámetro fundamental como lo menciona en [15].

### 3.5.3 SECCIÓN DE EXTRACCIÓN DE NEBLINA

En la sección C el resto de las partículas de líquido en el gas se separan una vez que hayan superado las primeras secciones con la ayuda de un dispositivo eliminador de neblina para eliminar pequeñas gotas que no se pueden separar con operaciones simples.

Las pequeñas partículas tipo gota alcanzan un tamaño lo suficientemente grande como para ser separadas por efecto de la gravedad, esta sección requiere elementos como eliminador de nieblas o mallas para

separadores de líquido-gas, mientras que la separación requiere platos coalescedores en el caso de líquido - líquido.

Los recipientes no necesitan estar equipadas con un eliminador de niebla, pero el uso de estos elementos reduce el tamaño del separador, por lo que es habitual encontrar recipientes pequeños que pueden manejar más gas del previsto como se lo describe en [15].

### 3.5.4 SECCIÓN DE ACUMULACIÓN DE LÍQUIDO

En la sección D de la parte inferior del separador se acumula las partículas de líquido con una cantidad de gas mínimo como se observa en la Figura 4. Esta sección debe ser diseñada de acuerdo con el tiempo requerido para separar el gas atrapado, este tiempo depende del líquido a separar, en esta fase la dimensión del recipiente debe cumplir o exceder el tiempo de residencia especificado.

Los parámetros utilizados para el diseño de esta sección depende del diseñador, pero debe considerarse que cierto volumen de líquido dentro del recipiente es obligatorio, ya que evita que el gas escape por el fondo y la formación de vórtices, para evitar esto, se utilizan rompe vórtices que son elementos internos que están adosados internamente a las boquillas de líquido, y su función es evitar el arrastre de burbujas de vapor-gas como se lo describe en [15].

## 3.6 ELEMENTOS INTERNOS DE UN SEPARADOR

### 3.6.1 DISPOSITIVO ELIMINADOR DE NIEBLA

Es un elemento que se utiliza para eliminar partículas líquidas mismas que puedan estar presentes en la fase de separación y aún en fase gaseosa y generalmente consta placas metálicas que se basa en el efecto de las gotas sobre las placas del extractor, que luego pasan a la fase líquida bajo la influencia de la gravedad. Los eliminadores de neblina se seleccionan a la velocidad de gas más crítica para garantizar la separación adecuada de esta fase como se lo describe en [15].

### 3.6.2 DEFLECTOR

El ingreso al recipiente es una mezcla gas-líquido con un flujo turbulento de alta velocidad, que crea una gran inercia en el flujo para mejorar la separación en esta fase se usa una placa metálica que actúa como deflector cambiando la dirección del fluido y separa en gran medida las fases líquida y gaseosa. Además de los deflectores, existen diferentes tipos de deflectores: curvas de 90°, divisores de ala, deflectores de esquina con toroide, remolinos y tes ranuradas; se eligen en función de la eficacia, el costo y los beneficios como se lo describe en [15].

### 3.6.3 ROMPE VÓRTICE

Es un elemento hecho con placas metálicas que tiene una forma de cruz o rejilla que se coloca en la salida del líquido separado para evitar la formación de remolinos que permitan el escape del gas a la fase líquida. Además de afectar la separación al causar turbulencia, son placas perforadas que amortiguan la energía del agua para evitar una mayor acción de las olas y su nivel de resonancia hidráulica. Suelen utilizarse en separadores horizontales.

## 3.7 DISPOSITIVOS DE CONTROL DE UN SEPARADOR

Son dispositivos que miden los parámetros de operación del recipiente, así como controlar son la presión interna para garantizar la seguridad dentro de los límites establecidos, así como los propios del proceso como los niveles de fase e interfaz y la temperatura del líquido.

### 3.7.1 DISPOSITIVO DE CONTROL DE PRESIÓN

La presión interna del separador se puede controlar con un dispositivo de presión conectado a una válvula automática que responde al cambio de presión del recipiente. Cuando baja la presión, el regulador cierra la válvula para evitar que se escape más gas, consiguiendo así un aumento o reducción de presión.

### 3.7.2 DISPOSITIVO DE CONTROL DE NIVEL

Dependiendo si el separador es horizontal o vertical, la estabilidad de interfase gas-líquido debe tener una estabilidad en el nivel del líquido. Los cambios en el nivel cambian el volumen de gas-líquido en el tanque y su tiempo de retención. El punto de partida para el nivel de contacto gas-líquido depende de la relación petróleo-gas del pozo.

### 3.7.3 ORIFICIOS PARA INSTRUMENTACIÓN

El equipo debe tener tres indicadores básicos, transmisores: presión, nivel del crudo y nivel de interfaz, para medir correctamente existen dos métodos para elegir. Uno es un instrumento capacitivo que mide las constantes dieléctricas del crudo y el agua como lo menciona en [15].

## 3.8 DISEÑO HIDRÁULICO DE UN SEPARADOR

En la industria los separadores adoptan diferentes nombres de acuerdo con su uso sin embargo todos comparten las mismas zonas y principios de separación de gas de un líquido, la diferencia más notable será las densidades de los fluidos en los separadores con lo que se deberá modificar su tiempo de retención para lograr la separación, con esta afirmación se dimensiona el diámetro y la longitud adecuada.

### 3.8.1 DIÁMETRO DEL SEPARADOR EN EL PROCESO DE SEPARACIÓN

El diámetro pequeño afecta al separador, si aumenta la velocidad dentro del recipiente puede causar resistencia del fluido por gravedad, lo que impide que las partículas del fluido se asienten, y si esta se reduce la presión de operación, también puede provocar un mal desempeño del separador para evitar complicaciones se debe calcular de acuerdo con la formulación (1) el área mínima requerida del gas como parte del diseño hidráulico.[15]

$$A_g = \frac{Q_g}{V_t} \quad (1)$$

Donde:

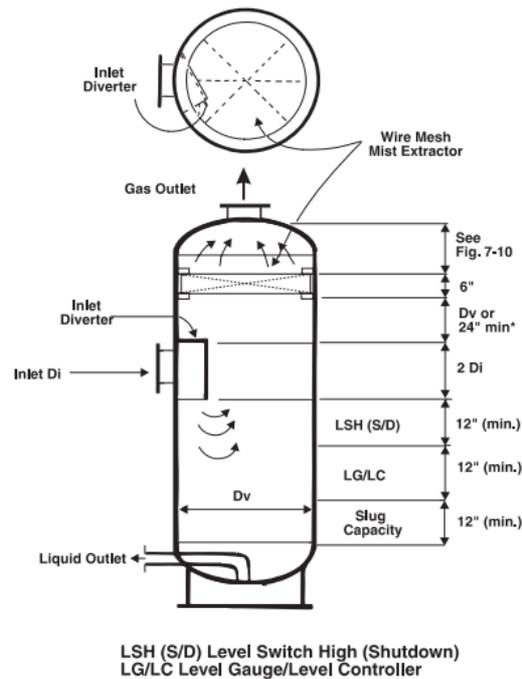
$A_g$  = Área mínima requerida de Gas ( $\text{ft}^2$ )

$Q_g$  = Caudal de gas ( $\text{ft}^3/\text{s}$ )

$V_t$  = Velocidad de asentamiento ( $\text{ft}/\text{s}$ )

### 3.8.2 ALTURA DE SEPARADORES VERTICALES EN EL PROCESO DE SEPARACIÓN

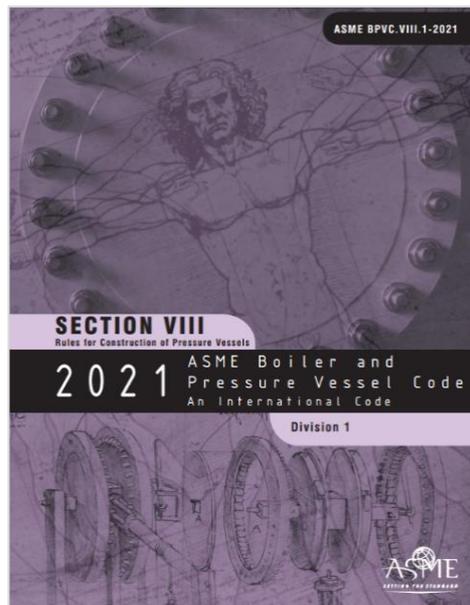
La altura del separador afecta la fase de separación por efectos de la gravedad, así como la fase de acumulación de líquido. Cuando la relación gas-líquido es alta o el volumen total de gas es pequeño, generalmente se elige un separador vertical, como se aprecia en la Figura 5. En el separador vertical, el líquido ingresa al recipiente y choca con el deflector de derivación, iniciando la separación primaria. El líquido golpea la pantalla de entrada y cae al fondo del tanque. El gas se mueve hacia arriba, generalmente a través de un eliminador de neblina para eliminar la neblina suspendida, y el gas "seco" se escapa. El líquido eliminado por el eliminador de neblina se fusiona en gotas más grandes, que luego caen a través del gas hacia un depósito inferior. La capacidad de manejar caídas generalmente se logra aumentando la altura el fluido, puede fluctuar unos centímetros sin afectar la operatividad del separador. Los dispositivos de eliminación de neblina pueden reducir significativamente el diámetro requerido para los espaciadores verticales.



**Figura 5.** Dimensiones generales de diseño separador vertical, adaptado de [15]

### 3.9 DISEÑO MECÁNICO DE UN SEPARADOR

Para el diseño mecánico de los recipientes sometidos a presión debe cumplir con [2], en el cual se plasmó las reglas estándar para el diseño de calderas de vapor y otros recipientes a presión, como se muestra en la Figura 6 , donde establece reglas de seguridad para la integridad de los recipientes. El código ASME VIII División 1 describe las disposiciones obligatorias para el propio diseñador, quien es responsable de cumplir con los requisitos del código y probar las ecuaciones de cumplimiento.



**Figura 6.** Porta Código ASME VIII División 1 adaptado de:[2]

ASME VIII División 1 se divide en subsecciones y apéndices obligatorios que deben ser cumplidos en el diseño, fabricación y construcción de recipientes a presión como fueron aplicados en [16], [17] donde se especifica cada una de las fórmulas de cálculo, factores de diseño, factores de seguridad para la determinar el espesor de cuerpo, cabezas y boquillas. Los procedimientos de diseño para los elementos complementarios del recipiente deberán ser tomados de manuales alternativos o cálculos propios de ingeniería como en [18].

## 3.10 TERMINOLOGÍA

Para un correcto diseño es importante conocer los principales conceptos que serán de ayuda en la fase de diseño.

### 3.10.1 PRESIÓN DE OPERACIÓN

Esta es la presión de trabajo requerida por sistema y es la presión manométrica en condiciones normales de operación.

### 3.10.2 PRESIÓN DE DISEÑO

El valor fijado mismo que es mayor a la presión de operación que es obligatorio en los cálculos para las diferentes partes que conforma el recipiente a presión, en los códigos es determinado con 30 psi como adición a la presión de operación de acuerdo con (UG-21) como lo menciona en [2].

### 3.10.3 PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA ADMISIBLE (MAWP)

La presión máxima admisible del material usado en el diseño del recipiente bajo los requerimientos de presión de operación, el elemento que presente la menor MAWP será el más crítico, es una práctica común por los diseñadores limitar la presión de diseño como la presión de trabajo máximo admisible como lo menciona en [2].

### 3.10.4 MÁXIMA TEMPERATURA DE DISEÑO

La temperatura de diseño mismo que no puede ser inferior de la temperatura media del metal en condiciones de operación determinadas por calculo o medición en operación como lo menciona en [2].

### 3.10.5 MÍNIMA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL METAL (MDMT)

Considerada la temperatura mínima en operación de UG-20(b), esta es la temperatura promedio más baja del metal como lo menciona en [2].

La Mínima temperatura de diseño debe ser el más bajo esperado en servicio determinadas por calculo o medición en operación.

### 3.10.6 EFICIENCIA DE LA SOLDADURA

Es el grado de confiabilidad que se puede lograr durante la fase de servicio para las diversas uniones soldadas adoptadas en la especificación de referencia, los valores son asignados de acuerdo con la Figura 7 y están en base al grado de inspección radiográfica de acuerdo con UW-12 como lo menciona en [2].

Tipos		Eficiencia de la junta, E Cuando la junta es radiografiada		
		al 100 %	Por puntos	No examinada
	Junta a tope soldada por ambos o por otro método que obtenga la misma calidad del metal de aporte tanto interior como exterior de la pieza. Si se utiliza material de respaldo debe quitarse una vez terminada la soldadura.	1.00	0.85	0.70
 En juntas circunferenciales únicamente	Junta a tope soldada en un solo lado con tira de respaldo que queda fijo sin retirar.	0.90	0.80	0.65
	Junta a tope soldada de un solo lado sin respaldo.	---	---	0.60
	Junta a traslape con doble filete	---	---	0.55
	Junta a traslape con un solo filete y tapón de soldadura	---	---	0.50
	Junta a traslape con un solo filete sin tapón de soldadura.	---	---	0.45

Figura 7. Tipo de juntas y eficiencia de soldadura adaptado de [19].

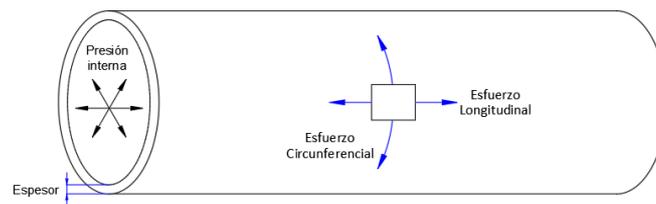
### 3.10.7 CORROSIÓN PERMISIBLE

Los tanques o partes de recipientes experimentan pérdidas por corte por pérdida de espesor por corrosión o desgaste mecánico, para maximizar la vida de operación del recipiente es necesario dotarlo de un espesor adicional de 1/16 de pulgada por corrosión, equivalente a 12 años, de acuerdo con la literatura 1/8 de pulgada es satisfactoria.

Se deberá especificar una tolerancia de corrosión, sin embargo, no se necesita un espesor adicional cuando la experiencia previa que la corrosión no ocurre, para los recipientes que estarán sujetos a corrosión interna deberán estar provisto de una apertura como drenaje adecuado en la parte más baja del recipiente.

### 3.10.8 ESFUERZOS

El cuerpo del recipiente cilíndrico exhibe dos tensiones bajo la influencia de cargas internas y externas como se aprecia en la Figura 8, las fuerzas longitudinales actúan sobre las juntas circulares y las fuerzas circunferenciales que actúan sobre las juntas longitudinales, siendo el esfuerzo circunferencial el más representativo debido a una diferencia de dos a uno con respecto al esfuerzo longitudinal.



**Figura 8.** Esfuerzos en un cilindro

## 3.11 MATERIALES

Debido a que el recipiente opera a altas presiones y temperaturas los materiales para diseño como cuerpos, cabezas y faldón son seleccionados de acero al carbono SA-516-70, además existen componentes como las tuberías destinadas a bocas en acero SA-106 B y bridas en material SA-105.

Los materiales deberán cumplir con [20], para materiales de parte de no presión como faldones, silletas, soportes, orejas de izaje, no están sujetos a los requerimientos del código ASME, pero si a la compatibilidad de soldadura entre ellos.

## 3.12 CÁLCULO DE CILINDRO DEL RECIPIENTE

El espesor del cuerpo cilíndrico bajo presión interna es calculado de acuerdo con UG-27 donde el mínimo espesor requerido del cuerpo debe ser el mayor entre las fórmulas de Esfuerzo Circunferencial y Longitudinal como lo menciona en [2].

El espesor mínimo requerido para cuerpo cilíndrico debe ser el mayor de las fórmulas siguientes:

Esfuerzo circunferencial aplicables a las juntas longitudinales.

$$t = \frac{P R}{S E - 0.6 P} \quad (2)$$

Esfuerzo longitudinal a las juntas circunferenciales.

$$t = \frac{P R}{2 S E - 0.4 P} \quad (3)$$

Donde:

P= presión interna de diseño (psi)

R= Radio Interno (in)

S= Valor del máximo esfuerzo permisible del material (psi)

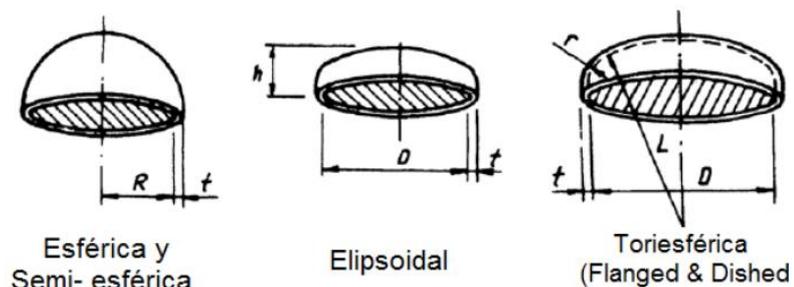
E= Eficiencia de junta

t= Mínimo espesor del Cilindro (in)

Si es necesario, el recipiente deberá ser diseñado con refuerzos o anillos de apoyo para evitar cargas excesivas o deformaciones severas con influencia a las cargas externas a diversas presiones y temperaturas.

### 3.13 SELECCIÓN DE CABEZAS SOMETIDAS A PRESIÓN

Los tipos de tapas para recipientes a presión se especifican en el código ASME VIII división1, las mismas que son soldadas a los extremos de un recipiente a sometido a presión seleccionadas bajo un criterio económico y de diseño, los diferentes tipos de cabezas utilizados se describen en la Figura 9, en concordancia con UG-32 de acuerdo con [19].



**Figura 9.** Tipo de cabezas para recipiente a presión adaptado de [19]

### 3.13.1 CABEZA HEMISFÉRICA

Utilizadas exclusivamente para altas presiones con un bajo espesor sin embargo con un alto costo en fabricación en la Figura 10 se aprecia una representación de una cabeza hemisférica, si el espesor de la cabeza no excede  $0.356L$  o la presión  $P$  no excede de  $0.665SE$  las siguiente formulas son aplicadas para determinar el espesor mínimo requerido:

$$t = \frac{P L}{2 S E - 0.2 P} \quad (4)$$

$$P = 2 \frac{S E t}{L + 0.2 t} \quad (5)$$

Donde:

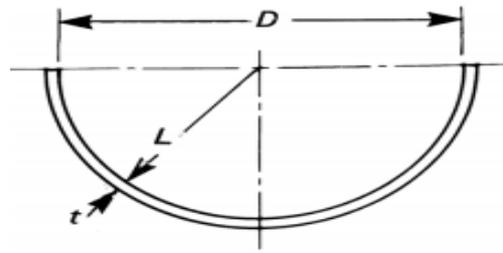
$P$ = Presión interna de diseño (psi)

$L$ = Longitud esférica interior (in)

$S$ = Valor de máximo esfuerzo permisible en tensión del material (psi)

$E$ = Eficiencia de junta de la cabeza soldada el que incluye cabeza-cuerpo

En la Figura 10 muestra un diagrama esquemático de una cabeza hemisférica.



**Figura 10.** Cabeza hemisférica, adaptado de [2]

### 3.13.2 CABEZA ELÍPTICA

Dentro de la industria son las de mayor aceptación por su configuración debido a su resistencia a presiones internas y con un espesor menor al de una tapa toriesférica. Relación de dimensiones entre el eje menor y el eje mayor del cabezal elíptico es 2:1 como se puede apreciar en Figura 11.

$$\frac{D}{h} = 2 \qquad \frac{D}{2h} = 1$$

Se acepta aproximadamente de 2:1 cabezas elíptica con un radio de abombado de 0.17D y un radio esférico de 0.90D de acuerdo con UG-32.

En el cálculo del espesor mínimo querido de una cabeza elíptica se usa la siguiente formulación:

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.2 P} \qquad (6)$$

$$P = \frac{2 S E}{D + 0.2 t} \qquad (7)$$

Donde:

P= Presión interna de diseño (psi)

D= Diámetro interno (in)

S= Valor de máximo esfuerzo permisible en tensión del material (psi)

E= Eficiencia de junta de la cabeza soldada el que incluye cabeza-cuerpo

En la Figura 11 muestra un diagrama esquemático de una cabeza elíptica.

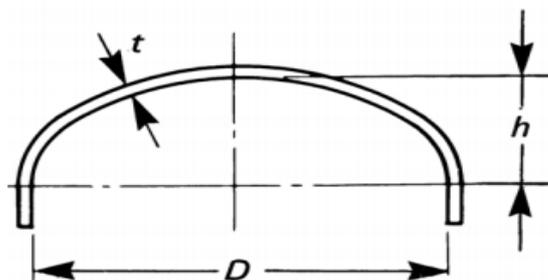


Figura 11. Cabeza elíptica, adaptado de [2]

### 3.13.3 CABEZA TORIESFÉRICA

Dentro de la industria son las de mayormente utilizado por su resistencia a la presión interna y su bajo costo en la Figura 12 se aprecia una representación de una toriesférica, el espesor mínimo requerido para cabeza toriesférica establece el código que se calcula de acuerdo con la siguiente formulación.

$$t = \frac{0.885 P L}{S E - 0.1 P} \quad (8)$$

$$P = \frac{S E t}{0.0885 L + 0.1 t} \quad (9)$$

Donde:

P= Presión interna de diseño (psi)

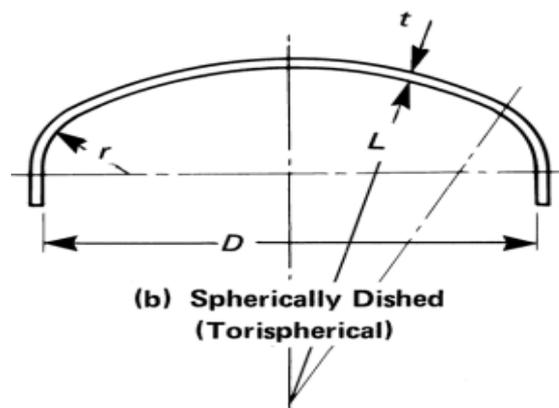
D= Diámetro interno (in)

L= Longitud esférica interior (in)

E= Eficiencia de junta de la cabeza soldada el que incluye cabeza-cuerpo

S= Valor de máximo esfuerzo permisible en tensión del material (psi)

En la Figura 12 muestra un diagrama esquemático de una cabeza toriesférica.



**Figura 12.** Cabeza toriesférica, adaptado de [2]

### 3.14 CONFORMADO DE PARTES A PRESIÓN

El código de referencia de acuerdo con UG-79 y UCS-79 provee de un límite porcentaje aceptable del 5% para el conformado en frío de partes a presión para cuidar la integridad de la parte por la acción de concentración de esfuerzo por conformado, en la Tabla 1 se muestra las ecuaciones utilizadas para determinar el porcentaje de acuerdo con los tipos y partes que se conformaran como se menciona en [2].

**Tabla 1.** Ecuaciones para esfuerzo de conformado adaptado de [2]

Tipo de parte a conformar	% de esfuerzo de conformado
Cilindro formado por plancha	$\epsilon_f = \left(\frac{50t}{R_f}\right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right)$
Para doble curvatura (cabezas)	$\epsilon_f = \left(\frac{75t}{R_f}\right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right)$
Doblado de tubo y tubo sin costura	$\epsilon_f = \frac{100r}{R}$

**NOTA GENERAL**  
 $\epsilon_f$ = Cálculo de conformado de esfuerzo o elongación de fibras extremas  
R= Radio nominal de doblado o línea centro de tubos  
 $R_f$ = Radio final de conformado  
 $R_o$ = Radio original de conformado, igual a infinito para planchas  
r= Radio externo nominal original de tubos  
t= Espesor externo nominal original de tubos antes de conformado

### 3.15 DISEÑO DE BOQUILLA EN RECIPIENTE A PRESIÓN

Los recipientes están dotados de boquillas requeridas para el funcionamiento del recipiente. Estas corresponden a boquillas de ingreso, de salida, para sistemas de seguridad, boquillas para mantenimiento interno, venteo y los determinados por los dispositivos de control que necesite el recipiente. El número de boquillas dependerá de la clase de recipiente y el servicio que brindara, las boquillas deberán cumplir con varias condiciones de diseño referente a las aperturas que serán abiertas en el cilindro o cabezas, así como refuerzos en la unión de la boquilla al recipiente a presión.

### 3.16 CÁLCULO ESPESOR DE LOS CUELLOS DE BOQUILLAS

El cálculo de espesores de los cuellos de boquillas al igual que el recipiente están relacionados por factores como la presión interna, tolerancias de corrosión que será calcula en concordancia con el Código ASME VIII división 1.

### 3.17 DISEÑO DE APERTURAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN

Las aperturas en elementos componentes o equipos cilíndricos o cónicos deberán ser preferiblemente circulares, elípticas o redondeadas.

En concordancia con un UG-36 las aperturas en recipientes a presión en cilindros deben ser de preferencia en forma Circular, Elipsoidal o Redondo

La apertura debe ser diseñada de acuerdo con U-2(g) en el cual determina que las aperturas que no están sujetas a velocidad de salida rápidas de presión no requieren refuerzos bajo las siguientes condiciones como se menciona en [2].

- Conexiones soldadas y conductos con una apertura terminada no mayor a 89mm en el cuerpo del recipiente.
- Aperturas de 60mm de diámetro en cuerpos de recipientes o cabezas sobre un espeso mínimo requerido de 10mm.
- Conexiones roscadas con un diámetro no mayor a 60mm.

### 3.18 DISEÑO DE TAMAÑOS DE APERTURA.

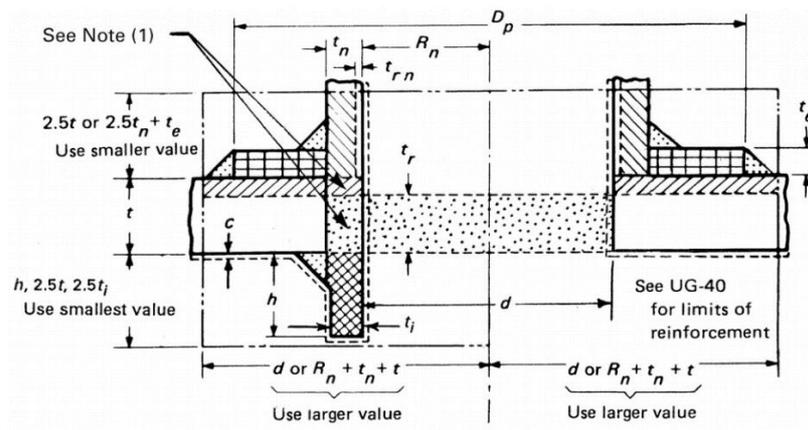
En concordancia con UG-36 las aperturas no den exceder lo siguiente;

- Para recipientes de 60in de diámetro interno y menor no deben exceder los 20in.
- Para repientes superiores a 60in de diámetro interno no debe exceder un tercio del diámetro del recipiente y/o 40in.

### 3.19 DISEÑO DE REFUERZOS REQUERIDOS PARA APERTURAS

La instalación de una boquilla implica perdida de material por la apertura en el cilindro o cabeza el cual debe ser sustituido evitando concentraciones de esfuerzos localizados evitando falla en el recipiente, los refuerzos deben proporcionarse en cantidad y ubicación misma que deben satisfacer el área por perdida de material de la apertura y normal a la superficie.

El código de referencia brinda una guía para determinar el refuerzo con un correcto diseño, en la Figura 13 se muestra la configuración de una boquilla común con la ubicación y fórmulas que se deberá aplicar para una correcta determinación del uso o no de un refuerzo en la apertura del recipiente.



**Figura 13.** Configuración de refuerzo en apertura de boquilla, adaptado de [2]

El Código ASME VIII división 1. de acuerdo con UG-37 presenta la guía para determinar el uso de refuerzo en la apertura de la boquilla sometidos a presión interna, en la mismo destaca el cumplimiento del área total de la sección de refuerzo en cualquier plano a través de la apertura de un cuerpo o cabeza, no debe ser menor que la formulación siguiente y como lo menciona en [2].

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_r) \quad (10)$$

Donde:

A= Área transversal total del refuerzo requerido (in<sup>2</sup>)

d= Diámetro final de la apertura (in)

t<sub>r</sub>= Espesor requerido basada en el esfuerzo circunferencial (in)

F= Factor de corrección para compensar los esfuerzos de presión interna

t<sub>n</sub> = Espesor nominal de boquilla (in)

f<sub>r</sub>= Factor de reducción de esfuerzos

El Código ASME VIII división 1, tiene consideraciones que se deberán tomar en cuenta donde las placas de refuerzo de boquillas de un recipiente deberán estar provistas de al menos un orificio de ventilación de 11mm que se pueda roscar, los orificios se pueden dejar abierto o tapar cuando el recipiente este en servicio. Si los orificios son tapados el material utilizado no deberá ser capaz de soportar la presión entre el cuerpo del recipiente y la pared del refuerzo como lo menciona en [2].

## 3.20 ESFUERZOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN

### 3.20.1 PESO DEL RECIPIENTE

En el peso del recipiente debe considerarse el peso en operación, así como sus accesorios, plataformas, escaleras, tuberías, el peso del agua para prueba hidrostática entre otros.

Para el cálculo del peso del recipiente se determina de acuerdo con los espesores ya determinados y las dimensiones solicitadas, para tuberías y accesorios se determina por los catálogos proporcionados por los fabricantes, así como las especificaciones de fabricación.

### 3.20.2 CÁLCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO

La presión del viento sobre un área particular de un recipiente tiende a crear un momento en el fondo. Los cálculos en el diseño bajo la acción del viento son importantes porque esta presión varía dependiendo de dónde se encuentra el recipiente como lo menciona en [19].

Según lo indicado en [19] los recipientes verticales deben diseñarse para desviarse no más de 6 pulgadas por cada 100 pies, lo que se puede calcular utilizando la fórmula para una viga empotrada cargada uniformemente variable.

$$\Delta_M = \frac{P_W D H (12H)^3}{8 E I} \quad (11)$$

Donde:

$\Delta_M$  = Deflexión máxima en la parte más alta (in)

$P_W$  = Presión del viento  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

D = Diámetro del recipiente (ft)

H = Altura del recipiente incluido el faldón, (ft)

E= Módulo de elasticidad  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

I= Momento de inercia para un cilindro cuando  $R>10t$  ( $\text{in}^3$ )

### 3.20.3 CÁLCULO POR SISMO

Es causado por la suma de las fuerzas cortantes laterales de las subcapas del suelo aplicada en el fondo del recipiente, lo que crea un momento a lo largo del equipo, que es el momento más crítico en su fondo. Los factores que determinan esta carga incluyen: tipo de suelo, zona sísmica, altura y forma del recipiente como lo menciona en [19].

Los esfuerzos variaran de acuerdo con la zona geográfica donde se pondrá en operación el recipiente y deberá ser determinado por el usuario de acuerdo con las normativas de cada país como se puede apreciar en [21].

### 3.20.4 CÁLCULO POR VIBRACIÓN

Debido a la presión del viento y la fuerza causada por el terremoto, se producen vibraciones en el recipiente cilíndrico, si el período de ocurrencia del viento y el terremoto es el período máximo permitido, es necesario aumentar el espesor del recipiente frágil y llevar a cabo el cálculo de vibración para su verificación. Para ello se deben tener en cuenta factores como el peso, la altura, el diámetro exterior y el lugar donde se pone en servicio el recipiente.

## 3.21 DIAGRAMA DE PROCESOS

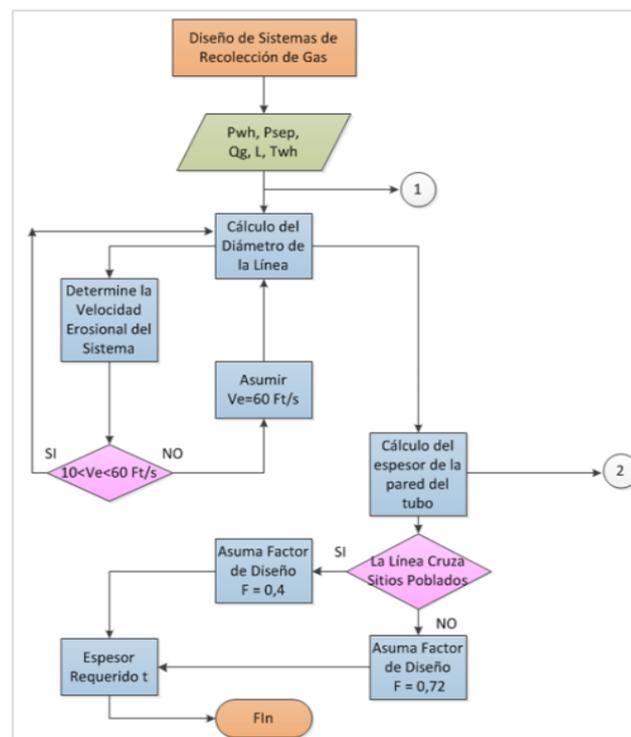
En 1921, el ingeniero industrial y experto en rendimiento Frank Gilbreth Sr. presentó el "Diagrama de flujo de procesos" de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos mismo que se extendió su aplicación a área de ingeniería industrial y fabricación como aplicaciones descritas en [22]–[24] e incluso a

los negocios en forma de diagramas de procesos comerciales y procesamiento de datos de información como diagramas de flujo y otros tipos de diagramas [25]

Los diagramas se utilizan como guías para mejorar un proceso o para modelar un nuevo proceso, como se muestra en la Figura 14, se usan símbolos y conjuntos de símbolos para describir un proceso. Los símbolos tienen un significado específico como se puede apreciar en el Anexo 2 y varían de un lugar a otro, los gráficos pueden variar desde gráficos simples hasta gráficos profesionales.

Los diagramas de flujo se utilizan de varias maneras:

- Documentar los procesos para una mejor comprensión, control de calidad y capacitación del personal.
- Estandarizar los procesos para una eficiencia y repetibilidad óptimas.
- Estudiar eficiencia y mejora de procesos mostrando actividades innecesarias, cuellos de botella y otras ineficiencias.
- Crear un nuevo proceso o crear un mejor modelo de proceso.



**Figura 14.** Diagrama de Flujo diseño de sistema de recolección de Gas de [26]

EL diagrama de flujos se compone por diferentes simbologías que son descritos en el Anexo 2 de acuerdo con su uso e información que se desea transmitir para una correcta interpretación.

## 4. MATERIALES Y METODOLOGÍA

---

Para el desarrollo del presente proyecto se empleará registros y cálculos hidráulicos de separadores de gas utilizados en empresas petroleras.

En el presente proyecto se realizará una investigación tipo cualitativa mediante la búsqueda de bibliografía y caracterización de datos de entrada basado en productos relacionados a si como la revisión del estado del arte sobre los requisitos de diseño mecánico de recipientes sujetos a presión, así como una parte cuantitativa con la aplicación de fórmulas de diseño para recipientes sujetos a presión que permitirá reflejar los resultados obtenidos.

El proyecto de se basa en un enfoque experimental a través de la conformación de diagramas de flujo de procesos para diseños de recipientes a presión y el desarrollo de un procedimiento durante el diseño mecánico debidamente documentado que permitirá reflejar la importancia de contar con una guía de diseño.

### 4.1 HIPÓTESIS

#### 4.1.1 HIPÓTESIS GENERAL

Será posible obtener 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 en el diseño.

#### 4.1.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

Es posible definir los datos un depurador de gas de 200 GLS para posteriormente realizar el diseño mecánico.

Será posible determinar los requerimientos de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS según el código ASME VIII División 1.

Es factible diseñar el depurador de gas para que cumpla las especificaciones del código ASME VIII División 1 para posteriormente desarrollar un procedimiento de diseño.

Es posible desarrollar un procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas optimizando los tiempos del proceso de diseño.

## 5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 5.1 INTRODUCCIÓN

El diseño mecánico de un depurador de gas es un proceso detallado de la aplicación de las diferentes formulaciones, bajo la influencia de presión interna y en referencia al código ASME VIII división 1, donde se especifica los materiales, así como el proceso de diseño, sus componente y medio de fijación.

En la actualidad existen mucha teoría referente al diseño mecánico de recipientes de presión, sin embargo, implica un conocimiento previo para discernir una correcta aplicación de formulación.

### 5.2 DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño de un depurador de gas bajo la acción de presión interna consta de dos fases. La primera fase es el dimensionamiento hidráulico que incluye como base la determinación de la altura total, el diámetro interior y el diámetro de boquillas del recipiente, datos extraídos de información de recipientes ya fabricados con características de dimensionamiento hidráulico de igual similitud facilitadas por las áreas de procesos de compañías para la exploración y producción de petróleo. La segunda fase corresponde al diseño mecánico en base al Código ASME VIII División 1, con el cual se determina los espesores que conformarán el cuerpo, cabezas y bocas.

El código proporciona una guía para preparar el formulario de requisitos que debe ser llenada con los requerimientos del código y del usuario, el formulario es llenado y verificado para seguir con la fase de diseño mecánico del recipiente como se aprecia en el Anexo 1.

### 5.3 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico del depurador de gas inicia con la verificación del alcance de [2] y la aplicación de su formulación de diseño, con el cual se desarrollará el cálculo de

espesores de los elementos principales del depurador de gas que se encuentran bajo la acción de presión interna.

Los elementos complementarios como faldón de fijación, anillos de anclaje y orejas de izaje, serán calculados con los criterios de [19].

## 5.4 DISEÑO MECÁNICO SEGÚN ASME VIII DIVISIÓN I

### 5.4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES

Para el diseño del depurado de gas se verificará el uso del material asignado de acuerdo con el Anexo 1 propuestos por el usuario, en la Tabla 2 se muestra los materiales y propiedades que se considera para el cálculo del recipiente.

Se revisará las características de material ASTM 516 Gr.70, el cual corresponde a la especificación para planchas para recipientes a presión con servicio moderado y baja temperatura de acuerdo con [20].

**Tabla 2.** Materiales Propuesto por el usuario, tomado de [20]

<b>Ubicación</b>	<b>Especificación</b>	<b>Límite de Fluencia (Ksi)</b>	<b>Resistencia a la tracción (Ksi)</b>	<b>Esfuerzo Máximo Admisible desde - 20°F hasta 200°F (Ksi)</b>
Cuerpo	SA-516-Gr.70	38	70	20
Cabezas	SA-516-Gr.70	38	70	20
Tubería	SA-106-B	35	60	17
Bridas	SA-105	36	70	20

### 5.4.2 DIMENSIONES DEL RECIPIENTE

Las dimensiones se ajustarán según los requerimientos del usuario y el diseño hidráulico previo, por lo que se comprobará la capacidad real del recipiente.

En la Tabla 3 se refleja los valores de capacidad del tanque, presión de trabajo, presión de diseño, temperatura de diseño y eficiencia de juntas soldadas.

**Tabla 3.** Condiciones de diseño del Recipiente a presión

Descripción	Condiciones de Diseño
Presión de Operación	Po= 35 psi
Presión de Diseño Interna	P= 100 psi
Temperatura de Diseño	DMT= 200 °F
Mínima Temperatura de Diseño en Metal	MDMT= -20 °F
Diámetro Interno	ID= 24 in
Distancia de costura a costura	S/S= 103.5 in
Capacidad	V= 200 GLS

### 5.4.3 CALCULO POR PRESIÓN INTERNA

El objetivo de diseñar el recipiente es determinar el espesor de los diferentes materiales propuestos por el usuario y nombrados en la Tabla 2, de acuerdo con los requerimiento del usuario el recipiente estará sometido a un presión interna siendo la carga con mayor incidencia en el cálculo mecánico, para determinar el espesor se tiene presente factores como la presión de diseño de 100 psi, así como valores de esfuerzos máximos de los materiales a las temperatura de 200°F determinadas por el usuario en el Anexo 1, valores verificados por el Código ASME, y la eficiencia de juntas de soldadura que para el caso del depurador de gas será E=1.00, el cual determina que las juntas de soldadura se debe radiografiar 100% como se mencionó en la Figura 7.

#### 5.4.3.1 CÁLCULO ESPESOR DEL CILINDRO

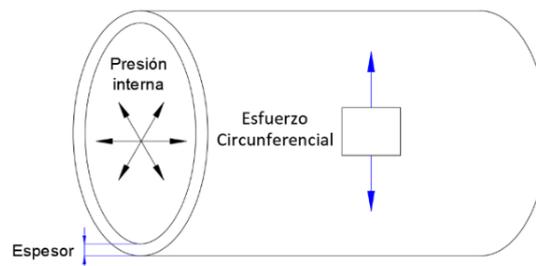
Consiste en determinar el espesor del cilindro que conforma el cuerpo del depurador de gas el cual está sometido a presión interna, para el cálculo se toma datos de la siguiente tabla.

**Tabla 4.** Valores para determinar espesor del cuerpo

Descripción	Valor
Material	SA-516 Gr. 70
Presión de Diseño	P= 100 psi
Esfuerzo permisible SA-516-70, 100psi@200°F:	S= 20000 psi
Radio interno	R= 12 in
Eficiencia de Juntas	E= 1.00
Corrosión Admisibles	CA= 0.125 in

En la Figura 15 y Figura 16 se aprecia una representación gráfica del cilindro sometido a los diferentes esfuerzos, para determinar el espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico se debe tomar el mayor valor entre las fórmulas de Esfuerzo Circunferencial y Esfuerzo Longitudinal como se muestra a continuación:

- Esfuerzo circunferencial aplicables a las juntas longitudinales.



**Figura 15.** Esfuerzo circunferencial sometido a presión interna

$$t = \frac{P R}{S E - 0.6 P} \quad (12)$$

Donde:

t= Mínimo espesor del cilindro (in)

P= Presión de diseño interna (psi)

R= Radio interno (in)

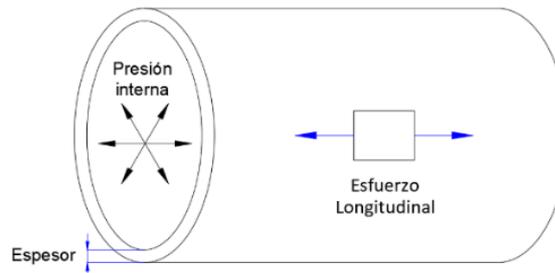
S= Valor del máximo esfuerzo permisible del material (psi)

E= Eficiencia de junta

$$= \frac{(100 \text{ psi})(12 \text{ in})}{(20\,000 \text{ psi})(1) - 0.6(100 \text{ psi})}$$

$$t = 0.060 \text{ in}$$

- Esfuerzo longitudinal a las juntas circunferenciales.



**Figura 16.** Esfuerzo longitud sometido a presión interna

$$t = \frac{P R}{2 S E - 0.4 P} \quad (13)$$

Donde:

t= Mínimo espesor del cilindro (in)

P= Presión de diseño interna (psi)

R= Radio interno (in)

S= Valor del máximo esfuerzo permisible del material (psi)

E= Eficiencia de junta

$$= \frac{(100 \text{ psi})(12 \text{ in})}{(2)(20\,000 \text{ psi})(1) - 0.4(100 \text{ psi})}$$

$$t = 0.030 \text{ in}$$

Se determina que el mayor valor de espesor mínimo entre las fórmulas mencionadas es el generado por la fórmula de esfuerzo circunferencial con espesor de 0.060 in.

El recipiente estará dotado de un espesor de corrosión que es sumado al espesor mínimo del cilindro, da como resultado el espesor mínimo requerido:

$$t_{\text{requerido } c} = t + CA \quad (14)$$

Donde:

$t_{\text{requerido } c}$  = Espesor mínimo requerido incluyendo corrosión (in)

$t$  = Mínimo espesor del cilindro (in)

$CA$  = Corrosión permisible (in)

$$t_{\text{requerido } c} = 0.060 \text{ in} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{\text{requerido } c} = 0.185 \text{ in}$$

Con la determinación del espesor mínimo requerido se escoge un espesor comercial con un espesor nominal de 0.25in.

### 5.4.3.2 CÁLCULO DE ELONGACIÓN DE FIBRAS EXTREMAS CILINDRO

El cálculo de porcentaje de elongación se lo realiza para determinar la necesidad de tratamiento térmico para trabajos de conformado en frío debido a los límites nombrados en UG-79 y UCS-79 se usará la fórmula siguiente aplicada al cilindro del cuerpo del depurador de gas.

$$\epsilon_f = \left( \frac{50 t_{\text{nominal } c}}{R_f} \right) \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \quad (15)$$

Donde:

$\epsilon_f$  = Elongación de fibras extremas (%)

$t_{\text{nominal } c}$  = Espesor nominal de la plancha (in)

$R_f$  = Radio medio final (in)

$R_o$  = Radio medio original, es igual a infinito para plancha plana (in)

Se deberá determinar el radio medio final considerando el espesor nominal calculado anteriormente.

$$R_f = R_{\text{nominal}} + \frac{t_{\text{nominal } c}}{2} \quad (16)$$

$$R_f = 12 \text{ in} + \frac{0.25 \text{ in}}{2}$$

$$R_f = 12.125 \text{ in}$$

Tomando como premisa que el valor de  $R_o$  es igual a un valor infinito nombrado en el Código [2] la fórmula es modificada:

$$\epsilon_f = \frac{(50) t_{\text{nominal } c}}{R_f} \tag{17}$$

$$\epsilon_f = \frac{(50) 0.25 \text{ in}}{12.125 \text{ in}}$$

$$\epsilon_f = 1.03\%$$

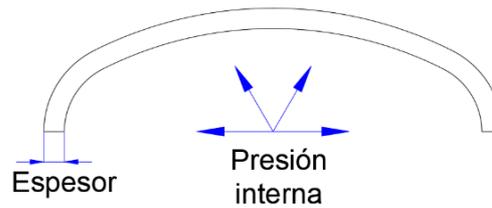
Se determina que el porcentaje de alargamiento extremo de la fibra es del 1.03% el cual se encuentra dentro del 5% valor permisible para que la actividad de conformado en frio no necesite un tratamiento térmico de acuerdo con UCS-79 y lo mencionado en [2].

### 5.4.3.3 CÁLCULO ESPESOR CABEZA DEL RECIPIENTE

El depurador de gas se encuentra conformado por dos cabezas elípticas en la partes superior e inferior mismos que se encuentra sometido a presión interna y se calcula el espesor de acuerdo con el cuadro siguiente:

**Tabla 5.** Datos Diseño de Cabezas Elíptica

Descripción	Valor
Material	SA-516 Gr. 70
Presión de Diseño	P= 100 psi
Esfuerzo permisible SA-516-70, 100psi@200°F	S= 20000 psi
Diámetro interno	D= 24 in
Eficiencia de Juntas	E= 1.00
Corrosión Admisibles	CA= 0.125 in



**Figura 17.** Presión interna en cabeza elíptica

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.2 P} \quad (18)$$

Donde:

t= Mínimo espesor del Cabeza Elíptica (in)

P= Presión Interna (psi)

D= Diámetro Interno (in)

S= Valor del máximo esfuerzo permisible del material (psi)

E= Eficiencia de junta

$$t = \frac{(100 \text{ psi}) (24 \text{ in})}{2 (2000 \text{ psi}) (1) - 0.2 (100 \text{ psi})}$$

$$t = 0.060 \text{ in}$$

Se determinó que el espesor mínimo requerido para una cabeza de configuración elíptica es 0.060in.

El recipiente estará dotado de un espesor de corrosión que es sumado al espesor mínimo de la cabeza elíptica tiene un resultado el espesor mínimo requerido corroído:

$$t_{\text{requerido h}} = t + CA \quad (19)$$

$$t_{\text{requerido h}} = 0.060 \text{ in} + 0.125 \text{ in}$$

$$t = 0.185 \text{ in}$$

Con la determinación del espesor mínimo requerido se escoge un espesor comercial con un espesor nominal de 0.25in.

#### 5.4.3.4 CÁLCULO ELONGACIÓN DE FIBRAS EXTREMAS CABEZA ELÍPTICA

Con la determinación del espesor nominal y configuración de la cabeza elíptica se determina la necesidad de tratamiento térmico nombrados en UG-79 y UCS-79 se usará la formula siguiente aplicada para doble curvatura de acuerdo con la Tabla 1 para cabeza Elíptica que conforma el depurador de gas.

$$\epsilon_f = \left( \frac{75 t_{\text{nominal h}}}{R_f} \right) \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \quad (20)$$

Donde:

$\epsilon_f$ = Elongación de fibras extremas (%)

$t_{\text{nominal h}}$ = Espesor nominal de la plancha (in)

$R_f$ = Radio medio final (in)

$R_o$ = Radio medio original, es igual a infinito para plancha plana (in)

Para determinar  $R_f$ =Radio medio final, para la cabeza elíptica se determinará los diferentes radios que componen una cabeza elíptica de acuerdo con UG-32 donde indica que una cabeza elíptica está conformada por un radio de acuerdo es 0.17 del diámetro nominal y el radio esférico es 0.90 del diámetro nominal.

Tomando como premisa que la mayor influencia en concentradores de esfuerzo por conformado es el radio de acuerdo donde el valor es 0.17 del diámetro nominal se calcula.

$$r = 0.17(D) \quad (21)$$

$$r = 0.17 (24 \text{ in})$$

$$r = 4.08 \text{ in}$$

De esta manera se determina el valor del radio, para el radio medio se sumará los espesores nominales de la cabeza y se obtiene:

$$R_f = r + 0.5 (t_{\text{nominal h}}) \quad (22)$$

$$R_f = 4.08 \text{ in} + 0.5 (0.25 \text{ in})$$

$$R_f = 4.205 \text{ in}$$

Tomando como premisa que el valor de  $R_o$  es igual a infinito de acuerdo con el código, la fórmula es modificada:

$$\epsilon_f = \frac{(75) t_{\text{nominal c}}}{R_f} \quad (23)$$

$$\epsilon_f = \frac{(75) 0.25 \text{ in}}{4.205 \text{ in}}$$

$$\epsilon_f = 4.45 \%$$

El porcentaje de alargamiento extremo de la fibra es 4.45% el cual se encuentra dentro del 5% valor en la cual no hace necesario un tratamiento térmico después del trabajo de conformado en frío de acuerdo con UCS-79 y lo mencionado en [2].

En la Tabla 6 se presenta los espesores del depurador de gas determinado con formulaciones del Código ASME VIII división 1.

**Tabla 6.** Resumen de espesores requeridos cuerpo y cabeza

Componente	Material	Diámetro (in)	t Requerido (in)	Corrosión Total (in)	t nominal (in)	Elongación %
Cuerpo	SA-516 Gr.70	24 ID	0.185	0.125	0.25	1.03
Cabeza Elipsoidal	SA-516 Gr.70	24 ID	0.185*	0.125	0.25	4.45

Nota: \*Cabeza espesor mínimo después de conformado

### 5.4.3.5 CÁLCULO DE ESPESOR CUELLO DE BOQUILLAS

El depurador de gas está dotado de diferentes boquillas de acuerdo con la propuesta del usuario en el Anexo 1, se calcula el espesor y área adecuado de boquillas y refuerzos siguiendo UG-37.

El espesor del cuello de la boquilla para aperturas usadas para inspección como es el caso de la entrada de hombre (M1) debe ser determinado por:

$$t_{UG-45} = t_a \quad (24)$$

De acuerdo con el código el mínimo espesor de la boquilla sometido a presión interna debe ser determinado de acuerdo con UG-27 y de acuerdo con los datos de la tabla siguiente:

**Tabla 7.** Datos diseño espesor de boquilla

Descripción	Valor
Código	M1
Apertura de Acceso	SI
Tamaño	20 in
Material	SA-106-B
Esfuerzo Permisible SA-16-B, 100psi@200°F	S=17100 psi
Corrosión Permisible	CA=0.125 in
Presión	P=100 psi
Eficiencia de junta	E=1.00

### 5.4.3.6 CÁLCULO MÍNIMO ESPESOR DE BOQUILLAS

Se determina el espesor requerido de boquilla para la entrada de hombre bajo la acción de presión interna de acuerdo con la siguiente formula.

$$t_a = \frac{P R}{S E - 0.6 P} \quad (25)$$

Donde:

$t_a$ =Mínimo espesor del cilindro (in)

P= Presión de Diseño Interna (psi)

R= Radio Interno Boquilla (in)

S= Valor del máximo esfuerzo permisible del material (psi)

E= Eficiencia de junta

$$t_a = \frac{(100 \text{ psi}) (10 \text{ in})}{(17 100 \text{ psi})(1) - 0.6 (100 \text{ psi})}$$

$$t = 0.058 \text{ in}$$

El espesor mínimo requerido que fue calculado se debe reducir el 12,5% por fabricación de la tubería de acuerdo con ASME B36.10M para su consideración dentro de la fase de diseño mecánico, de igual manera debe ser sumado el espesor de corrosión de acuerdo con lo especificado en el Anexo 1.

$$t_a = \frac{t}{0.875} + CA \quad (26)$$

$$t_a = \frac{0.058 \text{ in}}{0.875} + 0.125$$

$$t_a = 0.191 \text{ in}$$

Con el cálculo del espesor nominal reducido y corroído se determina Espesor Nominal de acuerdo con la tabla de tuberías ASME B36.10M

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

$$t_{UG-45} = 0.375 \text{ in}$$

Con el espesor nominal Corroído Boquilla M1 se verifica la reducción del 12.5% por fabricación, así como la sumatoria de corrosión.

$$t_{UG-45} = (0.375 \text{ in}) (0.85) + 0.125$$

$$t_n = 0.203 \text{ in}$$

El espesor determinado es mayor al mínimo calculado con el cual las características de la tubería de la boquilla M1 es una tubería de tamaño nominal 20in con espesor comercial de cedula 40 que corresponde a 0.375in.

En la Tabla 8 se muestra los espesores resultantes de boquillas solicitadas por el usuario para instalación de accesorios como válvulas de seguridad, manómetros, indicadores para el nivel entre otros de acuerdo con el Anexo 1.

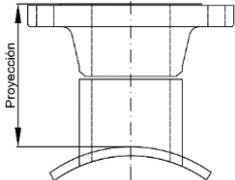
**Tabla 8.** Resumen de espesores de boquillas

Componente	Material	Diámetro (in)	Corrosión Total (in)	t Requerido (in)	t Nominal (in)
M1, Entrada de Hombre		20	0.125	0.058	0.375
N1, Entrada de Gas		6	0.125	0.0181*	0.280
N2, Salida de Gas		6	0.125	0.0182*	0.280
N3, PSV	SA-106 Gr.B	2	0.125	0.0057*	0.343
N4 A-B, LIT		2	0.125	0.0057*	0.343
N5 A-B, LG		2	0.125	0.0057*	0.343
N6, PI		3/4	0.125	0.0032*	0.350
N7, Drenaje		2	0.125	0.0057*	0.343
N8, Salida de Condensado		2	0.125	0.0057*	0.343

Nota: \*Calculo ver Anexo 3.

Las proyecciones sugeridas por el manual de diseño [19] para las boquillas se encuentran tabuladas de acuerdo su diámetro y presión nominal en la Tabla 9.

**Tabla 9.** Proyección mínima para bridas de cuello soldable, modificada de [19]

Esquema	Diámetro Nominal del tubo (in)	Presión nominal de la brida. (lb)	
		150	300
	2	6	6
	6	8	8
	20	10	10

### 5.4.3.7 CÁLCULO DE ELEMENTO DE REFUERZO BOQUILLAS

Se utiliza una regla de reemplazo, el área de material removido en una abertura debe ser remplazada para lograr un equilibrio estático dentro de los límites de la abertura especificada para ello se deberá tener en consideración los datos de diseño de la Tabla 10.

**Tabla 10.** Datos de Diseño Cálculo de Refuerzo para presión interna

Descripción	Valor
Espesor Nominal Corroído Boquilla	$t_n = 0.203$ in
Espesor requerido Boquilla	$t_{rn} = 0.058$ in
Espesor Nominal Corroído Cuerpo	$t = 0.125$ in
Espesor Requerido Cuerpo	$t_r = 0.060$ in
Apertura Final de Boquilla	$d = 19.5$ in
Espesor de Refuerzo	$t_e = 0.25$ in
Material Refuerzo	SA 516-70
Material Boquilla	SA 106-B
Factor de Corrección	$F = 1.00$
Factor de Reducción	$f_r = 1.0$
Esfuerzo permisible en la boquilla, 100psi@200°F	$S_n = 20000$ psi
Esfuerzo permisible en el cuerpo, 100psi@200°F	$S_v = 17000$ psi
Esfuerzo permisible en el refuerzo, 100psi@200°F	$S_p = 20000$ psi
Factor de Reducción en boquillas insertadas en la pared del recipiente.	$f_{r1} = \frac{S_n}{S_v}$ $f_{r1} = 0.86$
Factor de reducción de boquilla-recipiente	$f_{r2} = \frac{S_n}{S_v}$ $f_{r1} = 0.86$
Factor de Reducción de Boquilla, recipiente y Placa de Refuerzo	$f_{r3} = \frac{\text{el menor entre } S_n \text{ y } S_p}{S_v}$ $f_{r4} = \frac{S_p}{S_v}$ $f_{r4} = 1$

---

Dimensión de soldadura de boquilla exterior	leg41= 0.25in
Dimensión de soldadura de boquilla exterior reforzamiento	leg42= 0in
Tamaño de soldadura de boquilla interior	leg43= 0.25in
Diámetro externo de elemento de refuerzo	D <sub>p</sub> = 24in

---

- CÁLULO DE ÁREA SIN ELEMENTO DE REFUERZO

Área requerida:

$$A = d t_r F + 2t_n t_r F(1-f_r) \quad (27)$$

$$A = 1.17 \text{in}^2$$

Área disponible en el cuerpo; usar el mayor valor:

$$A_1 = d (E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r)(1-f_{r1}) \quad (28)$$

$$A_1 = 1.260 \text{in}^2$$

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

$$A_1 = 0.039 \text{in}^2$$

Área disponible en la boquilla, usar el menor valor:

$$A_2 = 5 (t_n - t_{rn}) f_{r2} t \quad (29)$$

$$A_2 = 0.078 \text{in}^2$$

$$A_2 = 5 (t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n$$

$$A_2 = 0.127 \text{in}^2$$

Área disponible de la boquilla proyección interior, usar el menor valor:

$$A_3 = 5 t t_i f_{r2} \quad (30)$$

$$A_3 = 0$$

$$A_3 = 5 t_i t_i f_{r2}$$

$$A_3 = 0$$

$$A_3 = 2 h t_i f_{r2}$$

$$A_3 = 0$$

Área disponible en soldadura de boquilla exterior:

$$A_{41} = (\text{leg})^2 f_{r2} \quad (31)$$

$$A_{41} = 0.053 \text{ in}^2$$

Área disponible en soldadura de boquilla interior:

$$A_{43} = (\text{leg})^2 f_{r2} \quad (32)$$

$$A_{43} = 0 \text{ in}^2$$

Apertura es adecuada.

$$\text{Sí } A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \geq A \quad (33)$$

Apertura no es adecuada, necesita reforzamiento

$$\text{Sí } A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} < A \quad (34)$$

$$1.260 \text{ in}^2 + 0.078 \text{ in}^2 + 0 + 0.053 \text{ in}^2 + 0 < A$$

$$1.391 \text{ in}^2 \geq 1.17 \text{ in}^2$$

El área disponible es mayor al requerido por lo tanto no necesita refuerzo, sin embargo, por caso de estudio se realiza el cálculo para la adición de elemento de refuerzo.

- CÁLCULO DE ÁREA CON ADICIÓN DE ELEMENTO DE REFUERZO

Área requerida:

$$A_R = A \quad (35)$$

$$A_R = 1.17 \text{ in}^2$$

$$A_{R1} = A_1 \quad (36)$$

$$A_{R1} = 1.260 \text{ in}^2$$

Área disponible en la boquilla, usar el menor valor:

$$A_{R2} = 5 (t_n - t_{rn}) f_{r2} t \quad (37)$$

$$A_{R2} = 0.078 \text{ in}^2$$

$$A_{R2} = 2(t_n - t_{rn})(2.5 t_n + t_e) f_{r2} \quad (38)$$

$$A_{R2} = 0.189 \text{ in}^2$$

Área disponible de la boquilla proyección interior, usar el menor valor:

$$A_{R3} = A_3 \quad (39)$$

$$A_{R3} = 0$$

Área disponible en soldadura de boquilla exterior:

$$A_{R41} = (\text{leg})^2 f_{r3} \quad (40)$$

$$A_{R41} = 0.053 \text{ in}^2$$

Área disponible en soldadura de boquilla exterior reforzamiento:

$$A_{R42} = (\text{leg})^2 f_{r4} \quad (41)$$

$$A_{R42} = 0.063 \text{ in}^2$$

Área disponible en soldadura de boquilla interior:

$$A_{R43} = (\text{leg})^2 f_{r2} \quad (42)$$

$$A_{R43} = 0 \text{ in}^2$$

Área disponible en el refuerzo:

$$A_{R5} = (D_p - d - 2 t_n) t_e f_{r4} \quad (43)$$

$$A_{R5} = 1.023 \text{ in}^2$$

Apertura adecuada con el reforzamiento:

$$\text{Si } A_{R1} + A_{R2} + A_{R3} + A_{R41} + A_{R42} + A_{R43} + A_{R5} \geq A_R \quad (44)$$

$$1.260 \text{ in}^2 + 0.078 \text{ in}^2 + 0 + 0.053 \text{ in}^2 + 0.063 \text{ in}^2 + 0 + 1.023 \text{ in}^2 \geq A_R$$

$$2.477 \text{ in}^2 \geq 1.17 \text{ in}^2$$

El área calculada es mayor que el área requerida por lo tanto la apertura es reforzada adecuadamente.

**Tabla 11.** Resumen de placas de refuerzo boquillas

Componente	Material Refuerzo	Diámetro Boquilla (in)	Diámetro Refuerzo (in)	t Refuerzo (in)	Área de Apertura (in)
M1, Entrada de Hombre		20	24	0.25*	2.477In <sup>2</sup> ≥ 1.260In <sup>2</sup>
N1, Entrada de Gas		6	10	0.25*	1.464In <sup>2</sup> ≥ 0.373In <sup>2</sup>
N2, Salida de Gas	SA-516	6	10	0.25*	1.464In <sup>2</sup> ≥ 0.373In <sup>2</sup>
N3, PSV	Gr.70	2	n/a	n/a	n/a
N4 A-B, LIT		2	n/a	n/a	n/a
N5 A-B, LG		2	n/a	n/a	n/a
N6, PI		3/4	n/a	n/a	n/a
N7, Drenaje		2	n/a	n/a	n/a
N8, Salida de Condensado		2	n/a	n/a	n/a

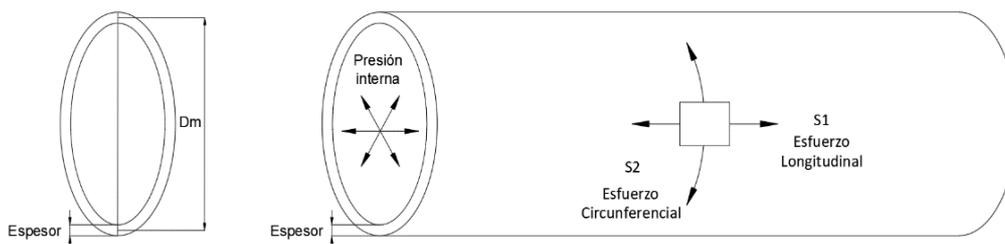
Nota: \*Cálculo ver Anexo 4.

## 5.5 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL TANQUE

La presión interna produce una fuerza longitudinal sobre la junta de soldadura circunferencial del cilindro, mientras que se aplica una fuerza circunferencial en junta de soldadura longitudinal, como se muestra en la Figura 18, para el cálculo de se deberá considera los datos de la Tabla 12.

**Tabla 12.**Datos para cálculo de esfuerzos.

Descripción	Valor
Diámetro Medio del Recipiente	$D_m = 24\text{in}$
Presión de Diseños	$P = 100\text{ psi}$
Espesor sin incluir la corrosión	$t = 0.185\text{ in}$



**Figura 18.** Esfuerzo debido a la presión adaptado de [19]

Esfuerzo longitudinal con influencia sobre la Junta Circunferencial.

$$S_1 = \frac{P D_m}{4t} \quad (45)$$

Donde:

$S_1$  = Esfuerzo longitudinal (psi)

$D_m$  = Diámetro medio del recipiente (in)

$t$  = Espesor del recipiente sin margen de corrosión (in)

$$S_1 = \frac{(100\text{ psi})(24.185\text{ in})}{4(0.185\text{ in})}$$

$$S_1 = 3268.24 \text{ psi}$$

Esfuerzo circunferencial con influencia sobre la Junta Longitudinal.

$$S_1 = \frac{P D_m}{2t} \quad (46)$$

Donde:

$S_2$  = Esfuerzo circunferencial (psi)

$D_m$  = Diámetro medio del recipiente (in)

$t$  = Espesor del recipiente sin margen de corrosión (in)

$$S_1 = \frac{(100 \text{ psi}) (24.185 \text{ in})}{2 (0.185 \text{ in})}$$

$$S_1 = 6536.48 \text{ psi}$$

Con la aplicación de las fórmulas se obtiene que el valor del esfuerzo longitudinal es 3.2 Ksi y el esfuerzo circunferencial es 6.5 Ksi, los esfuerzos determinados por presión interna no superan el valor del máximo esfuerzo admisible del material ASTM SA516-Gr.70 a temperaturas de -20°F hasta 200°F de 20 Ksi.

## 5.6 CALCULO POR PESO PROPIO

El cálculo del peso del tanque se deberá determinar con el tanque a su máxima capacidad de contención para prueba hidrostática comprobando su hermeticidad.

Para determinar el peso del cuerpo, cabezas y accesorios la Tabla 13 muestra un resumen de los pesos obtenidos por un software de modelado.

**Tabla 13.** Cálculo del peso propio del recipiente

Componente	Dimensiones (in)	Cantidad (u)	Masa (lb)	Observaciones
Cuerpo	D=24 L=102.9	1	555.70	Cilíndrico
Cabeza	D=24	2	45.77	Elipsoidal 2:1
M1-Entrada de Hombre	20	1	471.24	Boquilla, Brida WNRF, Brida BFRF, Refuerzo

N1-Entrada de Gas	6	1	35.07	Boquilla, Brida WNRF, Refuerzo
N2-Salida de Gas	6	1	35.07	Boquilla, Brida WNRF, Refuerzo
N3-PSV	2	1	7.45	Boquilla, Brida WNRF
N4A/B-LIT	2	2	14.90	Boquilla, Brida WNRF
N5A/B-LG	2	2	14.90	Boquilla, Brida WNRF
N6-PI	3/4	1	0.35	Boquilla Clase 6000
N7-Drenaje	2	1	7.45	Boquilla, Brida WNRF
N8-Salida de Condensado	2	1	7.45	Boquilla, Brida WNRF
Masa del Recipiente vacío $W_R$			1195.34	

Nota: Pesos extraídos de modelo en Anexo 5.

$$W_w = V \times \gamma \quad (47)$$

Donde:

$W_w$  = Masa del agua (lb)

$V$  = Volumen recipiente (ft<sup>3</sup>)

$\gamma$  = Peso específico del agua (lb.ft<sup>3</sup>)

$W_R$  = Masa del recipiente (lb)

$$W_w = (26.73 \text{ft}^3) (62.4 \text{lb.ft}^3)$$

$$W_w = 1667.95 \text{ lb}$$

$$W_T = W_R + W_w \quad (48)$$

Donde:

$W_T$  = Masa Total (lb)

$W_R$  = Masa del recipiente (lb)

$W_w$  = Masa del agua (lb)

$$W_T = 1195.34 \text{ lb} + 1667.95 \text{ lb}$$

$$W_T = 2863.29 \text{ lb}$$

## 5.7 CALCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO

El recipiente a presión tiene una altura de 11.04ft y estará instalado en una zona donde la influencia de la velocidad del viento es de aproximadamente  $75 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$ , basado en estos parámetros se determinará la magnitud de la presión de viento aplicada sobre el recipiente mediante el empleo de la formula (49).

$$P_w = 0.0025 V_w^2 \quad (49)$$

Donde:

$$P_w = \text{Presión del viento} \left( \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right)$$

$$V_w = \text{Velocidad del viento} \left( \frac{\text{millas}}{\text{hr}} \right)$$

$$P_w = 0.0025 \left( 46.61 \frac{\text{millas}}{\text{hr}} \right)^2$$

$$P_w = 54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

La presión del viento ejercida en el recipiente vertical a una velocidad de  $75 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$  es de  $54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$ .

### 5.7.1 CÁLCULO DE LA FUERZA CORTANTE DEBIDO AL VIENTO

Para determinar la fuerza cortante generada por la acción del viento que influye principalmente por la altura del recipiente es necesario utilizar la siguiente formulación.

$$V = P_w(D)H \quad (50)$$

Donde:

V= Fuerza cortante (lb)

$P_w$ = Presión del viento (lb)

D= Diámetro exterior (ft)

H= Longitud de recipiente (ft)

$$V = 54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} (2.4 \text{ ft}) 11.04 \text{ ft}$$

$$V = 1438.99 \text{ lb}$$

### 5.7.2 CÁLCULO DEL MOMENTO PRODUCIDO POR EL VIENTO

Para el cálculo del momento máximo, con la presión producida por el viento sobre el recipiente se debe calcular el momento máximo localizado en la altura del faldón del recipiente.

$$M = (P_w) (D) (H) (h_1) \quad (51)$$

Donde:

M= Máximo Momento (lb ft)

$P_w$ = Presión del viento  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

D= Diámetro exterior (ft)

H= Longitud de recipiente (ft)

$h_1$ = Brazo de palanca (ft)

$$M = \left(54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right) (2.4 \text{ ft}) (11.04 \text{ ft}) (5.52 \text{ ft})$$

$$M = 7943.26 \text{ lb ft}$$

### 5.7.3 CÁLCULO DEL MOMENTO EN LA LÍNEA DE TANGENCIA DEL FONDO

Se debe determinar el momento flector en la línea tangencial inferior del recipiente para lo cual se aplica la siguiente formulación.

$$M_t = M - h_t (V - 0.5 P_w (D) h_t) \quad (52)$$

Donde:

M = Máximo Momento (lb-ft)

$M_t$  = Momento en la línea tangencial del fondo (lb-ft)

$h_t$  = Altura del faldón (ft)

V = Fuerza cortante (lb)

$P_w$  = Presión del viento  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

D = Diámetro exterior (ft)

$$M_T = 7943.26 \text{ lb ft} - 2.16 \text{ ft} \left( 1438.99 \text{ lb} - (0.5) \left( 54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right) (2.4 \text{ ft}) (2.16 \text{ ft}) \right)$$

$$M_T = 5139.10 \text{ lb-ft}$$

### 5.7.4 CÁLCULO DE ESFUERZO POR LA FUERZA DEL VIENTO

Se determinará el esfuerzo generado en el material con el espesor nominal seleccionado para lo cual se aplica la siguiente formulación:

$$S = \frac{12 M_T}{R^2 \pi t} \quad (53)$$

$M_T$  = Momento en la línea tangencial del fondo (lb-in)

R = Diámetro exterior (in)

t = Espesor nominal del recipiente (in)

$$S = \frac{(12)(61669.19 \text{ lb in})}{(12.5 \text{ in})^2 \pi (0.25 \text{ in})}$$

$$S = 6030.30 \text{ lb.in}^2$$

Los valores de 6 Ksi está por debajo de los 20 Ksi de resistencia de la materia SA-516 Gr. 70 por lo que el espesor nominal seleccionado por presión interna cumple con los requerimientos en esfuerzos bajo la acción del viento.

## 5.8 CÁLCULO POR VIBRACIÓN

Las vibraciones son el resultado de la presión del viento y las fuerzas creadas durante un terremoto. Estos efectos han sido analizados para asegurar que las vibraciones no interfieran en el correcto funcionamiento del recipiente vertical.

### 5.8.1 CÁLCULO DE PERIODO DE VIBRACIÓN

La presión del viento afecta principalmente a las torres altas, y aquí se analizan los ciclos de vibración que pueden causar esta presión. Los ciclos de alta vibración pueden provocar una causante de falla por efecto de la fatiga en el recipiente, el cálculo de los ciclos de vibración permitidos se basa en la deflexión máxima del soporte del recipiente y se determina con la siguiente formulación.

$$T = 0.0000265 \left( \frac{H}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{W_1 D}{t}} \quad (54)$$

Donde:

T= Periodo de vibración (s)

$W_1$ = Masa Total (2863.2 lb)

H= Altura del recipiente (11.09 ft)

D= Diámetro exterior del recipiente (2.4 ft)

t= Espesor del faldón en la base (0.25 in)

$W_1$ = Peso del recipiente por ft de altura (lb)

$$W_1 = \frac{W_2}{H}$$

$$W_1 = \frac{2863.2 \text{ lb}}{11.09 \text{ ft}}$$

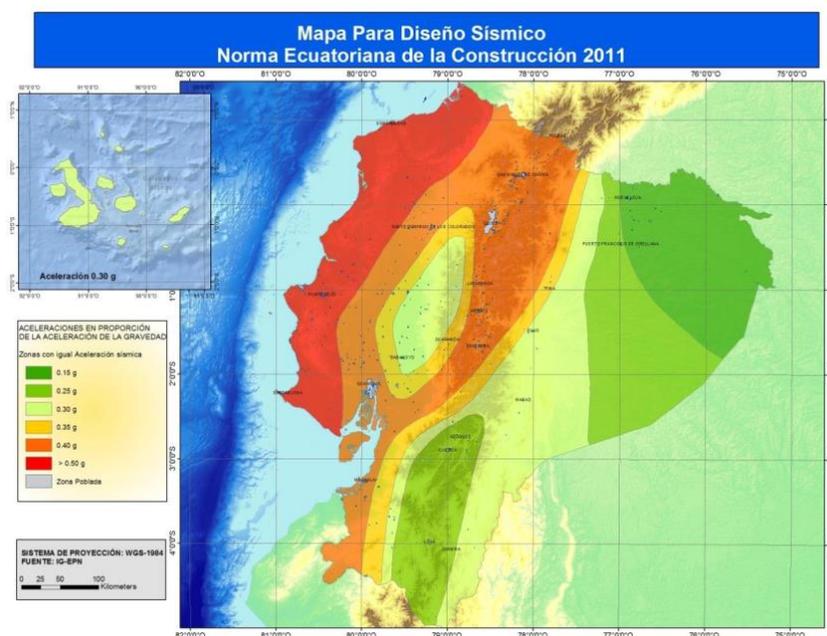
$$W_1 = 258.19 \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

$$t = 0.0000265 \left( \frac{11.09 \text{ ft}}{2.4 \text{ ft}} \right)^2 \sqrt{\frac{(258.19 \frac{\text{lb}}{\text{ft}})(2.4 \text{ ft})}{0.25 \text{ in}}}$$

$$t = 0.028 \text{ seg vibración real}$$

## 5.8.2 CÁLCULO DE VIBRACIÓN PERMITIDA

Para determinar el periodo de vibración máximo permisible, es necesario conocer las cargas reales resultantes de la acción sísmica en la que se instalarán el recipiente en el diagrama de Zona Sísmica del Ecuador de la Figura 19 del Código de Edificación Ecuatoriano especifica  $Z = 0.4$  para la ubicación del recipiente y en el Anexo 6. describe los valores  $Z$  según zona sísmica.



**Figura 19.** Zonas sísmicas en Ecuador, tomado de [21]

La cortante real se determina con la siguiente formulación:

$$V = C W \quad (55)$$

Donde:

V= Cortante real por sismo (lb)

C= Coeficiente Sísmico

W=Peso total de la torre (lb)

$$V = (0.40)(2863.29 \text{ lb})$$

$$V = 1145.31 \text{ lb}$$

Con el valor de la cortante real de 1145.31 lb se determina el periodo de vibración real con la siguiente formulación:

$$T_a = 0.80 \sqrt{\frac{W_T H}{Vg}} \quad (56)$$

Donde:

$T_a$  = Periodo de vibración real (s)

$W_T$  = Masa Total (lb)

H = Altura del tanque (ft)

V = Cortante real por sismo (lb)

g = Gravedad  $\left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)$

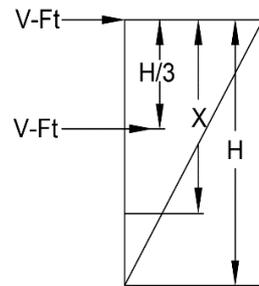
$$T_a = 0.80 \sqrt{\frac{(2863.29 \text{ lb}) (11.09 \text{ ft})}{(1145.31 \text{ lb}) \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)}}$$

$$T_a = 0.74 \text{ s}$$

El uso de la formulación se determina el valor de la vibración permitida igual a  $T_a = 0.74 \text{ s}$  es mayor que  $0.028 \text{ s}$  vibración real, dando como resultado un espesor nominal dentro de lo especificado para cargas sísmicas.

## 5.9 CÁLCULO SÍSMICO

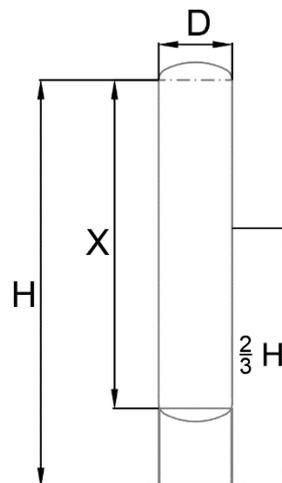
El cálculo por sismo se toma como referencia el código [19] donde se considera las acciones de carga sobre el recipiente similares a las de una viga en voladizo, con una carga que va aumentando uniformemente en forma distribuida desde la parte más baja hasta la superior del recipiente.



**Figura 20.** Diagrama de cargas sísmicas adaptado de [19]

### 5.9.1 CÁLCULO DE MOMENTO MÁXIMO EN LA BASE

Se aplicará el método para tanques de baja altura donde se establece la siguiente formulación:



**Figura 21.** Alturas para determinación de momento adaptado de [19]

$$M = \frac{2 (C) (W) (H)}{3} \quad (57)$$

Donde:

M= Momento máximo en la base del recipiente (lb-ft)

C= Coeficiente sísmico

W= Masa total de la torre (lb)

H= Longitud del recipiente incluyendo el faldón (ft)

$$M = \frac{2(0.40) (2863.29 \text{ lb}) (11.09 \text{ ft})}{3}$$

$$M = 8467.70 \text{ lb-ft}$$

### 5.9.2 CÁLCULO DE ESFUERZO EN LA BASE

$$S = \frac{12 (M)}{\pi (R)^2 (t)} \quad (58)$$

Donde:

S= Esfuerzo requerido en la base (psi)

M= Momento máximo en la base (lb-ft)

R= Radio medio del recipiente (in)

t= Espesor requerido, incluyendo corrosión (in)

$$S = \frac{12 (8467.70 \text{ lb-ft})}{\pi (12.25 \text{ in})^2 (0.25 \text{ in})}$$

$$S = 862.21 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

El Momento máximo en la base del recipiente por acciones sísmicas es igual a 8467.70 lb-ft, se determinó que el esfuerzo resultante en la base por acciones sísmicas es igual a  $S_m = 862.21 \text{ lb/pulg}^2$ .

El material de diseño del recipiente es ASTM A516 Gr.70 con un esfuerzo de  $S = 20,000 \text{ lb/pulg}^2$  para condiciones de diseño entre  $-20^\circ\text{F}$  y  $200^\circ\text{F}$  satisface el diseño y evita un fallo del material en condiciones sismo.

### 5.9.3 CÁLCULO DEL ESPESOR REQUERIDO

$$t = \frac{12(M)}{\pi(R)^2(S)(E)} \quad (59)$$

Donde:

t= Espesor requerido para el tanque (in)

R= Radio medio del recipiente(in)

M= Momento máximo en la base (lb-ft)

S= Esfuerzo del material (psi)

E= Eficiencia de la junta de soldadura

$$t = \frac{(12)(8467.70 \text{ lb.ft})}{\pi(12.25 \text{ in})^2(20000 \text{ lb.in}^2)(1)}$$

$$t = 0.010 \text{ in}$$

El espesor requerido para el recipiente tiene un valor de  $t=0.010$  in es inferior al espesor nominal 0.25in asignado para el cuerpo y con eficiencia en la soldadura  $E=1$ , evitando un fallo en condiciones de esfuerzos de sismo.

### 5.10 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA

En la construcción de un recipiente cilíndrico vertical se debe considerar como una viga en voladizo con una distribución de carga uniforme. La desviación máxima de los recipientes verticales no debe exceder las 6 pulgadas por cada 100 pies de altura como lo menciona en [19].



**Figura 22.** Diagrama de deflexión en un recipiente vertical adaptado de [19]

$$\Delta_M = \frac{P_w D H (12 H)^3}{8 E I} \quad (60)$$

Donde:

$\Delta_M$ = Deflexión máxima en la parte superior (in)

D= Diámetro de la Torre (ft)

E= Módulo de elasticidad ( lb/ft<sup>2</sup>)

H= Altura del recipiente incluido el faldón (ft)

I= Momento de inercia para un cilindro delgado cuando  $R > 10t$

$P_w$ =Presión del viento  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

El módulo de elasticidad establece que  $E = 28,800,000$  para materiales con  $C \leq 30\%$ .

Tanto el material ASTM A-516 Gr. 70 del cuerpo del recipiente vertical tienen un porcentaje menor al 30% de Carbono.

**Tabla 14.** Módulo de elasticidad acero al carbono adaptado de [19]

Material	Millones de psi, temperatura °F			
	-100	70	200	300
Aceros al carbono con C≤0.30%	30.2	29.5	28.8	28.3
Aceros al carbono con C>0.30%	30.0	29.3	28.6	28.1

$$I = \pi R^3 t \quad (61)$$

Donde:

I= Momento de inercia para un cilindro delgado cuando  $R > 10t$

R= Radio medio de tanques(in)

t= Espesor del faldón(in)

$$I = \pi(12.25\text{in})^3(0.25\text{in})$$

$$I = 1443.77 \text{ in}^3$$

La condición de que se debe satisfacer es que  $R = 12.25 > 10(t)$ , reemplazando los valores para  $t = 0.25 \text{ in}$ , cumple la condición para este caso, siendo  $12.25 > 2.5$ .

$$\Delta_M = \frac{(54.31 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2})(2.4 \text{ ft})(11.09 \text{ ft})(12(11.09 \text{ ft}))^3}{8(28.8 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2})(1403.77 \text{ in}^3)}$$

$$\Delta_M = 0.010 \text{ in}$$

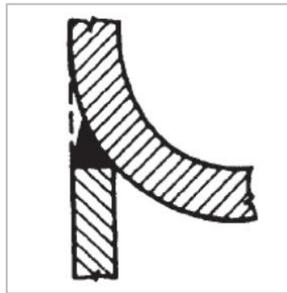
Con la formulación el valor de la inercia que es  $1443.77 \text{ in}^3$ . y se determinar que la deflexión máxima es  $\Delta_m = 0.010 \text{ in}$ .

La deflexión no debe superar las 6in por cada 100 ft de altura para lo expuesto se calcula el valor real del tanque con una altura H=11.09 ft dando como resultado la deflexión máxima de 0.66 in.

El valor actual de deflexión no supera los límites por lo que el espesor del faldón es aceptable.

## 5.11 CÁLCULO DEL FALDÓN

Los recipientes con disposición vertical deben estar dotados por una base estable y muy confiable. El faldón son el soporte más utilizado y se satisfacen la unión entre faldón y recipiente por una soldadura continua como lo mencionó en [19].



**Figura 23.** Soldadura a tope eficiencia 0.6 cilindro-faldón adaptado de [19]

### 5.11.1 CÁLCULO DE ESPESOR REQUERIDO

Se determinará el espesor del faldón con el análisis de compresión del recipiente sobre la base con la siguiente formulación.

$$t_f = \frac{12 M_T}{R^2 \pi S E} + \frac{W_T}{D \pi S E} \quad (62)$$

Donde:

$t_f$ = Espesor requerido del faldón (in)

$M_T$ = Momento en la junta del faldón a la cabeza (lb-ft)

$R$ = Radio exterior del faldón (in)

$W_T$ = Peso del recipiente en operación (lb)

$D$ = Diámetro exterior del faldón (in)

S= Valor del esfuerzo del material de la cabeza o del faldón  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)$

E= Eficiencia de la junta del faldón a la cabeza (0.6 para soldadura)

$$t_f = \frac{12(5139.10 \text{ lb ft})}{(12.25 \text{ in})^2 \pi (20000 \text{ psi})(0.6)} + \frac{2863.29 \text{ lb}}{(24.50 \text{ in}) \pi (20000 \text{ psi})(0.6)}$$

$$t = 0.014 \text{ in}$$

El espesor con una eficiencia de junta 0.6 soldadura a tope con penetración completa es  $t=0.014\text{in}$  por efecto de optimización de material se puede utilizar el mismo espesor nominal del cuerpo 0.25in dando como satisfactorio en espesor seleccionado.

### 5.11.2 CÁLCULO DE PERNOS DE FIJACIÓN

Los recipientes deben fijarse en la ubicación de instalación para esto se utiliza pernos de anclaje que aseguran la fijación entre el anillo base del recipiente y la cimentación como lo menciona en [19].

En el Anexo 7 se puede determinar la cantidad de pernos que deben ser instalados en la base del recipiente de acuerdo con el diámetro aplicable al tipo de recipiente vertical.

- ESPACIAMIENTO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

Los cimientos de hormigón tienen capacidad de empernado, la distancia mínima recomendada entre los tornillos es de 18 pulgadas. Para mantener esta distancia, puede ser necesario usar bridas cónicas o anillos inferiores más anchos con placas angulares de refuerzo o ampliar el círculo de colocación de pernos para recipiente de diámetro pequeño y con un esfuerzo máximo determinado de acuerdo con el Anexo 8.

En el cálculo de los pernos de anclaje se utiliza el un método en el que consiste en suponer un anillo continuo igual al del círculo de los pernos.

- CÁLCULO DE TENSION MÁXIMA

Para calcular cada parámetro que determina el diseño de los pernos de anclaje, se toma como base los valores de la Tabla 15, que usa como referencia de diseño en pernos de anclaje para faldón.

**Tabla 15.** Valores para el diseño de fijación recipiente vertical.

Descripción	Símbolo	Valor
Momento por efecto de sismo	M	8467.70 ft-lb
Peso del tanque lleno de agua	$W_T$	1298.77 lb
Esfuerzo máximo permitido	$S_B$	15000 lb/in <sup>2</sup>
Numero de pernos	T	4 pernos

$$T = \frac{12M}{A_B} - \frac{W_T}{C_B} \quad (63)$$

Donde:

$T =$  Tensión Máxima  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}}\right)$

$M =$  Momento máximo en la base el mayor entre viento y sismo (ft.lb)

$A_B =$  Área dentro del círculo de pernos (in<sup>2</sup>)

$W_T =$  Peso del recipiente en operación (lb)

$C_B =$  Circunferencia del círculo de los pernos (in)

$S_B =$  Máximo esfuerzo permitido por el material de tornillos  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)$

$$D_{\text{ext-perno}} = D_{\text{ex}} + 2 (Ad) \quad (64)$$

Donde:

$D_{\text{ex}} =$  Diámetro externo del faldón

$L_{1-Pr} =$  Longitud preliminar desde el faldón al diámetro del círculo de pernos

$$D_{\text{ext-perno}} = 24.50 \text{ in} + 2(4 \text{ in}) = 32.5 \text{ in}$$

$$A_B = \frac{\pi D_{\text{ext-perno}}^2}{4}$$

Donde:

$A_B$  = Área dentro del círculo de pernos ( $\text{in}^2$ )

$D_{\text{ext-perno}}$  = Diámetro para ubicación del perno (in)

$$A_B = \frac{\pi(32.5)^2}{4}$$

$$A_B = 829.57 \text{ in}^2$$

$$C_B = \pi(D_{\text{ext-perno}}) \quad (65)$$

Donde:

$C_B$  = Desarrollo circunferencia del círculo de los pernos (in)

$D_{\text{ext-perno}}$  = Diámetro para ubicación del perno (in)

$$C_B = \pi(29)$$

$$C_B = 102.10 \text{ in}$$

$$T = \frac{12(8467.70 \text{ lb ft})}{829.57 \text{ in}^2} - \frac{2863.29 \text{ lb}}{102.10 \text{ in}^2}$$

$$T = 94.44 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Se determino que en el área de acción del círculo donde se fijara los pernos se genera una tensión de máxima  $94.44 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$

- CÁLCULO DEL ÁREA REQUERIDA POR UN PERNO

Con los valores preliminares impuestos en la formulación de tensión se debe determinar el área de requerida por el perno para una correcta fijación y posterior escoger el perno adecuado de acuerdo con los requerimientos del usuario o recomendación de [19].

$$B_A = \frac{TC_B}{S_B N} \quad (66)$$

Donde:

$B_A$  = Área requerida de un perno ( $\text{in}^2$ )

T = Tensión Máxima  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)$

$C_B$  = Desarrollo circunferencia del círculo de pernos (in)

$S_B$  = Máximo esfuerzo permitido por el material de tornillos  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)$

N = Numero de pernos

$$B_A = \frac{(94.44 \frac{\text{lb}}{\text{in}})(91.10\text{in})}{(15000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2})(4)}$$

$$B_A = 0.14 \text{ in}^2$$

Se determina un área de raíz mínima necesaria de  $0.14 \text{ in}^2$  valor con el que se selecciona el perno de acuerdo con el Anexo 9 que pueda satisfacer la fijación correcta con 4 pernos de acuerdo con [19].

Con la determinación del diámetro del perno adecuado se debe realizar una verificación de esfuerzos que está actuando sobre el perno para de esta manera asegura que el material con especificación de 15000 psi cumpla con los requerimientos de resistencia mecánica.

- COMPROBACIÓN DEL ESFUERZO EN LOS PERNOS DE FIJACIÓN

$$S_B = \frac{TC_B}{B_A N} \quad (67)$$

$$S_B = \frac{(94.44 \frac{\text{lb}}{\text{in}})(102.10\text{in})}{(0.202 \text{ in}^2)(4)}$$

$$S_B = 11993.56 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

La verificación de esfuerzos nos arroja un resultado de 11993.56 psi mismo que está por debajo del valor seleccionado de 15000 psi para el material SA-307 cubriendo las especificaciones de diseño.

### 5.11.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA BASE

Se debe dimensionar siguiendo las recomendaciones de [19] donde se seguirá los valores recomendados en la Tabla 16, con los cuales se determina valores como la máxima compresión en la placa base, ancho del anillo, espesor del anillo y esfuerzos generados de esta manera garantizando una correcta fijación.

- MÁXIMA COMPRESIÓN

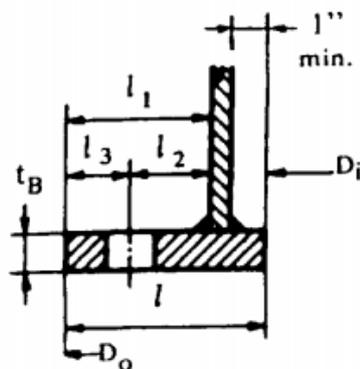


Figura 24. Dimensionamiento de anillo base tomado de [19]

Tabla 16. Perno seleccionado tomado de [19]

Tamaño del perno	Área en la raíz del perno (in <sup>2</sup> )	Dimensión (in)	
		L2	L3
5/8	0.202	1	3/4

$$P_C = \frac{12M}{A_S} + \frac{W_T}{C_S} \quad (68)$$

Donde:

$P_C$  = Máxima compresión  $\left(\frac{lb}{in}\right)$

$A_R$  = Área del anillo de la base =  $0.785(D_o^2 - D_i^2)$  (in<sup>2</sup>)

$A_S$  = Área comprendida dentro del faldón (in<sup>2</sup>)

$C_s$ = Perímetro de circunferencia de diámetro de ubicación de pernos (in)

$f_b$ = Carga segura del apoyo sobre el concreto  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)$

$l_1$ = Voladizo interior o exterior, el que sea mayor (in)

$l_2|l_3$ = Valores mínimos para dimensionamiento

$M$ = Momento máximo en la base debido a viento o sismo (ft. lb)

$W_T$ = Peso del recipiente durante la prueba o en operación (lb)

- CÁLCULO DE COMPRESIÓN MÁXIMA

Área dentro del faldón

$$A_s = \frac{\pi D_{\text{ext-perno}}^2}{4} \quad (69)$$

$D_{\text{ext-perno}}$ =Diámetro para ubicación del perno (in)

$$A_s = \frac{\pi(26.5\text{in})^2}{4}$$

$$A_s = 551.54\text{in}^2$$

$$C_s = \pi(D_{\text{ext}})$$

$$C_s = \pi(26.5\text{in})$$

$$C_s = 83.25\text{in}$$

$$P_c = \frac{12(8467.70 \text{ lb ft})}{551.54\text{in}^2} + \frac{2863.29 \text{ lb}}{83.25\text{in}^2}$$

$$P_c = 218.62 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

- CÁLCULO DEL ANCHO DEL ANILLO

**Tabla 17.** Resistencia del concreto

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

$$l = \frac{P_C}{f_b} \quad (70)$$

Donde:

$l$  = Ancho aproximado de la base del anillo (in)

$P_C$  = Máxima compresión  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)$

$f_b$  = Carga segura del apoyo sobre el concreto  $\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$

$$l = \frac{218.62 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)}{500 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)} = 0.43 \text{ in}$$

$$l_1 = l_2 + l_3$$

$$l_1 = 1 \text{ in} + 0.75 \text{ in} = 1.75 \text{ in}$$

- CÁLCULO DE ESPESOR DEL ANILLO

$$t_B = 0.32(l_1) \quad (71)$$

Donde:

$t_b$ =Espesor aproximado de la base (in)

$l_1$ =Voladizo de anillo exterior o interior el que sea mayor (in)

$$t_b=0.32(1.75)$$

$$t_b=0.56 \text{ in}$$

Utilizar una plancha de 5/8 pulgada para el anillo de refuerzo.

- VERIFICACIÓN DE LOS ESFUERZOS

$$S_1 = \frac{P_c C_s}{A_R} \tag{72}$$

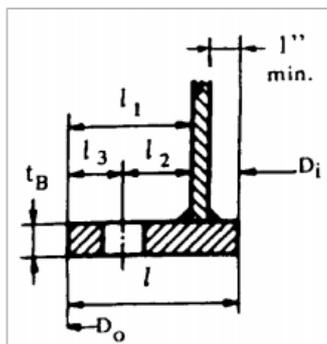
$S_1$ =Esfuerzo del apoyo  $\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$

$P_c$ =Máxima compresión  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}}\right)$

$C_s$ =Perímetro de circunferencia de diámetro de ubicación de pernos (in)

$A_R$ =Área del anillo de la base( in<sup>2</sup>)

Para la aplicación de la formulación se determina el área del anillo de la base.



$$A_R=0.785(D_o^2-D_i^2) \tag{73}$$

$$S_1 = \frac{\left(218.62 \frac{\text{lb}}{\text{in}}\right) (83.25 \text{ in})}{0.785(25^2-22^2)}$$

$$S_1=164.43 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$S_2 = \frac{3S_1 l_1^2}{t_B^2}$$

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

$t_B$  = Espesor aproximado de la base (in)

$$S_1 = \text{Esfuerzo del apoyo} \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$S_2 = \frac{3(164.43 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2})(1.75\text{in})^2}{(0.56\text{in})^2}$$

$$S_2 = 4817.28 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

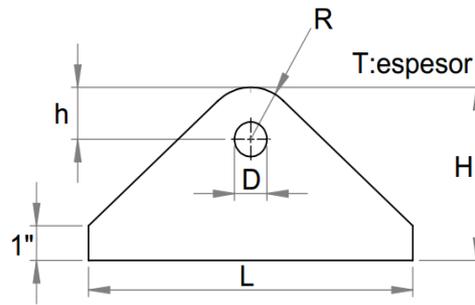
Se deberá escoger una plancha que supere un esfuerzo máximo de  $4.817.28 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$

## 5.12 CÁLCULO DE OREJA DE ELEVACIÓN

El recipiente deberá ser dotado de orejas de izaje para su transporte y posicionamiento vertical el espesor de las orejas se puede tomar de las diferentes tablas tabuladas en [19], la cual se encuentra en función del peso del recipiente, para el diseño actual se hace referencia a los valores de la Tabla 18 y para su dimensionamiento se debe tomar como base la Figura 25.

**Tabla 18.** Dimensiones para mecanismo de Elevación tomado de [19]

Peso del Tanque (Lb)	D (in)	T (in)	R (in)	H (in)	L (in)	h (in)	Soldadura (in)
12000	1	0,5	1,5	5	10	1	Filete de 0.314



**Figura 25.** Figura oreja de elevación adaptado de [19]

Para la verificación del espesor y dimensionamiento de las tablas de referencia se debe aplicar la formulación necesaria para determinar el área necesaria en función de los esfuerzos permisibles para esto se toma los datos de la Tabla 19.

**Tabla 19.** Datos de diseño para oreja de Elevación

Descripción	Valor
Peso del Recipiente	P=641.27 lb
Factor de Seguridad	FS=2
Esfuerzo de Fluencia	$F_y=38000$ psi
Material	SA-516-70

Esfuerzo máximo permisible de corte

$$\tau_{\max}=0.45 (F_y) \quad (74)$$

$$\tau_{\max}=17100 \text{ psi}$$

Esfuerzo de cortante

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (75)$$

Con el cual se determina el área necesaria

$$A = \frac{P \cdot FS}{\tau} \quad (76)$$

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

Espesor requerido

$$A=h*e \quad (77)$$

$$e=\frac{A}{h}$$

$$e=\frac{0.072\text{in}^2}{1\text{in}}$$

$$e=0.072\text{in}$$

Espesor Actual

$$e_1=0.25\text{in}$$

El resultado es un espesor de 0.072in dando como factible el dimensionamiento y espesor de la Tabla 18.

## 5.13 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO MECÁNICO RECIPIENTE VERTICAL

### 5.13.1 PROPÓSITO

El propósito de este documento es dar a conocer los requisitos, el método, las actividades y responsabilidades integrales que se llevarán como bases para el diseño de un recipiente a presión interna tomando como referencia el código ASME sección VIII División 1 y Manual de Diseño.

### 5.13.2 ALCANCE

Este procedimiento se aplica a los recipientes verticales de máximo 200 GLS sometidos a presión interna bajo el Código aplicable.

### 5.13.3 DOCUMENTOS APLICABLES

- Sección VIII División 1 del Código ASME, para calderas y recipientes a presión, última edición como se menciona en[2].
- Sección II del Código ASME como se indica en[20].
- Manual Tanque a Presión como lo establece en[19].

#### 5.13.4 RESPONSABILIDADES

- Usuario: Individuo que operara el recipiente a presión.
- Diseñador: Individuo con la con conocimiento, capacitación y experiencia en cálculo de Recipiente a presión y todos sus componentes complementarios.
- Gerente General: Individuo que representa a la compañía fabricante mismo que debe garantizar la fabricación bajo los requerimientos de los documentos aplicables.

#### 5.13.5 REQUISITOS PARA EL DISEÑO

Se debe garantizar que los recipientes se diseñen de acuerdo con el Código de Construcción, y que se utilicen los últimos dibujos, cálculos de diseño, especificaciones e instrucciones aplicables en la construcción.

Al recibir una solicitud de diseño de un recipiente, se revisa las especificaciones del Cliente y Requisitos de diseño del usuario para determinar si son adecuados y para el cumplimiento del Código por parte del diseñador. Cualquier deficiencia se concilia con el usuario antes de comenzar cualquier trabajo de diseño, el diseñador debe documentar los resultados de la revisión en el informe de revisión de especificaciones Anexo 1.

El diseñador debe prepara los dibujos preliminares y debe ser revisados y aprobados asegurando el cumplimiento del Código.

Todos los dibujos deberán ser firmados y fechados por el personal de ingeniera para garantizar el cumplimiento del Código.

#### 5.13.6 UNIDADES DE MEDIDA

Se pueden utilizar las unidades habituales de EE. UU., métricas o locales para cumplir con los requisitos del Código. El diseñador es responsable de seleccionar las unidades de medida de acuerdo con los requerimientos del usuario.

### 5.13.7 REQUERIMIENTO PARA EL DISEÑADOR DE RECIPIENTES A PRESIÓN

El diseñador debe ser designado, certificado y calificado como responsables del diseño de un recipiente a presión por el Gerente General.

La designación del personal de ingeniería caduca para todas las actividades del Código cuando no se ha producido una sola actividad de diseño dentro de un período continuo de 36 meses, para su renovación se requiere una recalificación basada en un conjunto de cálculos de diseño manual.

El diseñador deber haber completado un título técnico o asociado en ingeniería acreditado que requiera el equivalente de al menos 4 años de estudio, además de tener un mínimo de 2 años de experiencia en el diseño de recipientes a presión.

### 5.13.8 CUALIFICACIÓN PARA ACTIVIDADES DE DISEÑO

El personal que participen en actividades de diseño deberá cumplir con los siguientes requisitos mínimos por parte de la Compañía.

- Tener conocimiento de los requisitos de diseño para la aplicación del estampe de Certificación en concordancia con el Código de diseño.
- Tener conocimiento del manual del control de calidad de la compañía y tener capacitación acorde con el alcance, la complejidad, la criticidad o la naturaleza especial de las actividades de diseño a las que se proporcionará supervisión.
- Mantener un registro documentado que contenga evidencia objetiva del cumplimiento de las calificaciones para la experiencia y capacitación obtenida.
- Estar autorizado a participar en cualquier actividad de diseño exigida por el Código o cualquier Requerimiento de Diseño del Usuario complementario proporcionado.

### 5.13.9 DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR

Cuando se utilizan cálculos de diseño estándar o asistidos por computadora para los elementos del Código, el diseñador es responsable de todos los supuestos técnicos inherentes a los programas, de la aplicación de estos programas a su diseño y de la entrada de datos de diseño correctos y la verificación de que él se ha obtenido la salida, y verifique que el programa de computadora tenga la capacidad de producir cálculos aceptables.

El diseñador revisará la Edición del Nuevo Código para determinar si los programas de cómputo están afectados. La Sección, División y Edición del Código utilizado deberá incluirse en los documentos de diseño.

El diseñador es responsable de la verificación de los programas de computación mediante cualquier cálculo manual alternativo.

Se realizará el cálculo manual de cualquier parte o elemento de un recipiente a presión y los valores obtenidos se verificarán con los valores de los programas de computadora para el código ASME Sección VIII División 1.

### 5.13.10 ESPECIFICACIÓN DEL USUARIO

El código ASME VIII división 1 mantiene un formato para llenar los requerimientos de usuario para asegurar las correctas especificaciones del usuario y uso correcto en proceso de diseño del recipiente vertical que está sometido a presión interna, el formato contiene información como:

- Servicio.
- Dimensiones Generales.
- Condiciones de Operación.
- Condiciones de Diseño.
- Cargas externas.
- Materiales.

- Requerimientos de Juntas de Soldadura.
- Requerimientos especiales.

### 5.13.11 CÁLCULO DE ESPESOR DEL CUERPO DEL RECIPIENTE

El diseñador revisara el reporte de especificaciones del usuario, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Presión de Diseño.
- Diámetro Interno del recipiente.
- Material.
- Esfuerzo permisible del material.

La presión de diseño a la que va a ser calculado del recipiente se debe verificar en el reporte de especificación del usuario caso contrario debe tomar recomendaciones para determinarla tomando como base la presión de operación del recipiente.

El material con el que será calculado se debe verificar en el reporte de especificación del usuario, en el caso de que no esté determinado por el usuario, se tomara como referencia el Código ASME sección II para determinar el material que dentro de sus especificaciones es recomendable para uso en recipiente a presión.

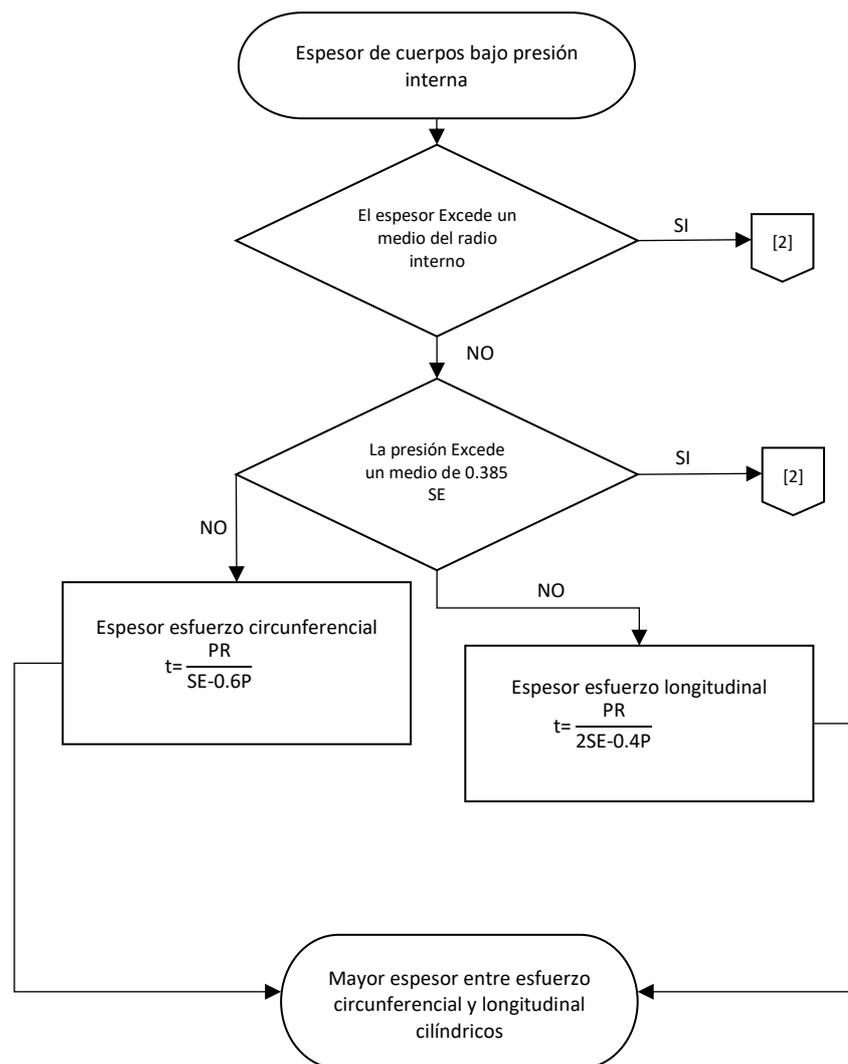
El esfuerzo permisible del material debe ser determinado de acuerdo con la presión y temperatura impuesta por el usuario el valor se toma de las tablas tabuladas en el Código ASME sección II.

El espesor que se deberá tomar como valor principal será el que dé como resultado de la formulación de esfuerzos circunferenciales nombradas en Código ASME sección VIII división 1, en la Figura 26 presenta un guía para el cálculo del valor deseado.

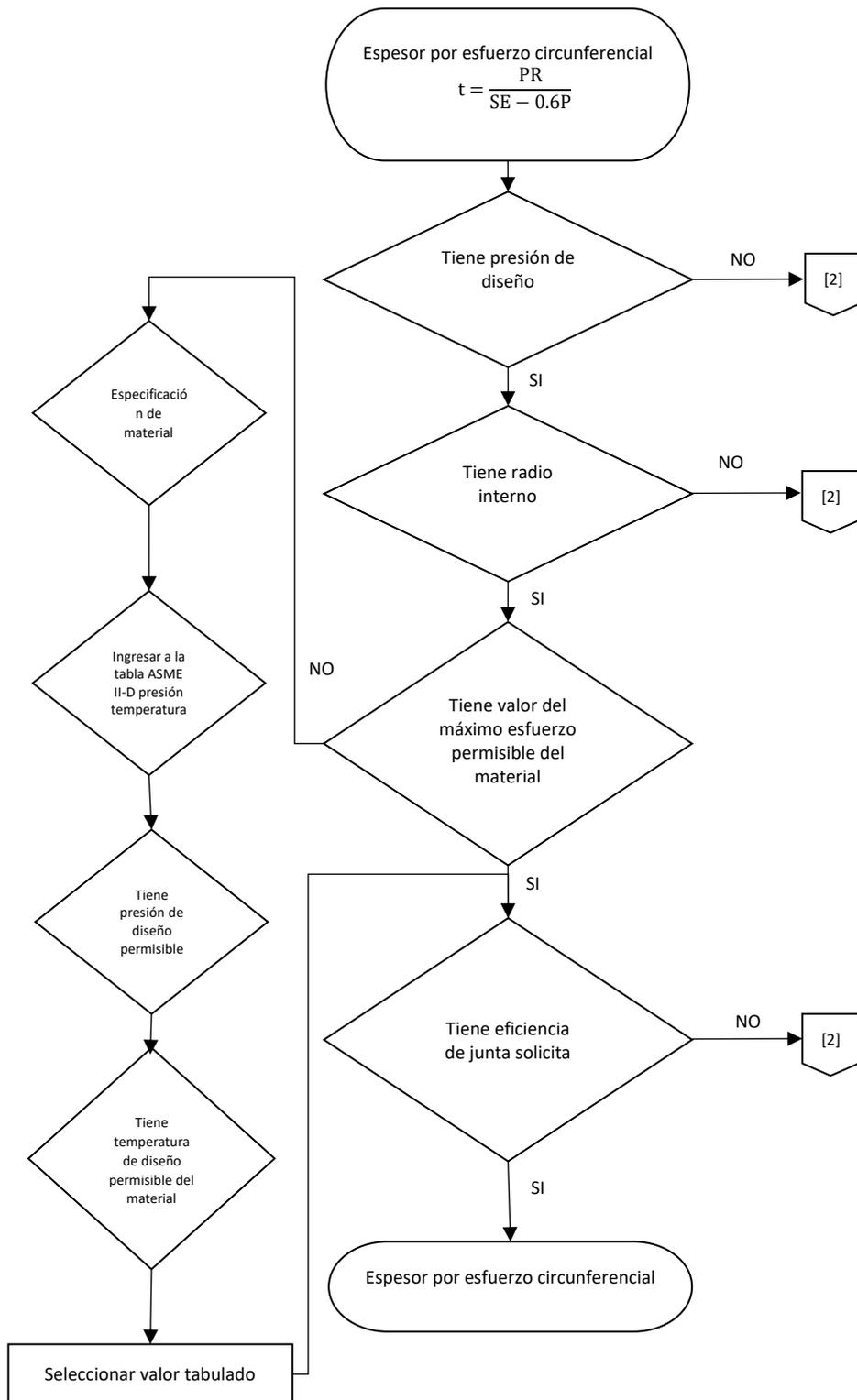
El valor mínimo determinado se deberá sumar el espesor de corrosión que estará determinado por el usuario de acuerdo con el uso que tendrá el recipiente.

El valor mínimo requerido incluido la corrosión será el valor que debe tener como base para la compra del material en un espesor nominal comercial.

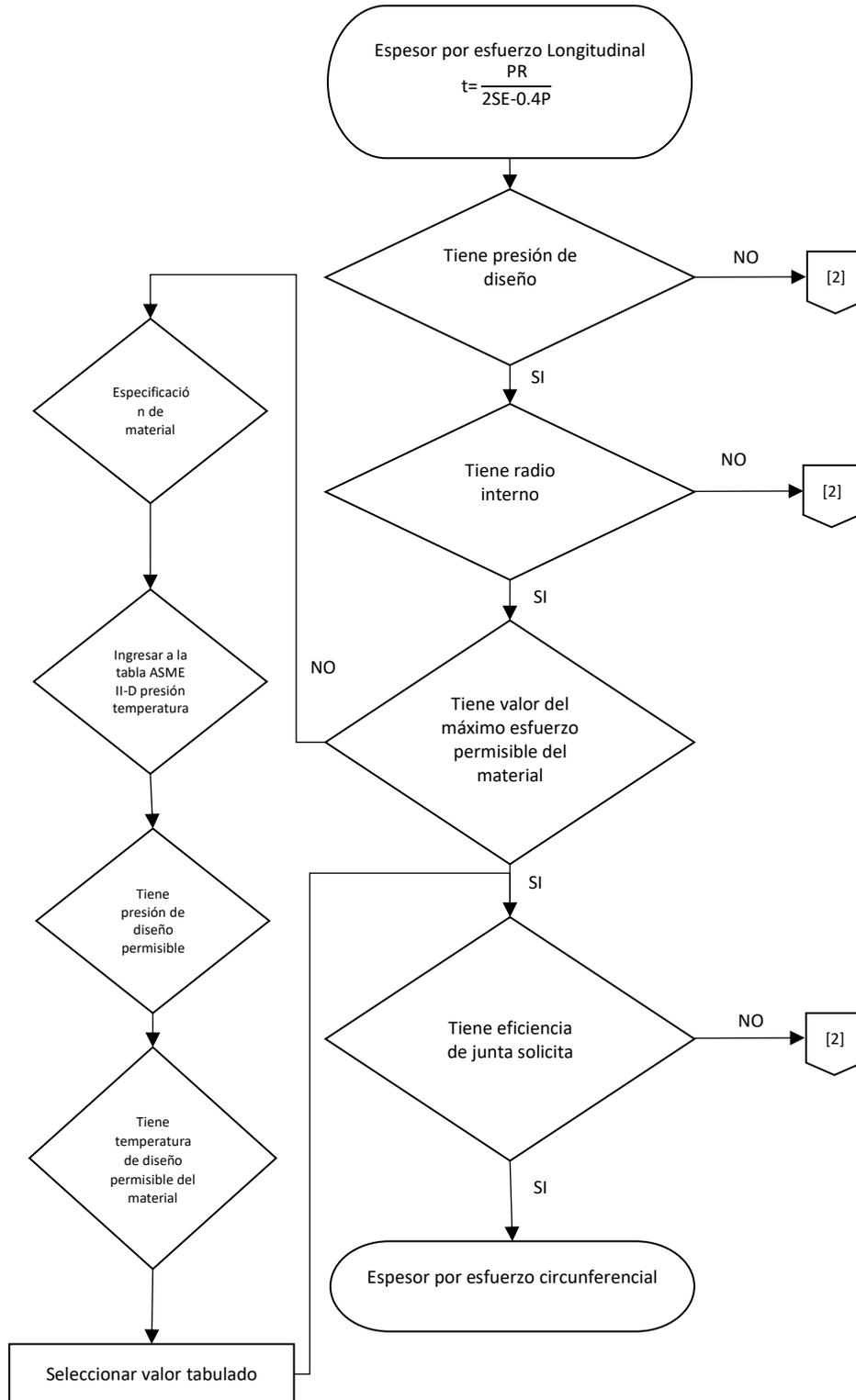
En la Figura 26 se puede apreciar un diagrama de flujo como guía de diseño para llegar a los valores deseado, para determinar el espesor de cuerpos bajo presión interna.



**Figura 26.**Diagrama de flujo para determinación de espesor de cuerpo bajo presión interna



**Figura 27.** Diagrama de flujo para determinación el espesor por esfuerzo circunferencial



**Figura 28.** Diagrama de flujo para determinación el espesor por esfuerzo longitudinal

### 5.13.12 CÁLCULO DE ESPESOR DE LA CABEZA DEL RECIPIENTE

Para calcular el espesor de la cabeza del recipiente el diseñador debe revisar el reporte de especificaciones del usuario, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Tipo de cabezas.
- Presión de Diseño.
- Diámetro Interno del recipiente.
- Material.
- Esfuerzo permisible del material.

El tipo de cabeza se debe verificar en el reporte de especificaciones del usuario, caso contrario de acuerdo con los requerimientos se seleccionará la cabeza más conveniente de acuerdo con el Código ASME sección VIII división I.

La presión de diseño a la que va a ser calculada la cabeza deberá verificarse en el reporte de especificación del usuario caso contrario debe tomar la presión determinada para el cuerpo del cilindro previamente seleccionada.

El material con él que será calculado se debe verificar en el reporte de especificación del usuario, en el caso de que no esté determinado por el usuario, se tomará como referencia el Código ASME sección II para determinar el material, que dentro de sus especificaciones sea recomendable para uso en recipiente a presión.

El esfuerzo permisible del material debe ser determinado de acuerdo con la presión y temperatura impuesta por el usuario el valor se toma de las tablas tabuladas en el Código ASME sección II.

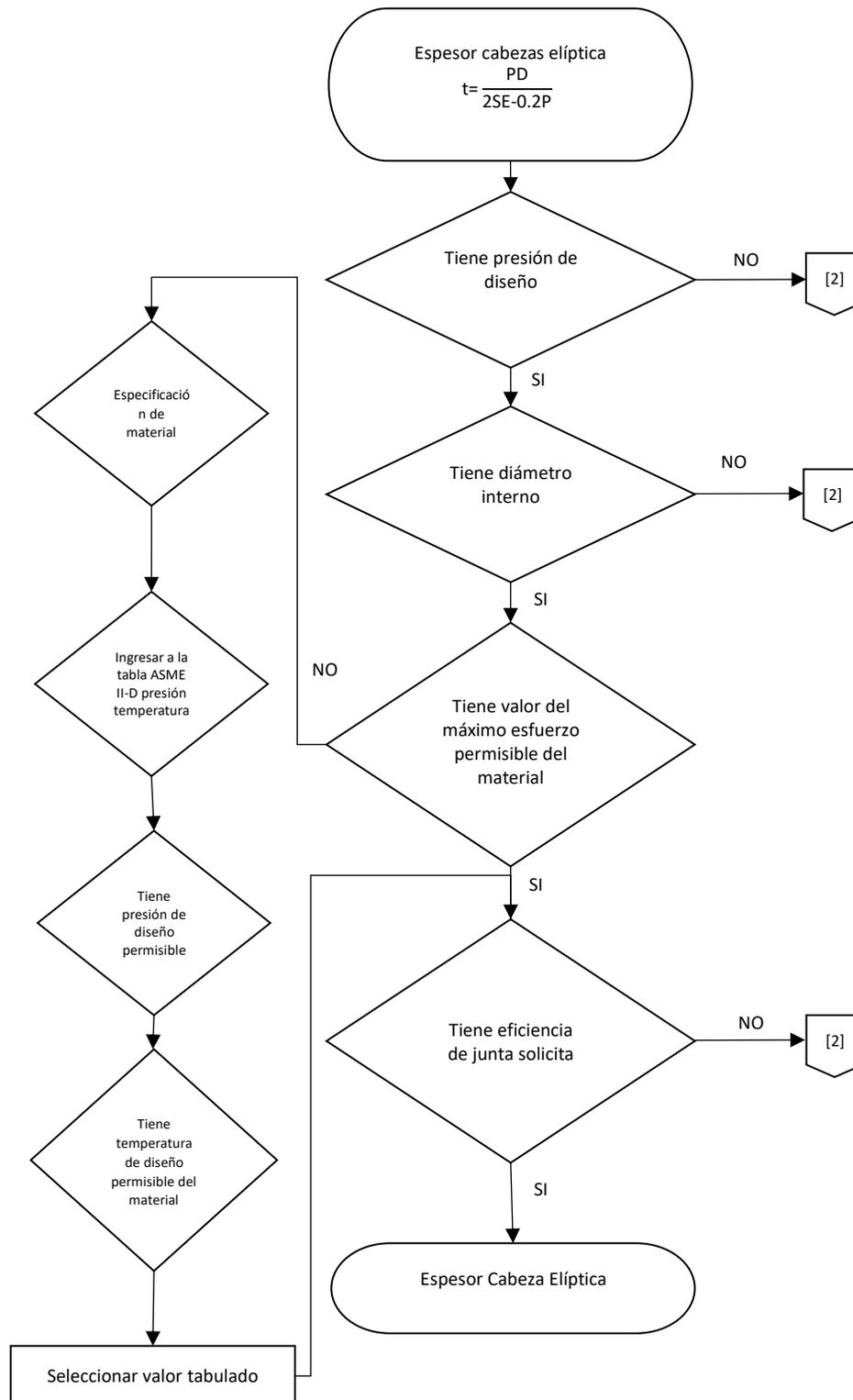
El espesor se da como con aplicación de la formulación de cabeza elípticas nombrada en Código ASME sección VIII División 1.

El valor mínimo determinado se deberá sumar el espesor de corrosión que estará determinado por el usuario de acuerdo con el uso que tendrá el recipiente.

El valor mínimo requerido incluido la corrosión será el valor que se deberá tener como base para la compra del material en un espesor nominal comercial.

El valor mínimo determinado se deberá sumar el espesor de corrosión y se deberá mantener después de la actividad de conformado de la cabeza.

Para cabezas que serán sometidas a un conformado en frío se debe realizar un cálculo en porcentaje en relación a las fibras extremas de acuerdo con el Código ASME sección VIII división I, el cual no debe superar el 5% para que el elemento no necesite un proceso de tratamiento térmico después de conformado, en la Tabla 1 se encuentran las ecuaciones para determinar el porcentaje permisible.



**Figura 29.** Diagrama de flujo para determinación el espesor de la cabeza elíptica

### 5.13.13 CÁLCULO DE ESPESOR DE LAS BOQUILLAS DEL RECIPIENTE

El espesor de boquilla se debe determinar de acuerdo con UG-45 en el cual para boquillas de inspección se aplicará la fórmula para espesor de cilindros, para esta fase se debe considerar como mínimo:

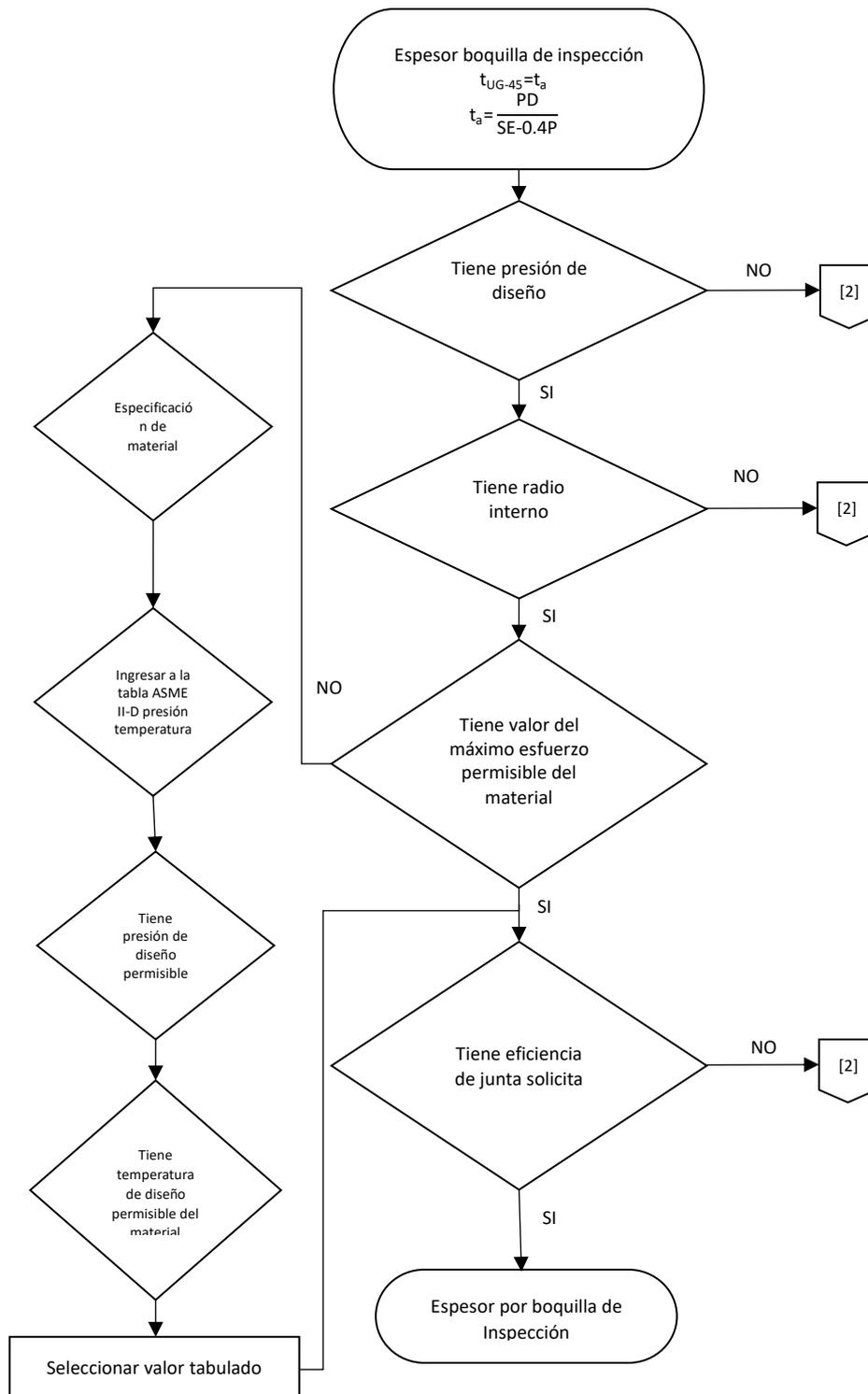
- Presión de Diseño.
- Diámetro Interno del recipiente.
- Material del recipiente y boquilla.
- Esfuerzo permisible del material.

La presión de diseño a la que va a ser calculado del recipiente se debe verificar en el reporte de especificación del usuario, caso contrario debe tomar recomendaciones para determinarla tomando como base la presión de operación del recipiente

El material con el que se debe calcular se debe verificar en el reporte de especificación del usuario, en el caso de que no esté determinado, se debe tomar como referencia el Código ASME sección II para determinar el material que dentro de sus especificaciones será recomendable para uso en recipiente a presión. El esfuerzo permisible del material debe ser determinado de acuerdo con la presión y temperatura impuesta por el usuario el valor se toma de las tablas tabuladas en el Código ASME sección II.

Siguiendo la Figura 30 se debe determinar el espesor mínimo requerido de boquilla bajo presión interna, sin embargo, el espesor mínimo requerido calculado se debe reducir el 12,5% por fabricación de la tubería de acuerdo con ASME B36.10M para su consideración dentro de la fase de diseño mecánico, de igual manera debe ser sumado el espesor de corrosión de acuerdo con lo determinado por el usuario de acuerdo con el uso que tendrá el recipiente.

El valor mínimo requerido menos el porcentaje de reducción y corrosión permisible será el valor que debe tener como base para la compra la tubería en un espesor nominal comercial.



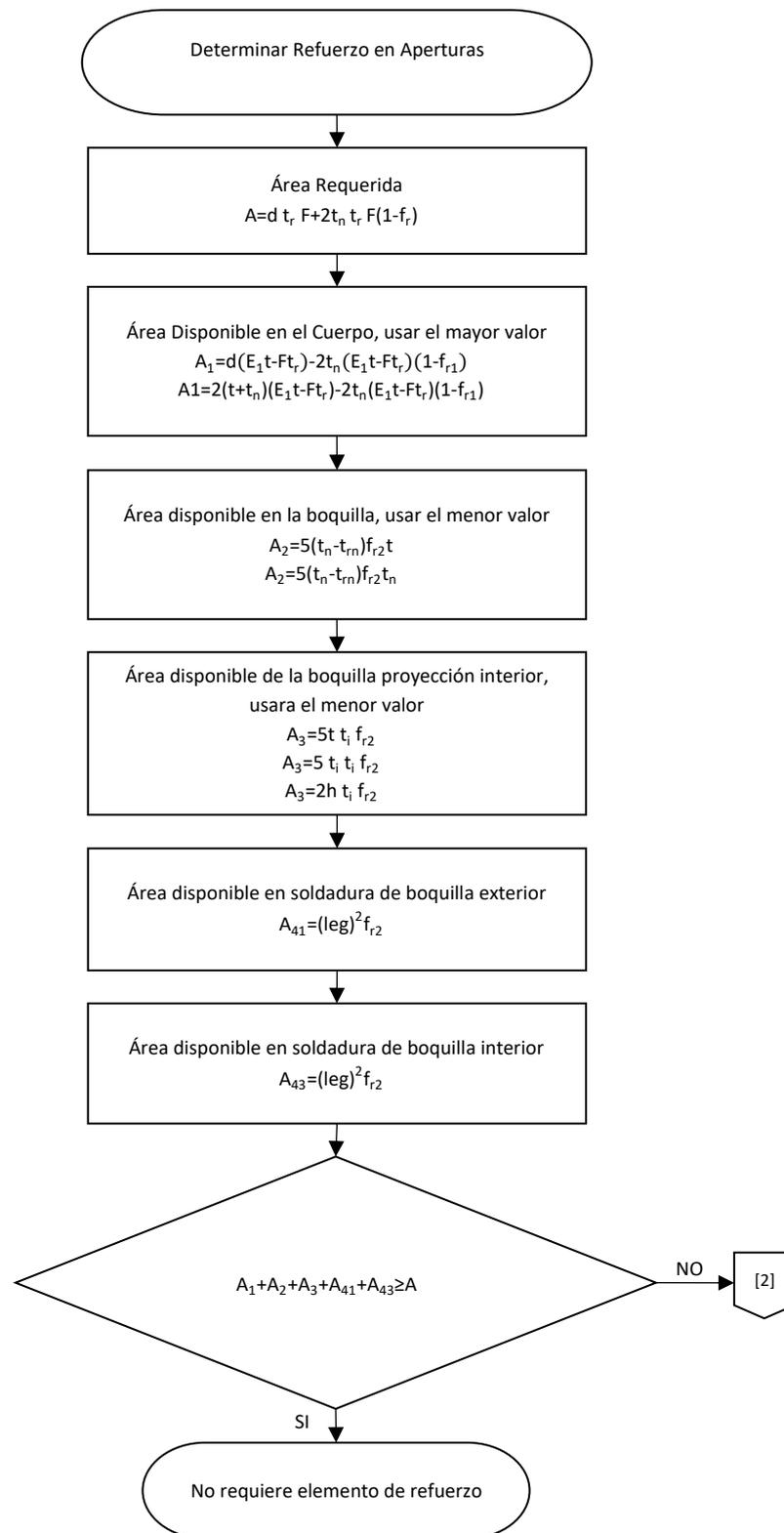
**Figura 30.**Diagrama de flujo para determinación el espesor de boquilla

### 5.13.14 CALCULO EL REFUERZO EN BOQUILLAS

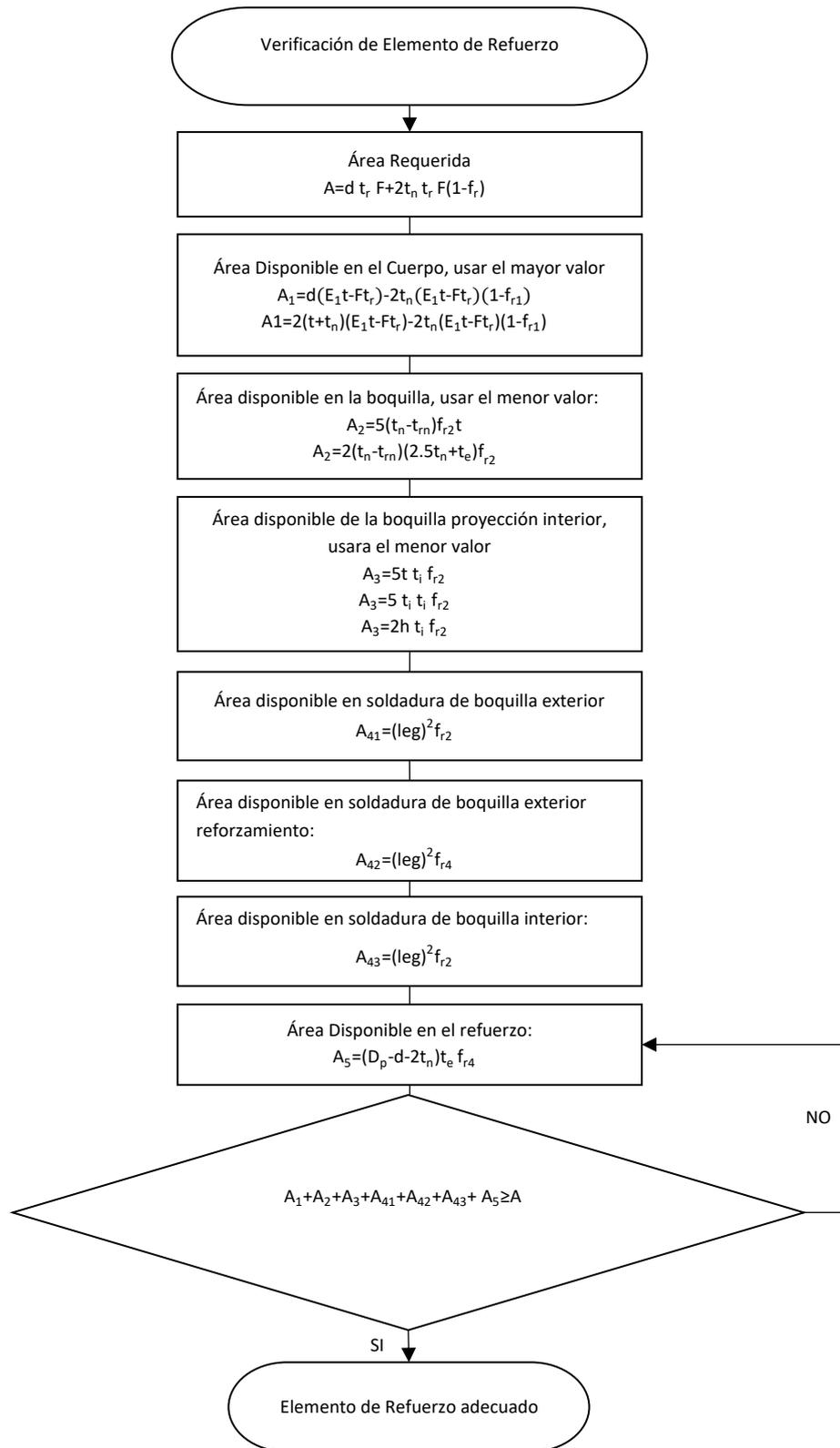
Para determinar el refuerzo de aperturas el Código ASME VIII División 1 de acuerdo con UG-37 muestra la guía para determinar el uso de refuerzo en la apertura de la boquilla en la cual el diseño para presión interna el área total de la sección de refuerzo en cualquier plano a través de la apertura de un cuerpo o cabeza no debe ser menor a la formulación dada por el código para que pueda ser omitido el refuerzo en la apertura de la boquilla.

Se debe considera como mínimo para esta fase.

- Diámetro final de la apertura.
- Espesor requerido del cuerpo.
- Espesor nominal de la boquilla
- Factor de corrección y reducción para compensar esfuerzos de presión interna.



**Figura 31.**Diagrama de flujo para determinar inclusión de refuerzo



**Figura 32.** Diagrama de flujo para verificación de refuerzo

### 5.13.15 CÁLCULO PESO DEL RECIPIENTE

El diseñador con los espesores determinados y seleccionado con la ayuda de hojas de datos, especificaciones, realizará el cálculo de los diferentes componentes que conforma el recipiente a presión, se debe considerar como mínimo para esta fase.

- Peso de Cuerpo.
- Peso de Cabezas.
- Peso de Tubos de boquillas.
- Peso de Bridas.
- Peso de Accesorios roscados.
- Peso de Faldón del recipiente.
- Peso del Agua con la capacidad máxima del recipiente.

El diseñador determina la factibilidad de uso de programas de modelado 3D para el modelado del recipiente para una obtención de resultados más cercanos a la realidad.

### 5.13.16 CALCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO

El diseñador en base a los requerimientos del usuario deberá determinar el esfuerzo que se puede generar por la acción del viento de acuerdo con la velocidad asignada por el usuario, se debe considerar como mínimo para esta fase.

- Velocidad del viento en la zona de operación del recipiente.

Para determinar el esfuerzo se recomienda el uso de un manual de diseño o fundamento básicos con una consideración de una viga en voladizo.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

- CÁLCULO DE FUERZA CORTANTE DEBIDO AL VIENTO

El diseñador debe tomar en cuenta la fuerza cortante generado por la acción del viento, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Presión del Viento.
- Diámetro exterior del recipiente.
- Longitud total del Recipiente desde su base.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

- CÁLCULO DE MOMENTO PRODUCIDO POR EL VIENTO

El diseñador considerará el momento máximo producido a la altura del faldón, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Presión del viento.
- Diámetro exterior del recipiente.
- Longitud del recipiente.
- Altura del Faldón.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

- CÁLCULO DEL MOMENTO EN LA LÍNEA DE TANGENCIA DEL FONDO

El diseñador debe considerar el momento flector el punto más bajo del recipiente, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Momento máximo.
- Altura del faldón.
- Fuerza cortante.
- presión del viento.
- Diámetro exterior del recipiente.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### • CÁLCULO DE ESFUERZO POR LA FUERZA DEL VIENTO

El diseñador debe verificar el esfuerzo generado en el material del cuerpo por acción del viento, se debe considera como mínimo para esta fase.

- Momento tangencial del fondo.
- Diámetro exterior del recipiente.
- Espesor nominal del recipiente.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### 5.13.17 CÁLCULO POR VIBRACIÓN

El diseñador debe verificar la vibración resultante por la presión ejercidas por el viento y sismo se debe considera como mínimo para esta fase.

- El periodo de vibración producido por la altura de recipiente.
- El periodo de vibración permitida tomando como primicia la ubicación donde se instalará el recipiente.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### 5.13.18 CÁLCULO DEL SISMO

El diseñador debe verificar la integridad del recipiente vertical bajo la acción de un sismo donde se considera las acciones de las diferentes cargas en el punto más alto recipiente se debe considera como mínimo para esta fase.

- El momento máximo ejercido en la base del recipiente.
- El esfuerzo generado en la base del recipiente considerando los espesores previamente calculados para el recipiente.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### 5.13.19 CÁLCULO DEL SOPORTE DEL FALDÓN

El diseñador deberá verificar la confiabilidad de la base en la cual el recipiente estará soportado se debe considera como mínimo para esta fase.

- El material y espesor propuesto para el faldón.
- El peso y esfuerzos ejercidos sobre el faldón, así como momento en la junta de unión de faldón con el recipiente.
- La eficiencia de la junta que estará en base al tipo de junta seleccionada.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### 5.13.20 CÁLCULO DE PERNOS DE ANCLAJE

El diseñador debe asegurar la correcta fijación en la ubicación de instalación para esto se puede seguir las tablas facilitadas en [19] en el cual se encontrar:

- El número de pernos requerido de acuerdo con el diámetro del recipiente.
- Espaciamiento de los pernos de fijación.
- Los esfuerzos máximos para los diferentes pernos de acuerdo la especificación de material.
- Así como el tamaño de perno adecuado en función del área requerido para soportar el recipiente.
- Espesor requerido para la placa base.

**Nota:** Se recomienda el uso de un manual de diseño.

### 5.13.21 CÁLCULO DE OREJA DE ELEVACIÓN

El diseñador debe garantizar la seguridad en el transporte e izaje del recipiente se puede usar las tablas tabuladas en [19] para dimensionar la oreja de izaje en función del peso del recipiente, sin embargo, es necesario verificar la correcta selección por métodos de cálculo numérico en función del esfuerzo que se puedan generar.

## 6. CONCLUSIONES

---

Se definió los datos para el diseño mecánico del depurador de gas en base a documentos referenciales de las industrias relacionadas, con un dimensionamiento para un volumen de 200 GLS de diámetro nominal de 24in, una longitud de costura a costura de 102.9 in, así como el diámetro nominal para entrada de hombre de 20 in, boquillas para instrumentación y control con diámetros nominales de 6 in, 2 in, 0.75 in y su ubicación en el recipiente. Se pudo definir la especificación de materiales como ASTM SA516-70 para cuerpo y cabezas, ASTM SA106 Grado B para el cuello de las bridas y ASTM SA105 para bridas y accesorios roscados, datos consolidados en el Anexo 1.

Se determinó los requerimientos del diseño mecánico en base al código ASME VIII División 1 en el cual plantea las diferentes ecuaciones para la determinación de espesores y diferentes materiales a una presión de diseño de 100 psi y 200°F.

Se diseñó un depurador de gas a presión interna en base a los estudios y cumpliendo con la especificación del código ASME VIII División 1, para el cuerpo y cabezas del diámetro interno de 24 in y se obtuvo el espesor nominal de 0.25 in, para el ingreso de hombre de diámetro nominal 20 in se obtuvo el espesor nominal de 0.375 in, para las boquillas de diámetro nominal 6in se obtuvo el espesor nominal de 0.280 in, para boquillas de diámetro nominal 2 in se obtuvo el espesor nominal de 0.343 in finalmente para la boquilla de diámetro nominal de 0.75 in se obtuvo el espesor nominal de 0.350 in, datos consolidados en la Tabla 6 y Tabla 8 respectivamente, en las cuales se consideró los diferentes factores que influyen en su correcto funcionamiento como el espesor de corrosión.

Se determinó un procedimiento para el diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 GLS, con el empleo de diagramas de flujo como se puede apreciar desde Figura 26 a la 32, en la formulación de los diagramas se podrán asumir valores específicos en función de los recipientes a fabricar, mismos que serán una herramienta de soporte para el área de diseño mecánico de las industrias relacionadas con recipientes a presión.

El procedimiento demuestra una forma adecuada para incrementar la eficiencia y capacidad de respuesta del área de diseño permitiendo utilizar los flujogramas con formulaciones para la obtención de resultados, con un porcentaje de mejora de hasta el 60% en el proceso productivo como se mostró en [5], para empresas en las cuales se ha implementado sistemas de calidad y herramientas de mejora continua.

## 7. RECOMENDACIONES

Para el diseño mecánico de recipientes a presión se debe estudiar los requerimientos de los códigos aplicables, mismo que pueden ser recopilados en el Anexo 1, formato guía del código ASME VIII División 1, que podrán ser implementado en la fase inicial de diseño, con el objetivo de tener una mejor perspectiva del requerimiento del usuario.

Utilizar el manual de recipientes sometidos a presión y programas de diseño estructural es necesario para complementar las partes de no presión y elementos estructurales como: faldón, escaleras, plataformas, orejas de izaje, para de esta forma garantizar la integridad del recipiente a presión y la seguridad de los usuarios.

La propuesta del procedimiento podrá ser implementada como guía para la creación de un programa computacional de diseño para obtención de datos reduciendo horas de ingeniería, errores y omisiones de los códigos aplicables, que tendrán un valor agregado dentro de las empresas manufactureras e involucrados en el área de diseño que deseen implementar mejoras en los procesos.

## 8. REFERENCIAS

- [1] L. A. Laurens Arredondo, “Comparación de procedimientos para normas internacionales para el diseño de recipientes a presión”, *Universidad, Ciencia y Tecnología*, vol. 23, núm. 90, pp. 72–80, 2019.
- [2] The American Society of Mechanical, *ASME Section VIII Division 1 Rules for Construction of Pressure Vessels*, 2021a ed. 2021.
- [3] Apurva R. Pendbhaje, Mahesh Gaikwad, Nitin Deshmukh, y Rajkumar Pati, “Design and analysis of pressure vessel”.
- [4] A. M y M. M. M. Patnaik, “Finite Element Analysis of Horizontal Reactor Pressure Vessel Supported on Saddles”, *Int J Innov Res Sci Eng Technol*, vol. 2, 2013, [En línea]. Available: [www.ijirset.com](http://www.ijirset.com)
- [5] J.M Ipanaque Roña y F. D. G. Soto, “Implementación de un sistema de gestión de calidad basado en el código ASME SECCION VIII, División 1, en tanques a presión para su certificación ASME estampa ‘U’ en la empresa MASPROD S.A.C. – 2018”, 2019.
- [6] A. Souza-Poza, M. Altinkilinc, y C. Searcy, “Implementing a functional ISO 9001 quality management system in small and medium-sized enterprises”, *International Journal of Engineering (IJE)*, vol. 3, núm. 3, p. 220, 2009, [En línea]. Available: <http://www.cscjournals.org/csc/manuscriptinfo.php?ManuscriptCode=71.72.67.43.48.54.100%5Cnhttp://www.cscjournals.org/csc/manuscript/Journals/IJE/volume3/Issue3/IJE-28.pdf>
- [7] Paul Watson y Dmitry Maslow, “A new model for obtaining sustainable competitive advantage”, *Research Gate*, núm. September 2014, pp. 1–16, 2004.
- [8] A. N. Alifiya y M. L. Singgih, “Re-design Production Process Using Lean Manufacturing Approach for Pressure Vessel 421 Psi”, *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*, vol. 598, núm. 1, p. 012005, 2019, doi: 10.1088/1757-899x/598/1/012005.
- [9] M. Vivekanandan, R. Venkatesh, T. Sathish, S. Dinesh, M. Ravichandran, y V. Vijayan, “Pressure Vessel Design using PV-ELITE Software with Manual Calculations and Validation by FEM”, *Article in Journal of Engineering Technology*, vol. 8, núm. 1, pp. 425–433, 2019, [En línea]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/342889389>
- [10] A. Baru, “Akademia Baru Common Root Causes of Pressure Vessel Failures : A Review Akademia Baru”, vol. 21, núm. 1, pp. 22–37, 2016.
- [11] V. Camargo, “Un modelo de producción de pozos por levantamiento artificial utilizando”, *Ciencia e Ingeniería*, vol. 30, pp. 23–28, 2008, [En línea]. Available: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=507550784004>
- [12] A. Cordovés García, J. J. Sanzano Tamayo, A. M. Lastre Aleaga, y R. Ávila Rondón, “Procedimiento para la fabricación de elementos de máquinas mediante tecnología de grupo en la pequeña y mediana empresa”, *Ingeniare*, vol. 25, núm. 2, pp. 255–263, 2017, doi: 10.4067/S0718-33052017000200255.
- [13] Carlos Guamán y Ana Tulcan, “Diseño de un plan de negocios para una empresa constructora de la industria petrolera del ECUADOR”, 2021.
- [14] J. Tavera, “Dimensionamiento de sistema para inyección de gas a alta presión para remover remanentes de petróleo”, 2016.

- [15] Gas Processors Suppliers Association, "Engineering Data Book", Tulsa, Oklahoma 74145, 2004. [En línea]. Available: [www.gasprocessors.com](http://www.gasprocessors.com)
- [16] A. Mali, M. Hemant Bhosale, M. Dilpreet, S. Bedi, y M. A. Modasara, "A Review Paper on Study of Pressure Vessel, Design and Analysis", *International Research Journal of Engineering and Technology*, p. 1369, 2008, Consultado: feb. 02, 2022. [En línea]. Available: [www.irjet.net](http://www.irjet.net)
- [17] C. Pany, "Design and Analysis of Pressure Vessel with different end domes", 2017, Consultado: feb. 02, 2022. [En línea]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/322444877>
- [18] V. Kumar, N. Kumar, S. Angra, y P. Sharma, "Design of Saddle Support for Horizontal Pressure Vessel", vol. 8, núm. 12, pp. 1927–1931, 2014.
- [19] E. Megyesy, *Pressure Vessel Handbook*, Decima Tercera. Tulsa: PRESSURE VESSEL PUBLISHING, INC., 2004.
- [20] The American Society of Mechanical, "ASME SECTION II Especificacion de Materiales Ferrosos", 2021. [En línea]. Available: [www.asme.org/cer](http://www.asme.org/cer)
- [21] NEC, "NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN-NEC", 2014.
- [22] L. Satin, L. Likavčan, M. Košík, P. Rantuch, y J. Bílik, "Faculty of Materials Science and Technology in Trnava Polymers", vol. 24, núm. 38, pp. 35–41, 2016.
- [23] A. N. M. Rose, B. Md. Deros, y M. N. Ab. Rahman, "A study on lean manufacturing implementation in Malaysian automotive component industry", *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 8, núm. 1, pp. 1467–1476, 2013, doi: 10.15282/ijame.8.2013.33.0121.
- [24] D. Simona y D. Adela-Eliza, "Researches concerning risk assessing using pareto diagram for design process of technological processes", *Recent Advances in Signal Processing, Computational Geometry and Systems Theory - ISCGAV'11, ISTASC'11*, pp. 189–192, 2011.
- [25] Aleryani Arwa, "Comparative Study between Data Flow Diagram and Use Case Diagram", *International Journal of Scientific and Research Publications*, vol. 6, núm. 3, pp. 124–127, 2016.
- [26] Jose Vargas, "Evaluación de las pérdidas de presión en las tuberías del sistema de recolección de gas en la estación auxiliar de compresión del campo corrales del bloque Buenavista.", 2012. [En línea]. Available: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/02670836.2016.1231746>  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.actamat.2011.03.055>  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2016.02.076>  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2012.06.095>  
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.11>

## Anexo 1. Requerimiento de diseño del usuario para recipiente a presión.

Propietario: UPS		Operador: UPS		País: Ecuador				Provincia: Pichincha				Ciudad: Quito					
Servicio: Separador de Gas				Nivel de Líquido: n/a Gravedad Específica: 0.949				Item No: V-UPS001									
Diámetro: 24in Diámetro Interno				Longitud, Tangente a Tangente: 8 ft 7in				Tipo: Vertical: X    Horizontal:    Esférico:									
Registro Junta Nacional Requerido: NO		Registro Canadiense Requerido: NO		Servicio Especial: NO Letal: Fuego Directo: NO Caldera de Vapor: NO				Protección de Sobrepresión: Válvula: X    Disco de Ruptura: Otro:    Diseño Sistema:									
CONDICIONES DE OPERACIONES:				Presión Mínima		Presión Máxima		Temperatura Mín.		Temperatura Máx.							
Caso 1				35 psig				130 °F									
CONDICIONES DE DISEÑO				Presión				Temperatura									
Presión de Diseño Interna				100 psig				200 °F									
Presión de Diseño Externa				Atmosférica				Atmosférica									
MAWP Interna				La misma que la Presión de Diseño: X				Calculado por el Fabricante:									
MAWP Externa				La misma que la Presión de Diseño: n/a				Calculado por el Fabricante:									
Mínima Temperatura de Diseño en Metal				-20 °F		Deg@		100 psig		Debido a:    Proceso: X    Otro: Temperatura Ambiente:							
Corrosión Permissible	Cuerpo		Cabezas		Boquillas		Chaquetas		Bobina		Soportes		Internos		¿Servicio Corrosivo?		
	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.			YES	NO	
	0.125in	n/a	0.125in	n/a	0.125in	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a			X
Servicio Cíclico: NO			Periodo de Ciclos n/a				Vida de Diseño: ----				¿Análisis de Fatiga? NO						
Cargas de Viento: ASCE 7: UBC: IBC: Otro: Ninguno:		Velocidad Viento: 75 km/h			Clasificación Categoría:		de		Categoría Exposición		de		Factor Topográfico n/a		Elevación: n/a		
Carga Sísmica: ASCE 7: UBC: IBC: Otro: Ninguno:		Clasificación del Perfil del Suelo			PWHT: NO Por Código Requerido por el Proceso				Otras Cargas ver UG-22: Gradiente de Temperatura: n/a    Deflagración: n/a    Diferencia de Expansión Térmica: n/a								
Aislamiento: NO Por el Fabricante Por otro		Tipo-Espesor Externo: n/a Interno: n/a				Densidad n/a n/a				Especificación de Pintura: X Permitido Antes de la Prueba de Presión: NO							
Soportes del Recipiente: Patas:    Faldón: X    Soporte:    Silleta:				Ignifugidad: NO				Tipo: n/a		Escala(hr): n/a							
<b>MATERIALES</b>																	
Componente		Especificación					Componente		Especificación								
Cuerpo		SA-516 70					Cabeza Elipsoidal		SA-516 70								
Cabeza Hemi esférica		---					Cabeza Torriesférica		---								
Cabeza Toriconica		---					Cabeza Cónica		---								
Boquilla		SA106-GrB					Bridas		SA-105								
Anillo Rigidizador		---					Pernos de Retención		---								
Adicionales		---					Internos		---								
Refuerzos		SA-516 70					Otros		---								
CEDULA DE BOQUILLA																	

Descripción	Cantidad	Tamaño	Tipo de Breda	Clase	Descripción	Cantidad	Tamaño	Tipo de Breda	Clase
Entrada de Hombre (M1)	1	NPS 20	WNRF	150	PI (N6)	1	NPS 3/4	CPLG	6000
Entrada de Gas (N1)	1	NPS 6	WNRF	150	Drenaje (N7)	1	NPS 2	WNRF	150
Salida de Gas (N2)	1	NPS 6	WNRF	150	Salida de Condensado (N8)	1	NPS 2	WNRF	150
PSV (N3)	1	NPS 2	WNRF	150					
LIT (N4A-N4B)	1	NPS 2	WNRF	150					
LG (N5A/N5B)	1	NPS 2	WNRF	150					

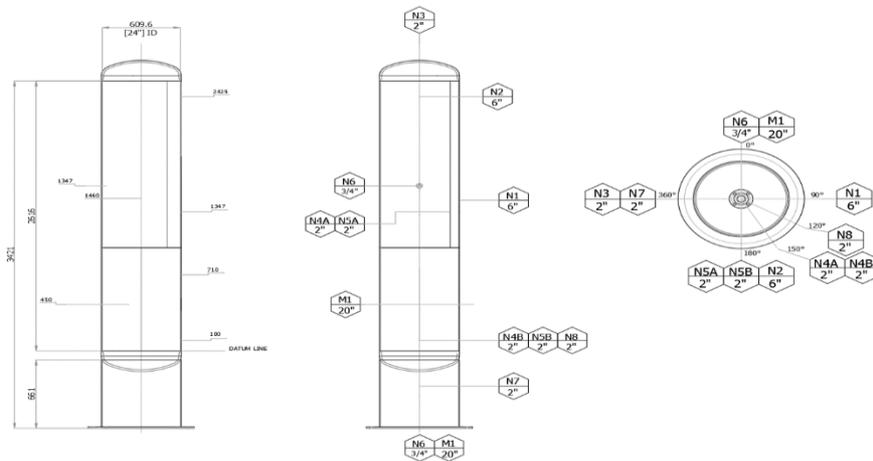
**REQUERIMIENTO DE JUNTAS DE SOLDADURA A PRESION**

<b>Diseño Básico</b>		Espesor del cuerpo y conos son basado en la Eficiencia de juntas E= 1	Espesor de cabezas son basado en la Eficiencia de juntas E=1
<b>UBICACIÓN DE JUNTA</b>		<b>TIPO DE JUNTA</b>	<b>COMENTARIOS PARA NDE</b>
UW-3		(Usar el tipo que describe en UW-12)	
Categoría A		1	Full ver UW11
Categoría B	Cabeza a Cuerpo	1	Full ver UW11
	Otro		
Categoría c	Cuerpo de Bredas		
	Cuerpo de Boquillas	7	
Categoría D		7, penetración completa	

**REQUERIMIENTO PARA CUERPO DE BRIDA**

Descripción	Tipo	Terminado de Superficie	Tipo de Empaquetadura	Ensamble de Junta

**BOSQUEJO**



**NOTAS GENERALES**

**CERTIFICACIÓN**

Certificamos que las declaraciones hechas en este formulario son precisas y representan todos los detalles del diseño según el usuario o su agente designado.

<b>Fecha:</b>		<b>Sello de Registro.</b>
<b>Propietario:</b>		
<b>Firma Representante:</b>		
<b>Identificación de registro:</b>		

## Anexo 2. Símbolo de diagrama de flujo

Símbolo de diagrama	Nombre	Descripción
de flujo		
	Símbolo proceso	El gráfico representa un proceso, una acción o actividad "símbolo de acción".
	Símbolo inicio y fin	Este símbolo representa el punto de inicio y el final y los posibles resultados de una ruta "símbolo terminador", puede incluirlas palabras "Inicio" o "Fin" en el gráfico.
	Símbolo documento	Representa la entrada o salida de un documento. Algunos ejemplos de entrada son informes de recepción, correos electrónicos o pedidos. Algunos ejemplos de salida que utilizan el marcado de documentos incluyen la generación de presentaciones, memorandos o cartas.
	Símbolo decisión	Estas son preguntas que deben responderse, generalmente sí/no o verdadero/falso. El diagrama de flujo se puede dividir en diferentes ramas dependiendo de la respuesta o resultado posterior.
	Símbolo conector	Este símbolo se usa a menudo para diagramas más complejos y para conectar elementos de página individuales.
	Símbolo conector/enlace fuera de página	A menudo se utiliza en gráficos más complejos para conectar elementos individuales en varias páginas, los números de página se colocan en el gráfico o dentro del mismo para facilitar su uso.
	Símbolo entrada y salida	Representa los datos que se pueden utilizar como entrada o salida y los recursos que se consumen o generan.

### Anexo 3. Cálculo de espesor nominal de boquillas

<b>SHELL NOZZLE CALCULATIONS -NPS 20" SCH STD</b>			
<b>1.- DESIGN DATA</b>			
Design Pressure		P =	100 psi
Design Temperature		T =	200 °F
Nozzle OD Diameter	B36.10M	Do =	20
Nozzle ID Diameter		ID =	19,25
Nozzle Nominal Thickness	B36.10M	tn =	0,375
Nozzle Finished Opening		d =	19,5
Nozzle Corroded Allowance		CA =	0,125 inch
Nozzle Material		SA-106 Gr. B	
Nozzle Allowance Stress		Sn =	17100 psi
Shell Material		SA-516 Gr. 70	
Shell Allowance Stress		Sv =	20000 psi
Corrosion Allowance		CA =	0,125 inch
Shell OD Diameter		Odv =	
Shell ID Diameter		IDv =	24 inch
Shell Finished Diameter		dv =	24,25
Hydrostatic Head		H =	inch
Density		p =	0,03612 lb / in3
Hydrostatic Pressure		Hydrostatic Pressure =	0,00 psi
Total Internal Design Pressure		P =	100,00 psi
Shell Nominal Thickness		t =	0,25 inch
Shell Corroded Thickness		tc =	0,1250 inch
Elasticity Modulus		E =	2,90E+07 psi
Nozzle/ Shell Efficiency		E =	1
Length		L =	8 inch
		K =	1 UG 37
<b>2.- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS</b>			
<b>2.1.-MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>			
		t = P*R / (Sn*E - 0.6*P)	trn = 0,0572 inch
	Nozzle Thickness Required = t + CA		tn min = 0,1822 inch
	Nozzle Nominal Thickness		tn nom = 0,375 inch
	Nozzle Nominal Corroded Thickness		tn = 0,250 inch
<b>THE NOZZLE THICKNESS IS CORRECT</b>			

<b>SHELL NOZZLE CALCULATIONS -NPS 6" SCH STD</b>			
<b>1.- DESIGN DATA</b>			
Design Pressure		P =	100 psi
Design Temperature		T =	200 °F
Nozzle OD Diameter	B36.10M	Do =	6,5
Nozzle ID Diameter		ID =	5,94
Nozzle Nominal Thickness	B36.10M	tn =	0,28
Nozzle Finished Opening		d =	6,19
Nozzle Corroded Allowance		CA =	0,125 inch
Nozzle Material		SA-106 Gr. B	
Nozzle Allowance Stress		Sn =	17100 psi
Shell Material		SA-516 Gr. 70	
Shell Allowance Stress		Sv =	20000 psi
Corrosion Allowance		CA =	0,125 inch
Shell OD Diameter		Odv =	
Shell ID Diameter		IDv =	24 inch
Shell Finished Diameter		dv =	24,25
Hydrostatic Head		H =	inch
Density		p =	0,03612 lb / in3
Hydrostatic Pressure		Hydrostatic Pressure =	0,00 psi
Total Internal Design Pressure		P =	100,00 psi
Shell Nominal Thickness		t =	0,25 inch
Shell Corroded Thickness		tc =	0,1250 inch
Elasticity Modulus		E =	2,90E+07 psi
Nozzle/ Shell Efficiency		E =	1
Length		L =	8 inch
		K =	1 UG 37
<b>2.- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS</b>			
<b>2.1.-MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>			
		t = P*R / (Sn*E - 0.4*P)	trn = 0,0181 inch
	Nozzle Thickness Required = t + CA		tn min = 0,1431 inch
	Nozzle Nominal Thickness		tn nom = 0,280 inch
	Nozzle Nominal Corroded Thickness		tn = 0,155 inch
<b>THE NOZZLE THICKNESS IS CORRECT</b>			

<b>HEAD NOZZLE CALCULATIONS - NPS 2" SCH 160</b>			
<b>1.- DESIGN DATA</b>			
Design Pressure		P =	100 psi
Design Temperature		T =	200 °F
Nozzle OD Diameter	B36.10M	Do =	2,375
Nozzle ID Diameter		ID =	1,689
Nozzle Nominal Thickness	B36.10M	tn =	0,343
Nozzle Finished Opening		d =	1,939
Nozzle Corroded Allowance		CA =	0,125 inch
Nozzle Material		SA-106	
Nozzle Allowance Stress		Sn =	17100 psi
Head Material		SA-516 Gr. 70	
Head Allowance Stress		Sv =	20000 psi
Corrosion Allowance		CA =	0,125 inch
Head OD Diameter		ODv =	inch
Head ID Diameter		IDv =	24 inch
Head Finished Diameter		dv =	24,25
Hydrostatic Head		H =	inch
Density		$\rho$ =	0,03612 lb / in <sup>3</sup>
Hydrostatic Pressure		Hydrostatic Pressure =	0,00 psi
Total Internal Design Pressure		P =	100,00 psi
Head Nominal Thickness		t =	0,25 inch
Head Corroded Thickness		tc =	0,1250 inch
Elasticity Modulus		E =	2,90E+07 psi
Nozzle/ Shell Efficiency		E =	1
Length		L =	6 inch
		K =	1 UG 37
<b>2.- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS</b>			
<b>2.1.-MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>			
$t = P \cdot R / (Sn \cdot E - 0.6 \cdot P)$		trn =	0,0057 inch
Nozzle Thickness Required = t + CA		tn min =	0,1307 inch
Nozzle Nominal Thickness		tn nom =	0,343 inch
Nozzle Nominal Corroded Thickness		tn =	0,218 inch
<b>THE NOZZLE THICKNESS IS CORRECT</b>			

<b>SHELL NOZZLE CALCULATIONS -NPS 1/2" COUPLING #6000</b>			
<b>1.- DESIGN DATA</b>			
Design Pressure		P =	100 psi
Design Temperature		T =	200 °F
Nozzle OD Diameter	B16.11	Do =	1,75 NPS 3/4" #6000
Nozzle ID Diameter		ID =	1,05
Nozzle Nominal Thickness	B16.11	tn =	0,35 3/4" Pipe OD=1,05
Nozzle Finished Opening		d =	1,3
Nozzle Corroded Allowance		CA =	0,125 inch
Nozzle Material		SA-105	
Nozzle Allowance Stress		Sn =	20000 psi
Shell Material		SA-516 Gr. 70	
Shell Allowance Stress		Sv =	20000 psi
Corrosion Allowance		CA =	0,125 inch
Shell OD Diameter		Qdv =	
Shell ID Diameter		IDv =	24 inch
Shell Finished Diameter		dv =	24,25
Hydrostatic Head		H =	0 inch
Density		$\rho$ =	0,03612 lb / in <sup>3</sup>
Hydrostatic Pressure		Hydrostatic Pressure =	0,00 psi
Total Internal Design Pressure		P =	100,00 psi
Shell Nominal Thickness		t =	0,25 inch
Shell Corroded Thickness		tc =	0,1250 inch
Elasticity Modulus		E =	2,90E+07 psi
Nozzle/ Shell Efficiency		E =	1
Length		L =	1 inch
		K =	1 UG 37
<b>2.- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS</b>			
<b>2.1.-MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>			
$t = P \cdot R / (Sn \cdot E + 0.4 \cdot P)$		trn =	0,0032 inch
Nozzle Thickness Required = t + CA		tn min =	0,1282 inch
Nozzle Nominal Thickness		tn nom =	0,350 inch
<b>THE NOZZLE THICKNESS IS CORRECT</b>			

### Anexo 4. Cálculo de requerimiento de Refuerzo.

SHELL NOZZLE CALCULATIONS - NPS 6" SCH STD				
<b>1- DESIGN DATA</b>				
Design Pressure		P =	100	psi
Design Temperature		T =	200	°F
Nozzle OD Diameter	B36.10M	Do =	6.5	
Nozzle ID Diameter		ID =	5.94	
Nozzle Nominal Thickness	B36.10M	tn =	0.28	
Nozzle Finished Opening		d =	6.19	
Nozzle Corroded Allowance		CA =	0.125	inch
Nozzle Material		SA-106 Gr. B		
Nozzle Allowance Stress		Sn =	17100	psi
Shell Material		SA-516 Gr. 70		
Shell Allowance Stress		Sv =	20000	psi
Corrosion Allowance		CA =	0.125	inch
Shell OD Diameter		Odv =		
Shell ID Diameter		IDv =	24	inch
Shell Finished Diameter		dv =	24.25	
Hydrostatic Head		H =		inch
Density		ρ =	0.03612	lb / in3
Hydrostatic Pressure		Hydrostatic Pressure =	0.00	psi
Total Internal Design Pressure		P =	100.00	psi
Shell Nominal Thickness		t =	0.25	inch
Shell Corroded Thickness		tc =	0.1250	inch
Elasticity Modulus		E =	2.90E+07	psi
Nozzle/ Shell Efficiency		E =	1	
Length		L =	8	inch
		K =	1	UG 37
<b>2- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS</b>				
<b>2.1- MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>				
$t = P \cdot R / (S_n \cdot E - 0.4 \cdot P)$		tn =	0.0181	inch
Nozzle Thickness Required = t + CA		tn min =	0.1431	inch
Nozzle Nominal Thickness		tn nom =	0.280	inch
Nozzle Nominal Corroded Thickness		tn =	0.155	inch
<b>THE NOZZLE THICKNESS IS CORRECT</b>				
<b>2.2- MINIMUM SHELL WALL THICKNESS - UG 27 (C) (1)</b>				
$t = P \cdot R / (S \cdot E + 0.4 \cdot P)$		tr =	0.0599	inch
Shell Thickness Required = t + CA		t min =	0.1849	inch
Shell Nominal Thickness		t nom =	0.2500	inch
<b>THE SHELL THICKNESS IS CORRECT</b>				
<b>2.1- MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG 45</b>				
$t = P \cdot R / (S_n \cdot E - 0.4 \cdot P)$		tn int =	0.0181	inch
tra = min.(t int; t ext)		tra =	0.0181	inch
ta = tra + CA		ta =	0.1431	inch (1)
Selected SCH STD		tn =	0.2800	inch
Thickness New (tn min.) 0,875*tn		tn min =	0.2450	inch
Thickness min. Corr. Wall		tn min.corr. =	0.1200	
<b>THICKNESS IS OK</b>				
<b>3- REINFORCEMENT REQUIREMENTS</b>				
Nozzle Finished Opening		d =	6.19	inch
Maximum hole in shell without reinforcement UG-36 (c)(3)			2.375	inch
UG-36 (C) (3). The nozzle requires reinforcement calculations.				
<b>4- REINFORCEMENT CALCULATIONS FOR INTERNAL - EXTERNAL PRESSURE UG-37</b>				
		Internal	External	Reinforcement
Nozzle Nominal Corroded Thickness	tn =	0.120	0.0000	OD Dp = 10.000 inch
Nozzle Required Thickness	tn =	0.018	0.0000	Reinforcement Thickness te = 0.250 inch
Shell Nominal Corroded Thickness	t =	0.125	0.0000	Weld Fillet leg 42 = 0.250 inch
Shell Required Thickness	tr =	0.060	0.0000	Material SA-516 Gr. 70 Sp = 20000 psi
<b>Area of reinforcement</b>				fr1 = Sn / Sv 0.86
Required Area A - Internal - external		Internal	External	fr2 = Sn / Sv 0.86
A = d*tr*F+2*tn*tr*F(1-fr1)		0.373		F = 1.00
A = 0.5*(d*tr*F+2*tn*tr*F(1-fr1))				E1 = 1.00
<b>Available Areas</b>				fr3 = (lesser of Sn or Sp) / Sv 0.86
				fr4 = Sp / Sv 1.00
A1 = d*(E1*t - F*tr)-2*tn*(E1*t-F*tr)*(1-fr1)		0.401		leg 41 = 0.250 inch
A1 = 2*(t + tn)*(E1*t-F*tr)-2*tn*(E1*t-F*tr)*(1-fr1)		0.030		leg 42 = 0.250 inch
A1	MAX	0.4008		leg 43 = 0.000
A2 = 5*(tn-tm)*fr2*t		0.054		
A2 = 5*(tn-tm)*fr2*tn		0.052		
A2	MIN	0.0523		
A3 = 5*t*ti*fr2		0.000		
A3 = 5*ti*ti*fr2		0.000		
A3 = 2*ti*ti*fr2		0.000		
A3	MIN	0.000		
A41 = (leg)2 *fr2		0.0534		
A43 = (leg)2 *fr2		0.000		
A1+A2+A3+A41+A43 < A. Require Reinforcement		0.507		
<b>RESULT: NO REQUIRED REINFORCEMENT</b>				
A2 = 5*(tn-tm)*fr2*t		0.054		
A2 = 2*(tn-tm)*(2.5*tn + te)*fr2		0.096		
A2	MIN	0.053		
A41 = (leg)2 *fr3		0.053		
A42 = (leg)2 *fr4		0.063		
A43 = (leg)2 *fr2		0.000		
A5 = (Dp-d-2*tn)*te*fr4		0.893		
With Reinforcement A1 + A2 + A3 + A41 + A42 + A43 + A5 ≥ A		1.464		
<b>RESULT: REINFORCEMENT CORRECT</b>				

## Anexo 5. Pesos de partes del recipiente.

**Propiedades físicas**

Revolución1

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de selected Solid Bodies:  
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 252068.98 gramos

Volumen = 32316536.25 milímetros cúbicos

Área de superficie = 10203011.93 milímetros cuadrados

Centro de masa: ( milímetros )

X = 0.00  
Y = 1515.00  
Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el centro de masa.

lx = ( 0.00, 1.00, 0.00 ) Px = 23910931286.32  
ly = ( 0.00, 0.00, 1.00 ) Py = 157250127866.76  
lz = ( 1.00, 0.00, 0.00 ) Pz = 157250127866.76

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas

Lxx = 157250127866.76 Lyy = 0.00 Lzz = 0.00  
Lxy = 0.00 Lyz = 23910931286.32 Lxz = 0.00  
Lxx = 0.00 Lyy = 0.00 Lzz = 1572501278

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 593134114537.55 lyy = 0.00 lzz = 0.00  
lyx = 0.00 lyy = 23910931286.32 lzz = 0.00  
lzx = 0.00 lzy = 0.00 lzz = 5931341145:

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

**Propiedades físicas**

ENSAMBLE NPS2.SLDASM

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de ENSAMBLE NPS2  
Configuración: Predeterminado  
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 3384.61 gramos

Volumen = 433924.40 milímetros cúbicos

Área de superficie = 102106.55 milímetros cuadrados

Centro de masa: ( milímetros )

X = -14.40  
Y = 0.74  
Z = 152.40

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el centro de masa.

lx = ( 0.00, 1.00, 0.00 ) Px = 8156746.97  
ly = ( 0.00, 0.00, 1.00 ) Py = 10746276.52  
lz = ( 1.00, 0.00, 0.00 ) Pz = 10746276.52

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas

Lxx = 10746276.52 Lyy = 0.00 Lzz = 0.00  
Lxy = 0.00 Lyz = 8156746.97 Lxz = 0.00  
Lxx = 0.00 Lyy = 0.00 Lzz = 10746276.52

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 89358263.20 lyy = -35947.92 lzz = -7430294.80  
lyx = -35947.92 lyy = 87469211.14 lzz = 380317.54  
lzx = -7430294.80 lzy = 380317.54 lzz = 11450434.00

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

**Propiedades físicas**

ENSAMBLE NPS 20.SLDASM

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de ENSAMBLE NPS 20  
Configuración: Predeterminado  
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 218870.59 gramos

Volumen = 28524646.92 milímetros cúbicos

Área de superficie = 2431287.86 milímetros cuadrados

Centro de masa: ( milímetros )

X = -86.92  
Y = -350.90  
Z = 694.51

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el centro de masa.

lx = ( 0.71, 0.00, 0.71 ) Px = 8441740804.23  
ly = ( 0.71, 0.00, -0.71 ) Py = 8490122298.41  
lz = ( 0.00, 1.00, 0.00 ) Pz = 15077815268.51

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas

Lxx = 8465842268.28 Lyy = -3510261.18 Lzz = 24188897.34  
Lxy = -3510261.18 Lyz = 15077815722.21 Lxz = -3493846.38  
Lxx = 24188897.34 Lyy = -3493846.38 Lzz = 8465924530

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 141106720733.71 lyy = 6672141208.77 lzz = -1319613629  
lyx = 6672141208.77 lyy = 122423160930.96 lzz = -5337290368  
lzx = -13196136295.30 lzy = -5337290368.60 lzz = 3706865209f

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

**Propiedades físicas**

ENSAMBLE WNR NPS6.SLDASM

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de ENSAMBLE WNR NPS6  
Configuración: Predeterminado  
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 16638.50 gramos

Volumen = 2133140.70 milímetros cúbicos

Área de superficie = 410667.57 milímetros cuadrados

Centro de masa: ( milímetros )

X = -25.63  
Y = 8.14  
Z = 272.81

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el centro de masa.

lx = ( 0.53, 0.13, 0.84 ) Px = 148570419.55  
ly = ( 0.85, 0.00, -0.53 ) Py = 158165694.47  
lz = (-0.07, 0.99, -0.11 ) Pz = 178017666.63

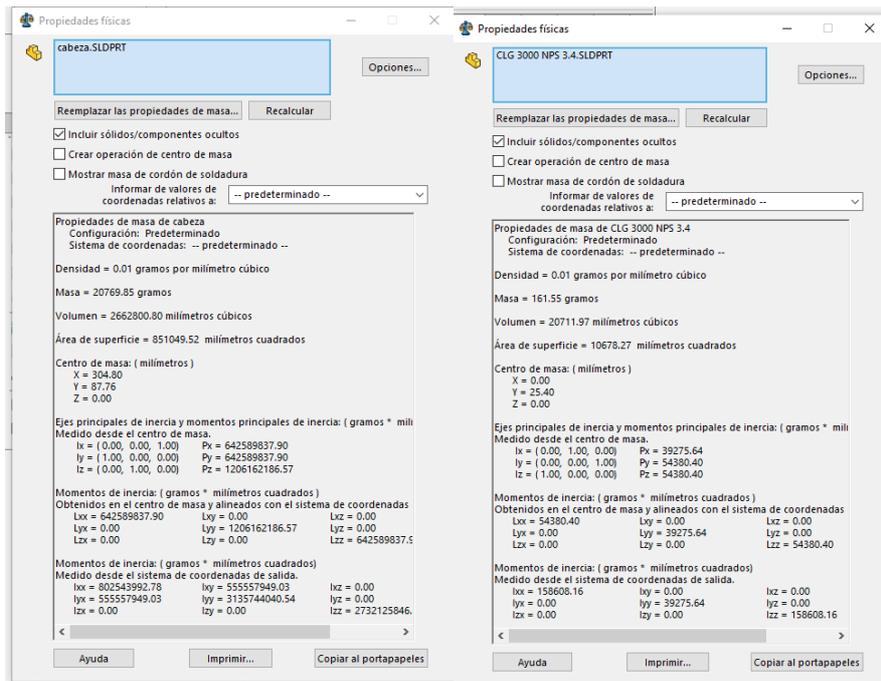
Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas

Lxx = 155568930.22 Lyy = 1954111.38 Lzz = 4125138.91  
Lxy = 1954111.38 Lyz = 177554073.82 Lxz = 3101297.54  
Lxx = 4125138.91 Lyy = 3101297.54 Lzz = 151642776.6

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 1394981142.89 lyy = -1515689.57 lzz = -112204262.1  
lyx = -1515689.57 lyy = 1426804699.20 lzz = 40037210.26  
lzx = -112204262.87 lzy = 40037210.26 lzz = 163672592.1

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles



### Anexo 6. Valores de factor Z en función de la zona sísmica

Zona sísmica	I	II	III	IV	V	VI
Valor factor Z	0.15	0.25	0.30	0.35	0.40	≥0.50
Caracterización de la amenaza sísmica	Intermedia	Alta	Alta	Alta	Alta	Muy Alta

### Anexo 7. Numero de pernos de anclaje

Diámetro del círculo base de pernos (in)	Mínimo	Máximo
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

### Anexo 8. Esfuerzos máximos para pernos de anclaje

Número de especificación	Diámetro (in)	Máximo esfuerzo permitido (psi)
SA 307	Todos los diámetros	15,000
SA 193 B 7	2 1/2" y menores	19,000
SA 193 B16	2 1/2 y menores	17,000
SA 193 B 7	Mayores a 2 1/2" hasta 4"	18,000
SA 193 B16	Mayores a 2 1/2" hasta 4"	15,000

### Anexo 9. Selección de tamaño de perno y dimensionamiento de faldón

Tamaño del perno	Área en la raíz del perno (in <sup>2</sup> )	Dimensión (in)	
		L2	L3
1/2	0.126	7/8	5/8
5/8	0.202	1	3/4
3/4	0.302	1 1/8	13/16
7/8	0.419	1 1/4	15/16
1	0.551	1 3/8	1 1/16
1 1/8	0.693	1 1/2	1 1/8
1 1/4	0.890	1 3/4	1 1/4
1 3/8	1.054	1 7/8	1 3/8
1 1/2	1.294	2	1 1/2
1 5/8	1.515	2 1/8	1 5/8
1 3/4	1.744	2 1/4	1 3/4
1 7/8	2.049	2 3/8	1 7/8
2	2.300	2 1/2	2
2 1/4	3.020	2 3/4	2 1/4
2 1/2	3.715	3 1/16	2 3/4
2 3/4	4.618	3 3/8	2 5/8
3	5.621	3 5/8	2 7/8