

**DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y
VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA PROPIOS DE LAS
ESTACIONES DE RECOLECCIÓN BAJO LA NORMATIVIDAD ASME**

**JUAN CARLOS PARRA MARIÑO
MIGUEL ÁNGEL PÉREZ CADENA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN PRODUCCIÓN DE HIDROCARBUROS
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILINDRICOS HORIZONTALES Y
VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA PROPIOS DE LAS
ESTACIONES DE RECOLECCIÓN BAJO LA NORMATIVIDAD ASME**

**JUAN CARLOS PARRA MARIÑO
MIGUEL ÁNGEL PÉREZ CADENA**

**Trabajo de posgrado para optar al título de
Especialistas en Producción de Hidrocarburos**

**Director
NICOLÁS SANTOS SANTOS
Ingeniero de Petróleos**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN PRODUCCIÓN DE HIDROCARBUROS
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA

A Dios por darme el don de la vida y permitirme aprovecharla al máximo, por concederme el logro de los objetivos y metas propuestos, a mis padres y hermanos por los valores y enseñanzas inculcados durante mi crianza, que han permitido mi desarrollo y crecimiento como persona integral, a mi esposa e hijo por el amor que nos une y por permitir complementar mi ser, por el apoyo incondicional que me han brindado y por la felicidad que estoy disfrutando, a la universidad en la que he formado mis bases para el crecimiento profesional y personal, a mi compañero de proyecto por su amistad y a todos los amigos y personas que de una u otra forma han contribuido a la culminación de ésta etapa y han aportado para mi crecimiento como profesional y como persona.

Miguel Angel Pérez Cadena

Dedicatoria:

Con todo mi amor dedico este logro a Dios, Yulitza y Gabi... Si no hubiera contado con un equipo tan maravilloso no hubiera logrado este objetivo. Les agradezco infinitamente todo su respaldo y confianza y espero devolverles su entrega y compromiso como se lo merecen sin defraudarl@s.

Juan Carlos Parra Mariño

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Nicolás Santos Santos, director de ésta monografía, por sus consejos y apoyo brindados para culminar éste trabajo.

A mi compañero de proyecto, por haberme elegido como su compañero para el desarrollo del mismo. Por su tolerancia y Amistad.

A todos los compañeros que con sus aportes contribuyeron a la culminación de este trabajo, mil gracias.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. OBJETIVOS	21
1.1. OBJETIVO GENERAL	21
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
2. MARCO DE REFERENCIA	22
2.1 MARCO TEÓRICO	22
2.1.1 Recipientes A Presión.	22
2.1.1.1 Generalidades	22
2.1.1.2 Identificación de los diferentes tipos de recipientes a presión	23
2.1.1.3 Parte descriptiva	23
2.1.1.4 Conexiones.	25
2.1.1.5 Materiales para recipientes a presión	26
2.1.1.6 Propiedades que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio	27
2.1.1.7 Presiones y temperaturas dentro de un recipiente a presión	28
2.1.1.8 Códigos y Normas internacionales	31
2.1.1.9 Etapas del diseño de recipientes a presión	38
2.1.1.10 Corrosión en recipientes a presión	41
2.1.1.11 Fallas en Recipientes a Presión	43
2.1.1.12 Filosofía de diseño	45
2.1.1.13 Componentes estructurales de soportes	64
2.1.1.14 Eficiencia de juntas soldadas en recipientes a presión fabricados por métodos de soldadura	67
2.1.1.15 Esfuerzos Térmicos	70

2.1.1.16 Pruebas que requieren los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación	72
3. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME	75
3.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE CUERPO EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)	75
3.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE LAS CABEZAS EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)	76
3.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS CONEXIONES (BOQUILLAS, MANHOLES, ETC) EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)	82
3.4 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE CUERPO EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)	84
3.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE LAS CABEZAS EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)	85
3.6 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS CONEXIONES (BOQUILLAS, MANHOLES, ETC) EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)	90
4. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILINDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME:	92

4.1 RESULTADOS CON HERRAMIENTA COMPUTACIONAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPO CILÍNDRICO HORIZONTAL (TAMBOR DE TEA) SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME.	92
4.1.1 Cálculo del espesor del cuerpo	94
4.1.2 Cálculo del espesor de las cabezas	95
4.1.3 Cálculo del espesor de las conexiones	97
4.2 RESULTADOS CON HERRAMIENTA COMPUTACIONAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPO CILÍNDRICO VERTICAL (SEPARADOR DE PRUEBA) SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME.	98
4.2.1 Cálculo del espesor del cuerpo	100
4.2.2 Cálculo del espesor de las cabezas	101
4.2.3 Cálculo del espesor de las conexiones	102
5. VERIFICACIÓN DEL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL.	103
5.1 RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE UN EQUIPO CILÍNDRICO HORIZONTAL DENOMINADO TAMBOR DE TEA A TRAVÉS DE SOFTWARE COMERCIAL “COMPRESS” DE LA COMPAÑÍA CODEWARE.	103
5.1.1 Cálculo del espesor del cuerpo:	106
5.1.2 Cálculo del espesor de la cabeza:	107
5.2 RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE UN EQUIPO CILÍNDRICO VERTICAL DENOMINADO SEPARADOR DE PRUEBA A TRAVÉS DE SOFTWARE COMERCIAL “COMPRESS” DE LA COMPAÑÍA CODEWARE.	108
5.2.1 Cálculo del espesor del cuerpo	111
5.2.2 Cálculo del espesor de la cabeza:	112
5.3 CUADRO COMPARATIVO DE RESULTADOS ENTRE HERRAMIENTA INFORMÁTICA Y SOFTWARE COMERCIAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES.	115
6. CONCLUSIONES	116

7. RECOMENDACIONES	118
BIBLIOGRAFÍA	120
ANEXOS	122

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Relación entre las diversas presiones	30
Figura 2. Recipientes cilíndricos de pared delgada	50
Figura 3. Esfuerzos principales	50
Figura 4. Esfuerzos tangenciales en recipientes de pared delgada	51
Figura 5. Esfuerzos longitudinales en el recipiente	53
Figura 6. Círculo de Mohr para un cilindro	54
Figura 7. Abertura sobre placa plana sujeta a tensión	55
Figura 9. Junta soldada de boquillas al cuerpo que requieren de refuerzo adicional (Fuente UW)	60
Figura 10. Variaciones del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular	62
Figura 11. Detalles del faldón o zócalo soporte de carcasa	66
Figura 12. Tipos de juntas soldadas (Norma UW-12 del ASME)	70
Figura 13. Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica) utilizando dimensiones interiores	78
Figura 14. Cálculo para Cabeza Cónica utilizando dimensiones interiores	79
Figura 15. Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada utilizando dimensiones interiores	80
Figura 16. Cálculo para Cabezas Planas utilizando dimensiones interiores	81
Figura 17. Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica) utilizando dimensiones exteriores	87
Figura 18. Cálculo para Cabeza Cónica utilizando dimensiones exteriores	88
Figura 19. Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada utilizando dimensiones exteriores	89
Figura 20. Diagrama de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) con sus respectivas conexiones para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico	93

Figura 21. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática	95
Figura 22. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática	96
Figura 23. Resultados del espesor de las conexiones en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática	97
Figura 24. Diagrama de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) con sus respectivas conexiones para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico	99
Figura 25. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática	100
Figura 26. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática	101
Figura 27. Resultados del espesor de las conexiones en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática	102
Figura 28. Diagrama de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	103
Figura 29. Especificaciones en conexiones de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	104
Figura 30. Especificaciones de espesores en componentes de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	105

Figura 31. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	106
Figura 32. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	107
Figura 33. Diagrama de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	108
Figura 34. Especificaciones de espesores en componentes de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	109
Figura 35. Especificaciones en conexiones de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	110
Figura 36. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	111
Figura 37. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal No.1 en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	112
Figura 38. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal No.2 en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware	114

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Identificación de tipos de recipientes a presión	23
Tabla 2. Tabla de aceros recomendados para diferentes temperaturas	27
Tabla 3. Códigos para el diseño, fabricación y certificación de recipientes a presión.	32
Tabla 4. Estructura de la División 1, código ASME	36
Tabla 5. Relación entre tipo de carga y esfuerzo máximo admisible	47
Tabla 6. Datos básicos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA)	92
Tabla 7. Especificaciones de materiales para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA)	94
Tabla 8. Datos básicos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba)	98
Tabla 9. Especificaciones de materiales para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba)	98
Tabla 10. Cuadro comparativo de resultados entre herramienta informática y software comercial en el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales	115
Tabla 11. Cuadro comparativo de resultados entre herramienta informática y software comercial en el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales	115

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Herramienta informática para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales, bajo normatividad ASME	122
Anexo B. Herramienta informática para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales, bajo normatividad ASME	122
Anexo C. Resultados de Software Comercial para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales, bajo normatividad ASME	122
Anexo D. Resultados de Software Comercial para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales, bajo normatividad ASME	122

RESUMEN

TÍTULO: “DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILINDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA PROPIOS DE LAS ESTACIONES DE RECOLECCIÓN BAJO LA NORMATIVIDAD ASME.”

AUTORES: JUAN CARLOS PARRA MARIÑO y MIGUEL ÁNGEL PÉREZ CADENA**

PALABRAS CLAVES: Diseño mecánico básico, equipos sometidos a presión interna, estaciones de recolección, normatividad ASME.

DESCRIPCIÓN:

En la concepción de ingeniería y el desarrollo de proyectos y/o oportunidades de inversión está la necesidad de diseñar equipos con base en la normatividad existente que es bastante rigurosa. Dentro de este proceso se requiere verificar y asegurar el proceso de diseño mecánico básico de equipos. Cuando esta actividad no se realiza existe una alta probabilidad de errores en los resultados del diseño tales como: Materiales mal seleccionados, espesores insuficientes o sobredimensionados, etc. haciendo que estos diseños sean inseguros y costosos.

Dada la no disponibilidad de una herramienta práctica y accesible para verificar el diseño mecánico básico de equipos bajo una normatividad existente y rigurosa, se presentará un estudio acerca de la información existente recopilada para diseños mecánicos básicos de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna, elaborará una metodología de diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna según Código ASME y se desarrollara una herramienta computacional para este propósito con la cual se harán ejemplos de diseños y se compararan con resultados de software comercial, basados en datos hipotéticos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso.

A través de esta herramienta computacional podremos tener un punto de control para la validación del diseño, ya que esta verificación se hace actualmente con Software Especializado de alto costo y que no está al alcance de la mayoría; además se entra a depender de otras instancias ó compañías para poder validar estos diseños, llevando al posible retraso en la actividad de ingeniería y generando pérdidas económicas si no se dan las validaciones en el tiempo adecuado.

**Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería de Petróleos, Director Ing. Nicolás Santos Santos

SUMMARY

TITLE: “BASIC MECHANICAL DESIGN OF CYLINDRICAL HORIZONTAL AND VERTICAL TEAMS UNDER INTERNAL PRESSURE OWN COLLECTION STATIONS REGULATIONS UNDER THE ASME.”*

AUTHOR: JUAN CARLOS PARRA MARIÑO y MIGUEL ÁNGEL PÉREZ CADENA**

SPECIAL WORDS: Design Mechanical Basic, equipment subject to internal pressure, collection stations, ASME regulations.

DESCRIPCIÓN:

In the engineering design and project development and/or investment opportunities is the need to design equipment based on existing regulations is quite rigorous. In this process is necessary to verify and ensure the basic mechanical design process equipment. When this activity is not done there is a high probability of errors in the results of the design such as poorly selected materials, thicknesses insufficient or oversized, etc. making these designs are unsafe and expensive.

Given the unavailability of a practical and accessible tool to verify basic mechanical design teams under existing regulations and rigorous, we present a study of existing data collected for basic mechanical design of horizontal and vertical cylindrical equipment subjected to internal pressure, develop a basic mechanical design methodology of horizontal and vertical cylindrical equipment subjected to internal pressure as ASME Code and develop a computational tool for this purpose with which it will design examples and results were compared to commercial software, it based on hypothetical data conceptual engineering specialty process.

Through this computational tool we have a checkpoint for design validation, verification as this is currently done with expensive specialized software and is not accessible to most, plus it comes to depend on other agencies or companies to validate these designs, leading to the possible delay in the engineering business and generating economic losses if not given the proper time validations.

*Specialized monograph

**Faculty of Engineering and Physical Chemistry, School of Petroleum Engineering, Director Mr. Nicolás Santos Santos

INTRODUCCIÓN

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

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

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

En la industria petrolera usualmente se trabaja con recipientes a presión que son diseñados basados en normas y códigos, sin embargo el diseñador debe considerar otros factores que afecten la integridad y seguridad tanto de los recipientes como del personal que labora en la planta. Este informe se realizara

mediante un estudio acerca de la información existente recopilada para diseños mecánicos básicos de quipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna, elaborará una metodología de diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna según Código ASME y se desarrollará una herramienta computacional para este propósito con la cual se harán ejemplos de diseños y se compararán con resultados de software comercial, basados en datos hipotéticos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso.

A través de esta herramienta computacional podremos tener un punto de control para la validación del diseño, ya que esta verificación se hace actualmente con Software Especializado de alto costo y que no está al alcance de la mayoría; además se entra a depender de otras instancias o compañías para poder validar estos diseños, llevando al posible retraso en la actividad de ingeniería y generando pérdidas económicas si no se dan las validaciones en el tiempo adecuado.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una herramienta informática práctica para realizar el Diseño Mecánico Básico de Equipos Cilíndricos Horizontales y Verticales sometidos a Presión Interna bajo código ASME, basados en el dimensionamiento y las variables entregadas por la especialidad de Proceso.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recopilar información existente para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna.
- Elaborar una metodología para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna según código ASME.
- Desarrollar una herramienta computacional para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales y verticales sometidos a presión interna según código ASME.
- Verificar el correcto funcionamiento de la herramienta computacional, comparando los resultados obtenidos en ejemplos de diseños de equipos cilíndricos horizontales y verticales contra resultados de un software comercial; con base en datos hipotéticos de ingeniería conceptual de la especialidad de procesos.

2. MARCO DE REFERENCIA

2.1 MARCO TEÓRICO

2.1.1 Recipientes A Presión.

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

El Código ASME, División 1, define los recipientes a presión como envases para la contención de fluidos bajo presión interna y/o externa. Esta presión puede obtenerse de una fuente externa, o por la aplicación de calor desde una fuente directa y/o indirecta. Los recipientes a presión son usualmente esféricos o cilíndricos, con cabezales de diferentes configuraciones geométricas y boquillas resistentes a las presiones. La presión de estos recipientes puede ser tan baja como 0.04 psi o tan altas como 300 psi.

La American Society of Mechanical Engineers (ASME) Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, especifica un rango de presiones internas de 1,4 psi a 4000 psi. Asimismo, equipos a presión como los tanques de almacenamiento la American Petroleum Institute (API) son diseñados para presiones internas restringidas a no más de la presión generada por el cabezal estático del fluido contenido en el tanque.

2.1.1.2 Identificación de los diferentes tipos de recipientes a presión: Pueden ser clasificados en función de diferentes aspectos, tales como:

Tabla 1. Identificación de tipos de recipientes a presión

RECIPIENTES A PRESIÓN	POR SU USO	De Almacenamiento	
		De Proceso	
		De Transporte	
	POR SU FORMA	CILÍNDRICOS	Horizontales
			Verticales
		ESFÉRICOS	

Fuente: LEÓN ESTRADA, Juan Manuel. “Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión” Editorial Inglesa. Edición 2001. 190 p.

2.1.1.3 Parte descriptiva ¹. Todo recipiente a presión está formado por el casco, cuerpo o carcasa, dispositivos de sujeción o apoyo del propio equipo, conexiones por las que entran y salen los fluidos, elementos en el interior y accesorios en el exterior del recipiente. A continuación se procede a describir cada una de estas partes:

- **Casco:** Es una envoltura metálica que forma propiamente el recipiente. Los equipos cilíndricos son los más utilizados, y en ellos el casco está formado, básicamente, por dos elementos: el cuerpo del recipiente (o cuerpo cilíndrico) o cubierta (carcasa) y los fondos o cabezales.

¹ PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

- ✓ **Cuerpo del recipiente:** Es el elemento estructural hecho para circundar un espacio. La mayoría de los cascos son generados por la revolución de una curva plana, en un recipiente a presión se llama casco esférico.
- ✓ **Cabezales o tapas del recipiente:** Es el extremo de un casco cilíndrico. Los tipos de cabezas más usados son:
 - Tapas Planas. Por lo general, se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión.
 - Tapas Toriesféricas. Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas.
 - Tapas Semielípticas. Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1. Su costo es alto.
 - Tapas Semiesféricas. Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.
 - Tapas Cónicas. Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación.
- **Dispositivos de sujeción o apoyo**

Todo recipiente debe ser soportado, es decir, su carga debe ser transmitida al suelo o a alguna estructura que las transmita al suelo; esta misión la cumplen los dispositivos de sujeción o apoyo. Las cargas a las que está sometido el recipiente y que transmitirá al suelo a través de su apoyo son: peso propio, peso del líquido

en operación normal o agua en la prueba hidráulica, peso de todos los accesorios internos y externos, cargas debidas al viento, cargas debidas al terremoto.

Entre estos dispositivos se puede mencionar:

- ✓ Silletas. Son utilizadas en recipiente de tipo horizontal como soportes.
- ✓ Faldón. Es el soporte de uso más frecuente y el más satisfactorio para los recipientes verticales.
- ✓ Anillos de retención. Pueden colocarse en el interior o en el exterior de un recipiente.
- ✓ Pernos de Anclaje. Los recipientes verticales y horizontales, deben anclarse a la cimentación o fundación de concreto, por medio de pernos de anclaje y anillo de la base.

2.1.1.4 Conexiones. Todo recipiente debe tener como mínimo una conexión de entrada del fluido y otra de salida, aunque siempre tienen muchas más. Los servicios más comunes que precisan conexiones en el recipiente son: de entrada y salida de fluidos; para instrumentos, como manómetros, termómetros, indicadores o reguladores de nivel; para válvula de seguridad; para servicios tales como drenaje, venteo, de limpieza, paso de hombre, paso de mano, etc. Salvo en casos excepcionales, las conexiones se realizan embridadas, ya que permiten su montaje y desmontaje sin tener que realizar ningún corte ni soldadura. Solamente en casos de fluidos extremadamente tóxicos, o altamente explosivos en contacto con el aire, se realizan las conexiones soldadas.

2.1.1.5 Materiales para recipientes a presión²

- **Aceros al carbón.** Es el más disponible y económico de los aceros, recomendables para la mayoría de los recipientes donde no existen altas presiones ni temperaturas.
- **Aceros de baja aleación.** Como su nombre lo indica, estos aceros contienen bajos porcentajes de elementos de aleación como níquel, cromo, etc. Y en general están fabricados para cumplir condiciones de uso específico. Son un poco más costosos que los aceros al carbón. Por otra parte no se considera que sean resistentes a la corrosión, pero tienen mejor comportamiento en resistencia mecánica para rangos más altos de temperaturas respecto a los aceros al carbón.

En la Tabla 2 se puede observar los aceros recomendados para los rangos de temperatura más usuales.

- **Aceros de alta aleación.** Comúnmente llamados aceros inoxidable. Su costo en general es mayor que para los dos anteriores. El contenido de elementos de aleación mayor, ocasiona que tengan alta resistencia a la corrosión.
- **Materiales no ferrosos.** El propósito de utilizar este tipo de materiales es con el fin de manejar sustancias con alto poder corrosivo para facilitar la limpieza en recipientes que procesan alimentos y proveen tenacidad en la entalla en servicios a baja temperatura.

² Ibid p.10

Tabla 2. Tabla de aceros recomendados para diferentes temperaturas

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

(*) Para espesores mayores de 51 mm llevarán relevado de esfuerzos

(+) Para temperaturas de -20°F llevará relevado de esfuerzos

Fuente: Calderas del Norte S.A. de C.V. Generalidades Código ASME. 35 p.

2.1.1.6 Propiedades que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio

- **Propiedades mecánicas.** Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga una buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, por cierto de alargamiento alto y mínima reducción de área. Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.
- **Propiedades físicas.** En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.
- **Propiedades químicas.** La principal propiedad química que debemos considerar en el material que utilizaremos en la fabricación de recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima

importancia ya que un material mal seleccionado nos causará muchos problemas.

- **Soldabilidad.** Los materiales usados para fabricar recipientes a presión deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de los componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales diferentes entre ellos, estos deberán ser compatibles. Un material, cuando más elementos contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.
- **Esfuerzos admisibles.** Son los grados de exactitud con los cuales las cargas pueden ser estimadas, la confiabilidad de los esfuerzos estimados para estas cargas, la uniformidad del material, el peligro a la falla ocurre y otras consideraciones.

2.1.1.7 Presiones y temperaturas dentro de un recipiente a presión³. Dentro de los recipientes a presión se puede hablar de diferentes tipos de presión y temperaturas, entre los que destacan:

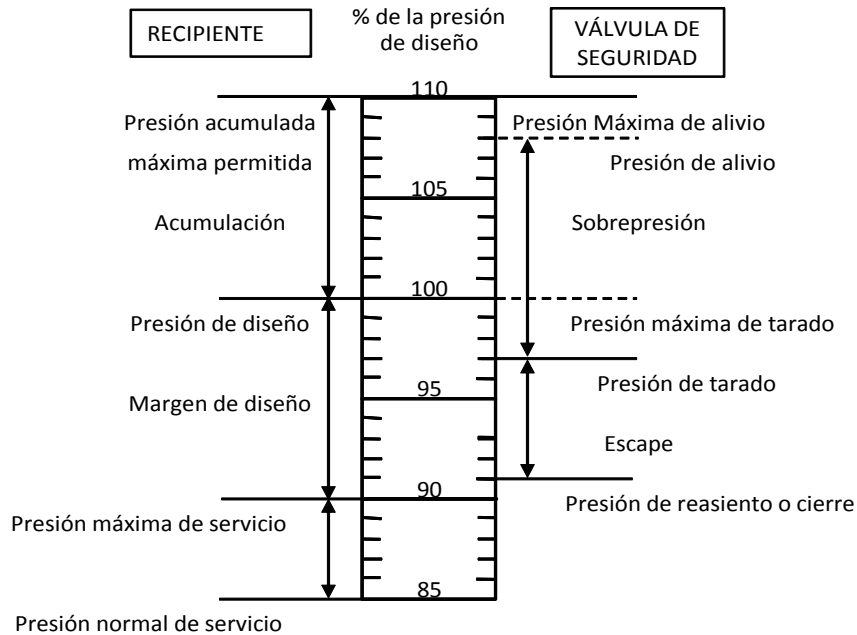
- **Presión de diseño.** Es la presión máxima, interna o externa, utilizada para determinar los espesores mínimos en el recipiente. Es recomendada para el diseño de un recipiente y sus partes, ya que es una presión superior a la presión de operación.
- **Presión de servicio.** Es identificada como la presión de operación. Se define como la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones normales de operación.

³ Ibid p. 12

- **Presión de trabajo máxima permisible (MAWP).** Es la presión máxima que el recipiente puede soportar en condiciones seguras, normalmente coincide con la presión de diseño. Es la máxima presión manométrica permisible en el tope de un recipiente colocado en su posición de operación, a una temperatura establecida.
- **Presión de calibración/seguridad/tarado.** Es la presión a la que están calibrados los elementos de seguridad (válvula) que protegen el recipiente o sistema. Las válvulas de seguridad dispondrán de su correspondiente sello como garantía de su correcta calibración. La instalación de estos sellos podrán realizarse por los fabricantes, instaladores y conservadores-reparadores autorizados.
- **Presión de prueba.** También es conocida como la presión manométrica aplicada al equipo durante la prueba hidrostática.

En la Figura 1 se muestra la relación entre las diversas presiones con respecto a la presión de diseño.

Figura 1. Relación entre las diversas presiones



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

- **Máxima temperatura de diseño.** La máxima temperatura usada en el diseño no será menor que la mayor temperatura en el metal, del total espesor del recipiente durante la operación.
- **Mínima temperatura de diseño de metal.** La menor temperatura esperada en el metal durante el servicio, usada para la determinación de los testigos de impacto que es requerida por consideraciones de las fracturas quebradizas.

2.1.1.8 Códigos y Normas internacionales⁴: El cálculo mecánico de un recipiente consiste, básicamente, en la determinación de los espesores de las diferentes partes que lo forman, tomando como datos de partida: la forma del equipo, sus dimensiones, el material utilizado, las condiciones de presión temperatura, las cargas debidas al viento y terremoto, peso específico del fluido y la reglamentación, norma o código que debe cumplir el diseño del recipiente. Muchos países exigen que los equipos a presión que se instalan en su suelo cumplan unos reglamentos e incluso unas normas de cálculo de obligado cumplimiento. De todas estas normas o códigos existen algunas que se han hecho de uso común en todo el mundo.

En Colombia, estas especificaciones son derivadas del ASME (American Society of Mechanical Engineers), código para calderas y recipientes a presión conocido en la industria como Código ASME. El cual en su sección VIII, división 1, y sección VIII, división 2, indica los métodos de cálculo, así como los requisitos mínimos exigidos a los materiales, detalles constructivos y pruebas que deben satisfacer los equipos a presión.

En la práctica la división 1 se utiliza para el diseño y construcción de equipos sometidos a vacío, baja, media y alta presión; la división 2 se reserva a los equipos de alta y muy alta presión.

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

⁴ Ibid p.14

Tabla 3. Códigos para el diseño, fabricación y certificación de recipientes a presión.

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

Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

- **Código ASME**

- ✓ **Historia del código ASME**

El Código para calderas y recipientes a presión de la **Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME)**, se originó por la necesidad de proteger a la sociedad de las continuas explosiones de calderas que se sucedían antes de reglamentar su diseño y construcción. Inglaterra fue uno de los primeros países que sintió esta necesidad, y fue después de uno de los más grandes desastres que sufrió la ciudad de **Londres** al explotar una caldera en el año de **1815**.

La investigación de las causas de esta explosión la llevó a cabo la **Cámara de los Comunes** por medio de un **Comité**, el cual, después de agotar todas sus pesquisas, logró establecer tres de las principales causas del desastre:

Construcción inapropiada, material inadecuado y aumento gradual y excesivo de la presión. Al final de su informe, dicho **Comité** recomendaba el empleo de cabezas semiesféricas, el hierro forjado como material de construcción y el empleo de dos válvulas de seguridad.

En los **Estados Unidos de Norteamérica**, las personas dedicadas a la fabricación de calderas, se agruparon en una asociación en el año de **1889**. Esta **Asociación** nombró un **Comité** encargado de preparar reglas y especificaciones, en las que se basará la fabricación en taller de las calderas. Como resultado de los estudios hechos por este **Comité**, se presentó ante la **Asociación** un informe en el que se cubrían temas como: Especificaciones de materiales, armado por medio de remaches, factores de seguridad, tipos de cabezas y de bridas, así como reglas para la prueba hidrostática. No obstante, los dos intentos anteriores por evitar las explosiones de calderas, éstas seguían sucediendo. Era necesario, la existencia de un **Código** legal sobre calderas.

Otros **Estados y Ciudades de la Unión Americana** que habían padecido explosiones similares, se dieron cuenta que éstas podían evitarse mediante un buen diseño y una fabricación adecuada y también se dieron a la tarea de formular reglamentos para este propósito. De esta manera se llegó a una situación tal, que cada **Estado** y aún cada ciudad interesada en este asunto, tenía su propio reglamento. Debido a esta falta de uniformidad, en **1911**, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión, apelaron ante el concilio de la **ASME** para corregir esta situación. El concilio respondió a esto nombrando un **Comité** para que formulara especificaciones uniformes para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión especificados para su cuidado en servicio.

El **Comité** fue asesorado por otro **Comité** en calidad de consejero, formado de **18** miembros que representaban varias fases del diseño, construcción, instalación y operación de calderas.

Después de tres años de innumerables reuniones y audiencias públicas, fue adoptado en la primavera de **1925**, el primer **Código ASME.**, “**Reglas para la Construcción de Calderas Estacionarias y para las Presiones Permisibles de Trabajo**”, conocido como la edición **1914**. Desde entonces, el **Código** ha sufrido muchos cambios y se han agregado muchas secciones de acuerdo a las necesidades.

Las ediciones del **Código** se hacen cada tres años, la más reciente fue en **2010**, consta de once secciones en catorce tomos y son:

Sección I	Calderas de Potencia
Sección II	Especificación de Materiales (Material
Sección III	Requisitos Generales para División 1 y División 2
Sección IV	Calderas para Calefacción
Sección V	Pruebas No Destructivas
Sección VI	Reglas y recomendaciones para el Sección VI cuidado y operación de Calderas de Calefacción
Sección VII	Guía y recomendaciones para el cuidado de calderas de Potencia
Sección VIII	Recipientes a Presión
Sección IX	Calificación de Soldadura
Sección X	Recipientes a Presión de Plástico Reforzado en Fibra de Vidrio
Sección XI	Reglas para Inspección en Servicio de plantas nucleares

Una vez teniendo una idea de lo que es y cómo está formado el **Código ASME**, nos orientaremos a la **Sección VIII**, que es la relacionada con Recipientes a Presión. Más específicamente las reglas de la **División 1**, de esta **Sección** del **Código**, la cual cubre los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión.

✓ **ASME Sección VIII, Recipientes a Presión, División 1**

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

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

División 1	Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión
División 2	Reglas Alternativas para la Construcción de Recipientes a Presión
División 3	Reglas Alternativas para la Construcción de Recipientes de Alta Presión

En esta parte del código se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada de ASME para los recipientes a presión.

La División 1 está compuesta por tres Sub-secciones y apéndices (que pueden ser de cumplimiento obligatorio o no).

Tabla 4. Estructura de la División 1, código ASME

División 1	
Subsección A	Requerimientos Generales
Parte UG	Requerimientos generales para todos los métodos de construcción y todos los materiales
Subsección B	Requerimientos de Fabricación
Parte UW	Soldadura
Parte UF	Forjado
Parte UB	Soldadura con latón; utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "Brazing"
Subsección C	Requerimientos de Materiales
Parte UCS	Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.
Parte UNF	Materiales no ferrosos
Parte UHA	Aceros de Alta aleación (Tipo inoxidable)
Parte UCI	Para los construidos con hierro fundido
Parte UCL	Para los construidos con una placa "Clad" integral o con recubrimiento Tipo "Lining"
Parte UCD	Para los construidos con Hierro fundido dúctil
Parte UNT	Para los construidos con aceros ferriticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico
Parte ULW	Para los fabricados por el método de multicapas Layered
Parte ULT	Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más Altos a Bajas Temperaturas.
Apéndices Obligatorios	<p>Apéndice 1: Suplemento y ejemplos de las fórmulas que se utilizan para el diseño de los recipientes.</p> <p>Apéndice 2: Reglas para el diseño de bridas con pernos y de los tipos de juntas para las bridas.</p> <p>Apéndice 9: Diseño de recipientes Encamisados</p> <p>Apéndice 13: Diseño de recipientes de sección transversal no circular</p> <p>Cubren aspectos específicos de construcción de recipientes que no están incluidos en las tres subsecciones. Si la construcción de un recipiente contempla alguno de esos aspectos, estos apéndices son de obligatorio cumplimiento.</p>
Apéndices No Obligatorios	<p>Apéndice L: Ejemplos de cálculo de recipientes con combinación de cargas.</p> <p>Proveen información y emiten recomendaciones para la construcción de recipientes, su uso no es obligatorio.</p>

Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104

p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

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

- Indicar requerimientos obligatorios, prohibiciones, especificaciones y recomendaciones no obligatorios para el diseño, selección de materiales, fabricación, inspección, exámenes, pruebas y certificaciones de recipientes a presión.
- El Código no incluye todos los aspectos relacionados con estas actividades.
- Los aspectos no incluidos deben ser objeto de la aplicación de criterios de ingeniería, siempre considerando la filosofía de este Código.
- En ningún caso, se deben utilizar criterios de ingeniería para obviar los requerimientos obligatorios y prohibiciones específicas del Código.
- Estampado ASME. Un recipiente construido de acuerdo con todas las reglas aplicables del código ASME será identificado con el correspondiente sello ASME, estampado en las paredes o en la placa de identificación del recipiente, por empresas certificadas.
- Presión de diseño. Las reglas de esta división han sido establecidas para la construcción de recipientes con presión de diseño menor o igual a 3000 psi. Para presiones mayores, se generan desviaciones a las consideraciones en esta división. Sin embargo, si estas desviaciones son ajustadas, y se cumplen con los requerimientos de la división, el recipiente se puede estampar bajo esta división.

Partes incluidas.

Tuberías externas presurizadas: Conexiones soldadas: la primera junta circunferencial; Conexiones roscadas: la primera junta roscada; Conexiones bridadas: la cara de la primera brida.

Partes no presurizadas que son soldadas directamente al recipiente: Orejas de levantamiento, soportes; Bocas de visita o boquillas de inspección; Para conexión de instrumentos, la primera superficie que se puede sellar.

La Sección VIII División I contiene los requerimientos para el diseño, construcción e inspección para una gran variedad de recipientes sometidos a presión interna o externa.

Atención: Las siguientes clases de recipientes no son cubiertas por la Sección VIII

1. Calderas calentadas por procesos tubulares.
2. Contenedores a presión con mecanismos giratorios, como bombas, compresores, turbinas etc.
3. Componentes de sistemas de Tubería como pernos, válvulas, juntas etc.
4. Recipientes con dimensiones de diámetro Interior, altura y ancho menor a 6 pulgadas: 152,4mm, pero sin límite para la longitud o para presión.
5. Recipientes ocupados por seres humanos.

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

- **Ingeniería Conceptual**

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

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

- **Ingeniería Básica**

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

- ✓ Selección de configuración del recipiente.
- ✓ Cálculo del diámetro y la longitud (o altura) del recipiente.
- ✓ Cálculo del diámetro de las boquillas de proceso.
- ✓ Determinar las dimensiones y soportes de los dispositivos internos.
- ✓ Estimación de los efectos de corrosión del fluido sobre el recipiente para determinar tolerancias por corrosión.
- ✓ Selección de materiales en función del fluido a ser manejado y de la resistencia de materiales.
- ✓ Cálculo de espesores de pared de cuerpo y cabezales con base a todas las cargas que afecten al recipiente.
- ✓ Determinar la ubicación y diámetro de las boquillas de instrumentación.
- ✓ Selección de boquillas de inspección.
- ✓ Cálculo de soportes (faldón o silla).
- ✓ Elaboración de hoja de datos del recipiente. Este documento debe contener al menos la siguiente información:
 - Esquema del recipiente. Acotando dimensiones principales y ubicando boquillas y accesorios importantes.
 - Datos de las condiciones de operación y diseño.
 - Materiales seleccionados.
 - Especificaciones de preparación de superficies.
 - Número y características de boquillas.
 - Elaboración de especificaciones generales y particulares de construcción.

- **Ingeniería de Detalle**

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

En los planos se deben detallar los siguientes ítems:

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

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

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0,25 in que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales se indica

un margen de corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda $\frac{1}{4}$ de pulgada (Norma UCS-25).

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

La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio (15 a 20 años), mientras que los secundarios o menores para períodos más cortos (8 a 10 años). No necesita aplicarse el mismo margen por corrosión a todas las partes. Existen varios métodos diferentes para medir corrosión, el más simple consiste en taladrar agujeros de prueba o indicadores de corrosión (Párrafo UG-25.c).

De acuerdo con el Código ASME, los recipientes sujetos a corrosión deberán tener una abertura de purga y deberán ser provistos con abertura de inspección. La selección del material adecuado es de vital importancia para brindar cierto grado de seguridad particularmente cuando puede producirse una falla debida a corrosión, que origine una situación peligrosa o se traduzca en tiempo muerto costoso.

- **Selección del material**

La selección de materiales se refiere a la selección y empleo de materiales resistentes a la corrosión, tales como: acero inoxidable, plásticos y aleaciones especiales que alarguen la vida útil de una estructura. Los materiales a ser

utilizados en recipientes a presión deben ser seleccionados a partir de las especificaciones de material aprobadas por el Código ASME. Este requerimiento no es un problema ya que está disponible un extenso catálogo de tablas enlistando materiales aceptables. Los factores que necesitan ser considerados para elegir una tabla apropiada son: costo, condición de servicio (desgaste, corrosión, temperatura de operación), disponibilidad y requerimientos de resistencia.

2.1.1.11 Fallas en Recipientes a Presión: La falla puede ser el resultado de una deformación plástica excesiva o elástica o por termo fluencia. Como un resultado de tal deformación el equipo puede fallar al no realizar su función específica sin llegar a la ruptura.

Las fallas en recipientes a presión pueden ser agrupadas en cuatro grandes categorías, las cuales describen el por qué una falla ocurre en el recipiente. Las fallas también pueden ser agrupadas entre tipos de fallas, las cuales describen el cómo ocurre la falla. Cada falla tiene su cómo y porqué para su historia. Ésta puede haber fallado a través de fatiga por corrosión debido a la selección de un material equivocado.

El diseñador debe estar familiarizado con las categorías y tipos de falla así como con las categorías y tipos de esfuerzos y cargas. Al fin y al cabo todas ellas están relacionadas.

- **Categorías de fallas**

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

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

- **Tipos de fallas**

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

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

contra de estos modos de falla que el diseñador debe comparar e interpretar los valores de esfuerzos.

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

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

El diseñador debe familiarizarse con los diversos tipos de esfuerzos y cargas para lograr un diseño económico y seguro. El diseñador también debe considerar algunas teorías de esfuerzos y fallas con el fin de combinar esfuerzos y fijar límites de esfuerzos admisibles. Es en contra de los modos de falla que se debe comparar e interpretar los valores de esfuerzos y definir cómo actúan los esfuerzos en un componente que contribuyen a rigidizar de esa parte.

- **Cargas**

Los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos en las diferentes partes del recipiente. El tipo e intensidad de los esfuerzos es función del tipo de las cargas, de la forma del recipiente y de su construcción.

Las cargas pueden ser debidas a:

1. Presión interna o externa.
2. Peso del recipiente y su contenido.

3. Reacciones estáticas del equipo auxiliar, tubería, revestimiento, aislamiento, piezas internas, apoyos.
4. Reacciones cíclicas y dinámicas debidas a la presión o a las variaciones térmicas.
5. Presión del viento y fuerzas sísmicas.
6. Reacciones por impacto debido a choque hidráulico.
7. Gradientes de temperatura y expansión térmica diferencial.

- **Tipo de esfuerzos**

El análisis de esfuerzos consiste en la determinación de la relación entre las fuerzas externas aplicadas al recipiente y los esfuerzos correspondientes. El primer punto para realizar un análisis de esfuerzos es determinar todas las condiciones de diseño para un proyecto determinado y luego determinar todas las fuerzas externas relacionadas. Se debe relacionar estas fuerzas externas a las partes del recipiente que deben resistirlas para conseguir los esfuerzos correspondientes. Separando las causas (cargas), los efectos (esfuerzos) puede ser más preciso determinarlos. El diseñador debe darse cuenta de los tipos de cargas y como ellas afectan el recipiente como un todo.

Los principales tipos de esfuerzo son:

1. Esfuerzo circunferencial y longitudinal a la tracción.
2. Esfuerzo longitudinal a la Compresión.
3. Esfuerzo primario general inducido por cualquier combinación de cargas.
4. Esfuerzo primario de membrana más esfuerzo primario de flexión inducido por combinación de cargas.
5. Esfuerzo primario general de membrana inducido por la combinación de sismo o de la presión del viento con otras cargas.

- **Esfuerzo máximo admisible S_a**

Es el valor menor de S_a o el valor del factor B determinado por la norma UG-23 (b)(2), siendo el valor S_a , el valor que hay en las tablas de materiales, que es el valor máximo admisible a tracción para el Acero al Carbono (AC) y de bajo contenido de elementos aleados, encontrándose este valor en las tablas UCS-23, y para acero con alto contenido en aleación (tipo inoxidables) en las tablas UHA-23.⁵

Tabla 5. Relación entre tipo de carga y esfuerzo máximo admisible

TIPO DE ESFUERZOS	ESFUERZO MÁXIMO ADMISIBLE
(Tipo-1) Esfuerzo de tracción	S_a
(Tipo-2) Esfuerzo longitudinal de Compresión	El menor de S_a o del valor del factor B calculado por el procedimiento dado por la norma UG-23(b)(2)
(Tipo-3.1) Esfuerzo primario general de membrana al que esta sometido por combinación de cargas.	S_a
(Tipo-3.2) Esfuerzo primario de membrana mas el esfuerzo primario de flexión inducido por combinación de cargas	$1,5S_a$
(Tipo-4) Esfuerzo primario general de membrana debido a la combinación por sismo o de la presión del viento con otras cargas	1,2 veces por el valor permitido en l, 2, 3.2 siempre que la temperatura del metal sea inferior a $700^{\circ}\text{F} = 371,11^{\circ}\text{C}$ para el Acero al Carbono y el de baja aleación. Para el Acero en Alta Aleación la temperatura inferior a $800^{\circ}\text{F} = 426,67^{\circ}\text{C}$

Fuente: L. ORIA. Diseño de Recipientes a Presión Código ASME Sección VIII. 274 p.

- **Teoría del análisis de esfuerzos de membrana en recipientes a presión⁶**

Las ecuaciones empleadas en el diseño de recipientes a presión se basan en la teoría de los esfuerzos de membrana que se producen en las paredes del recipiente. Como su nombre lo indica, el principal propósito de estos recipientes es contener un medio sometido a presión y temperatura; sin embargo, en el

⁵ L. ORIA. Diseño de Recipientes a Presión Código ASME Sección VIII. 274 p.

⁶ PINO ROMERO, Op cit p.104

cumplimiento de su función están sujetos a la acción de cargas estáticas y dinámicas por soportes, conexiones de tuberías, expansión térmica y presión interna y/o externa, que requieren el conocimiento general de los esfuerzos impuestos por estas condiciones para obtener un diseño seguro, confiable y con larga vida útil. Al estar sometidos a presión, el material del cual está hechos los recipientes soporta una carga desde todas las direcciones.

Cuando estos equipos se construyen de placas en la que el espesor es pequeño en comparación con otras dimensiones se pueden considerar como recipientes de pared delgada o membranas, y como tal ofrecen poca resistencia a la flexión perpendicular a su superficie, por lo cual en este caso los esfuerzos que se calculan obviando dicha flexión se conocen como esfuerzos de membrana.

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

De acuerdo a la relación entre el espesor de sus paredes y diámetro, los recipientes pueden ser clasificados como de pared delgada o de pared gruesas. Según el Código ASME, se consideran recipientes de pared delgada, cuando el cociente entre el espesor de la pared y el diámetro interior del recipiente es igual o menor a 0,10, mientras menor sea esta relación, menor será el error que hay entre el esfuerzo que se predice por esta teoría y el esfuerzo máximo real en el recipiente. Para determinar si un recipiente es de pared delgada o gruesa se utiliza la siguiente ecuación:

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

Ec. 1.0

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

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

σ_x = esfuerzo longitudinal o meridional

σ_ϕ = esfuerzo circunferencial o latitudinal

σ_r = esfuerzo radial

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

✓ **Recipientes Cilíndricos**

Considere un recipiente cilíndrico de radio interior r y espesor de pared t , que contiene un fluido a presión, tal como se muestra en la figura 2.

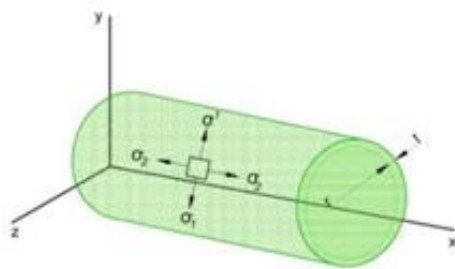
Figura 2. Recipientes cilíndricos de pared delgada



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

Se requiere determinar los esfuerzos presentes ejercidos sobre un pequeño elemento de pared con lados respectivamente paralelos y perpendiculares al eje del cilindro como se ilustra en la figura 3, de tal modo que de este cuerpo se aísla un segmento haciendo pasar planos imaginarios perpendiculares y paralelos al eje del cilindro.

Figura 3. Esfuerzos principales

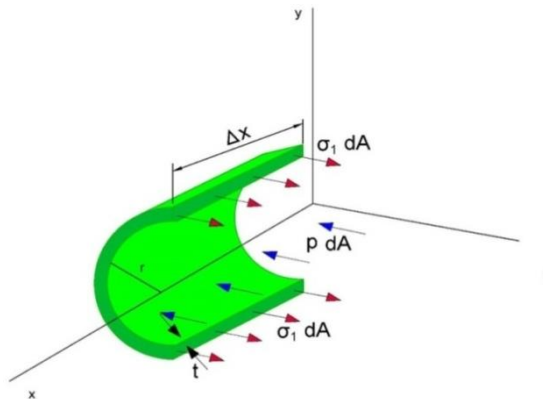


Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

Debido a la simetría axial del recipiente y de su contenido, no se ejercen esfuerzos cortantes sobre el elemento. En consecuencia, los esfuerzos que pueden existir en las secciones del elemento solo pueden ser los esfuerzos normales σ_1 y σ_2 indicados en la figura 3, siendo por lo tanto esfuerzos principales. El esfuerzo σ_1 se conoce como esfuerzo tangencial y se presentan en los aros de los barriles de madera, por lo tanto también son llamados esfuerzos de aro. El esfuerzo σ_2 es el esfuerzo longitudinal. Estos esfuerzos, multiplicados por las áreas respectivas en las que actúan, mantienen en equilibrio al elemento del cilindro en contra de la presión interna.

Para determinar los esfuerzos tangenciales σ_1 se retira una porción de recipiente y su contenido limitado por un plano imaginario al plano xy y por dos planos, también imaginarios, paralelos al plano yz con una distancia Δx de separación entre ellos como se muestra en la figura 4.

Figura 4. Esfuerzos tangenciales en recipientes de pared delgada



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

Además, si el esfuerzo normal medio que se ejerce en la sección longitudinal es σ_1 , la fuerza resistida por las paredes del cilindro son las fuerzas paralelas al eje z que actúan en el cuerpo libre. Es decir, consiste en las fuerzas internas elementales ($\sigma_1 dA$) en las secciones de pared y en las fuerzas de presión elementales ($p dA$) ejercidas sobre la porción de fluido incluido en el cuerpo libre. Nótese que p es la presión manométrica del fluido, es decir, el exceso de la presión interior sobre la presión atmosférica exterior. La resultante de las fuerzas internas $\sigma_1 dA$ es igual al producto de σ_1 y del área transversal $2t\Delta x$ de la pared, mientras que la resultante de las fuerzas $p dA$ es el producto de p y el área $2r\Delta x$. La ecuación de equilibrio se escribe:

$$\sum F_z = 2\sigma_1 t \Delta x - 2pr \Delta x = 0 \quad \text{Ec. 1.1}$$

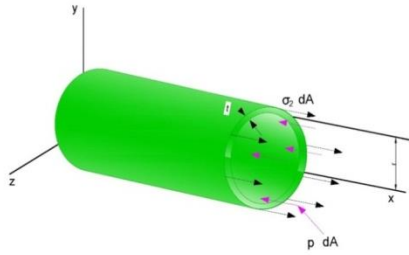
Resolviendo para el esfuerzo tangencial σ_1 se obtiene:

$$\sigma_1 = \frac{p}{t} \quad \text{Ec. 1.2}$$

La ecuación anterior es válida solo en el caso de cilindros de pared delgada, ya que da el esfuerzo medio en el aro. Se debe tener presente que el grueso de la pared debe ser menor o igual a 1/10 del radio interno para que la ecuación anterior tenga validez, el error cometido al aplicar la Ec. 1.2 será todavía pequeño en la medida que esta relación sea mayor.

El esfuerzo longitudinal σ_2 se determina resolviendo un simple problema de fuerzas axiales, se hace un corte perpendicular al eje x y se considera el cuerpo libre que consta de la parte del recipiente y de su contenido como se muestra en la figura 5.

Figura 5. Esfuerzos longitudinales en el recipiente



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

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

$$\sum F_x = \sigma_2(2\pi r t) - p(\pi r^2) = 0 \quad \text{Ec. 1.3}$$

Despejando para el esfuerzo longitudinal σ_2 se obtiene:

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad \text{Ec. 1.4}$$

Se observa en las ecuaciones 1.2 y 1.4 que el esfuerzo circunferencial σ_1 es el doble del esfuerzo longitudinal σ_2 , por lo tanto se tiene que:

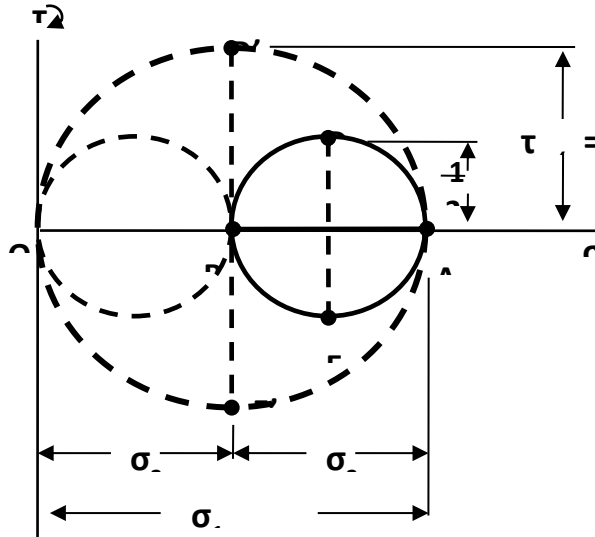
$$\sigma_1 = 2\sigma_2 \quad \text{Ec. 1.5}$$

En la figura 6 se dibuja el círculo de Mohr por los puntos A y B, que corresponden respectivamente a los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 , y recordando que el máximo esfuerzo cortante en el plano es igual al radio del círculo y se tiene:

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

Ec. 1.6

Figura 6. Círculo de Mohr para un cilindro



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

El esfuerzo de la ecuación 1.6 corresponde a los puntos D y E y se ejerce sobre un elemento obtenido mediante la rotación de 45° del elemento original de la figura 6, dentro del plano tangente a la superficie del recipiente. El esfuerzo cortante máximo en la pared del recipiente, sin embargo, es mayor. Es igual al radio del círculo de diámetro OA y corresponde a una rotación de 45° alrededor de un eje longitudinal y fuera del plano de esfuerzo, se tiene:

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

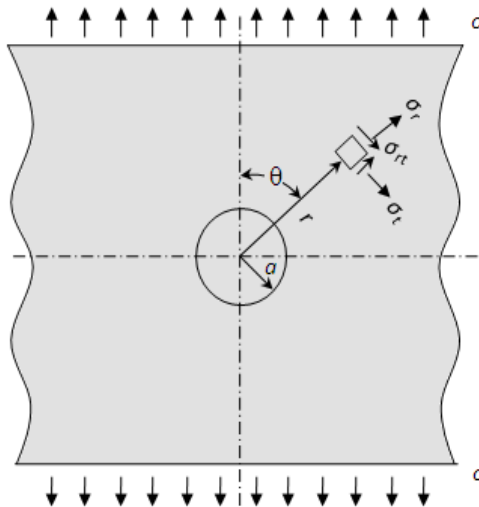
Ec. 1.7

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

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

En la figura 7, se puede ver la distribución del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular pequeña de radio a , la cual se encuentra en una placa que está sujeta a la acción de un esfuerzo de tensión σ en la dirección del eje polar $\theta = 0$.

Figura 7. Abertura sobre placa plana sujeta a tensión



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

Estos esfuerzos vienen dados por las ecuaciones:

$$\sigma_r = \sigma/2(1 - a^2/r^2) + \sigma/2(1 + 3a^4/r^4 - 4a^2/r^2) \cos(2\theta) \quad \text{Ec. 1.8}$$

$$\sigma_t = \sigma/2(1 + a^2/r^2) - \sigma/2(1 + 3a^4/r^4) \cos(2\theta) \quad \text{Ec. 1.9}$$

$$\sigma_{tr} = -\sigma/2(1 - 3a^4/r^4 + 2a^2/r^2) \sin(2\theta) \quad \text{Ec. 1.10}$$

Sobre la circunferencia de la abertura se tiene que:

$$r = a$$

$$\sigma_r = 0$$

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

$$\sigma_{tr} = 0$$

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

A pesar de que la teoría exacta se basa en aberturas pequeñas en placas infinitas, en la práctica se ha podido apreciar que los efectos de una abertura pequeña son muy limitados y estos se desvanecen con rapidez; por lo tanto, para propósitos prácticos las ecuaciones 1.8, 1.9 y 1.10 pueden ser empleadas en placas que tengan una dimensión 5 veces mayor al diámetro del agujero.

Por otra parte, es obvio que al realizar una abertura en el cuerpo del recipiente, se está retirando una parte del material que lo conforma, debilitando así la estructura del recipiente. El código ASME propone una metodología de cálculo que se basa en el principio de compensación de áreas, es decir, se busca que el área aportada

por la conexión de la boquilla compense aquella que es retirada al realizar la abertura. Lo que se busca es que el efecto de los esfuerzos (carga entre área) sobre los bordes de la abertura sea compensado por el área que se añade al instalar la boquilla. En caso de que esta área aportada no sea suficiente, se considerará la opción de instalar un soporte anular de refuerzo que rigidice la sección crítica, buscando que de este modo se mantenga la integridad del recipiente. A continuación se detalla dicha metodología de cálculo empleada en la práctica.

✓ **Espesor del cuello de boquilla**

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

➤ **Por UG-45.a**

El espesor del tubo se debe calcular para todas las cargas aplicables según el párrafo UG-22 del código. Dado que todas las boquillas están hechas de tubos, éstas se calculan como si fueran recipientes a presión cilíndricos mediante la aplicación de la ecuación 1.7, en este caso se deben emplear las dimensiones corroídas de la boquilla, así como las propiedades mecánicas del material del componente.

➤ **Por UG-45.b**

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

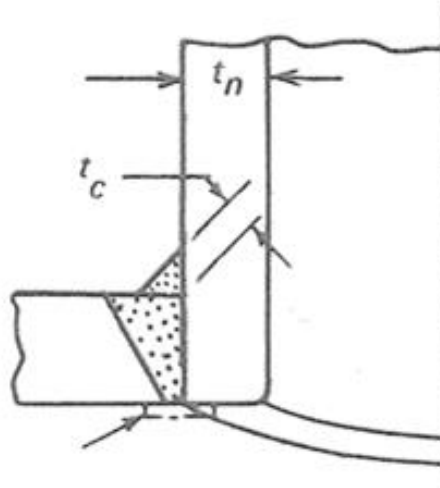
1. Para recipientes sometidos a presión interna, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a $1/16''$ para recipientes soldados.
2. Para recipientes sometidos a presión externa, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna equivalente más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a $1/16''$ para recipientes soldados.
3. Para recipientes sometidos a la acción conjunta de presión interna y externa se debe elegir el espesor mayor determinado en Items anteriores 1 y 2.
4. El espesor mínimo de la pared del tubo Standard, sin considerar la tolerancia de fabricación (12,5%), más el margen de corrosión.

Una vez calculados los espesores requeridos por UG-45.a y UG-45.b se elige el mayor de estos como valor mínimo requerido por la boquilla.

✓ **Requerimientos Mínimos de Soldadura para Adjuntar Boquillas**

Se considera que la soldadura que une la boquilla al cuerpo del recipiente es de penetración completa, por lo que el refuerzo que aporta dicha soldadura se considera parte integral del cuerpo del equipo, tal y como se muestra en la figura 8.

Figura 8. Junta soldada de boquillas al cuerpo del tipo integral (Figura UW-16.1 ASME)



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

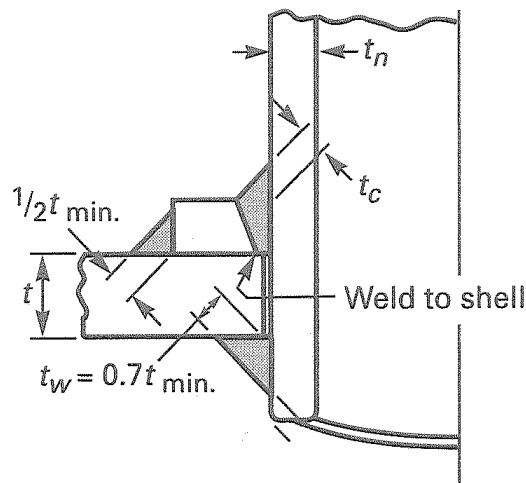
El procedimiento para dimensionar las soldaduras de las boquillas consiste en lo siguiente:

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

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

En caso de que el área provista por este tipo de conexión no sea suficiente para compensar el área retirada al abrir el agujero de la boquilla, se debe colocar un refuerzo por separado que es colocado en la parte externa de la superficie del recipiente, el cual es soldado tanto en la pared del equipo como a la pared de la boquilla, tal como se muestra en la figura 9.

Figura 9. Junta soldada de boquillas al cuerpo que requieren de refuerzo adicional (Fuente UW)



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

Cuando se coloca una placa anular de tipo integral, en cuyo caso se debe diseñar considerando una concentración de esfuerzos de la junta para garantizar un desempeño confiable de operación.

✓ **Teoría de Refuerzos para Aberturas**

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

Los dos requerimientos básicos para la instalación de refuerzos son:

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

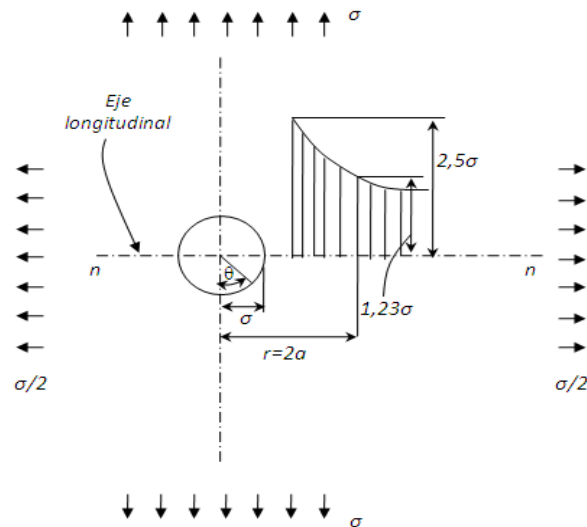
El refuerzo de una abertura no se obtiene por añadir grandes cantidades de material, por el contrario esto genera el efecto opuesto al crear un “punto de dureza” sobre la estructura. Este punto de dureza no permite que el recipiente crezca naturalmente bajo los efectos de la presión, o que no se desarrollen los patrones normales de esfuerzo sobre el cuerpo del equipo por la presión de esta zona sobre reforzada.

El resultado es una concentración de esfuerzos local, lo cual puede ser visualizado como un pinchazo sobre un balón. Por otra parte, los límites geométricos para añadir material de refuerzo de manera efectiva pueden obtenerse mediante un examen de los gradientes de esfuerzo que se producen a lo largo de la sección nn de la figura 10.

A cierta distancia desde el borde de la abertura y por la teoría desarrollada para un recipiente cilíndrico sujeto a presión interna, donde el esfuerzo longitudinal es la mitad del esfuerzo circunferencial, se tiene que la ecuación 1.9 toma la siguiente forma:

Figura 10. Variaciones del esfuerzo en la cercanía de una abertura circular

$$\sigma_t = \sigma/4(4 + 3a^2/r^2 + 3a^4/r^4) \quad \text{Ec. 1.11}$$



Fuente: PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

El esfuerzo decrece rápidamente con la distancia a partir del borde de la abertura, como se muestra en el área rallada de la figura 10. En el borde del agujero se tiene que $r=a$, y de la ecuación 1.10 se tiene entonces que el máximo esfuerzo es $\sigma_t = 2,5\sigma$. En otro caso, a una distancia del borde $r=2a$, el esfuerzo disminuye hasta $\sigma_t = 1,23\sigma$, por lo que los efectos de la abertura a esta distancia en la distribución del esfuerzo son despreciables.

Por lo expuesto anteriormente es usualmente aceptado que para una distancia igual al radio de la apertura a partir del borde del agujero se tiene un límite válido para el refuerzo efectivo de la abertura en la dirección paralela a la pared del recipiente. Para el límite en la dirección perpendicular a la superficie se puede aproximar por las características deflectoras de la boquilla o del anillo que se esté utilizando como refuerzo. En el caso de una boquilla cilíndrica esta deflexión es una distancia L por encima de la superficie del recipiente y que es igual a $1/\beta$, donde β es un coeficiente numérico. Si se toma un espesor de pared de boquilla promedio como un décimo del radio de la boquilla, se tiene entonces:

$$L = \frac{\sqrt{rt_n}}{1,285} = \frac{\sqrt{0,1t_n^2}}{1,285} = 0,25t_n \quad \text{Ec. 1.12}$$

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

- El límite paralelo a la superficie del recipiente se toma como el mayor valor entre el diámetro de la apertura o la sumatoria del radio de boquilla más el espesor de la boquilla más el espesor del cuerpo del recipiente en el punto donde se hace la abertura; todo en dimensiones corroídas.
- En el límite normal a la pared del recipiente se extiende por encima de la superficie del mismo una distancia que debe ser la menor entre 2,5 veces el espesor del cuerpo o 2,5 veces el espesor de la boquilla más el espesor del anillo de refuerzo.

2.1.1.13 Componentes estructurales de soportes⁷: Los recipientes a presión, normalmente se soportan y, eventualmente se cuelgan, mediante diversos tipos de estructuras, que se suelen agrupar en silletas, zócalos cilíndricos, abrazaderas colgantes, vigas circunferenciales y columnas integradas.

Los elementos estructurales deben facilitar soporte, refuerzo y estabilidad, al recipiente a presión y tienen que estar rígidamente unidos mediante soldadura o remachado.

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

1. Peso de componentes y de su contenido, en operación y en ensayo, incluyendo las cargas debidas a otros factores como la altura estática, la altura dinámica y el flujo de fluido.
2. Peso de los elementos componentes del soporte.
3. Cargas superpuestas, estáticas y térmicas, inducidas por los componentes soportados.

⁷ Ibid

4. Cargas medioambientales, debidas al viento y nieve.
5. Cargas dinámicas, que incluyen las provocadas por terremotos, vibraciones y cambios bruscos de presión.
6. Cargas debidas a expansiones térmicas de tuberías y a expansiones o contracciones inducidas por la presión.
7. Cargas debidas a instalaciones de anclajes de componentes.

- **Consideraciones de diseño de soportes**

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

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

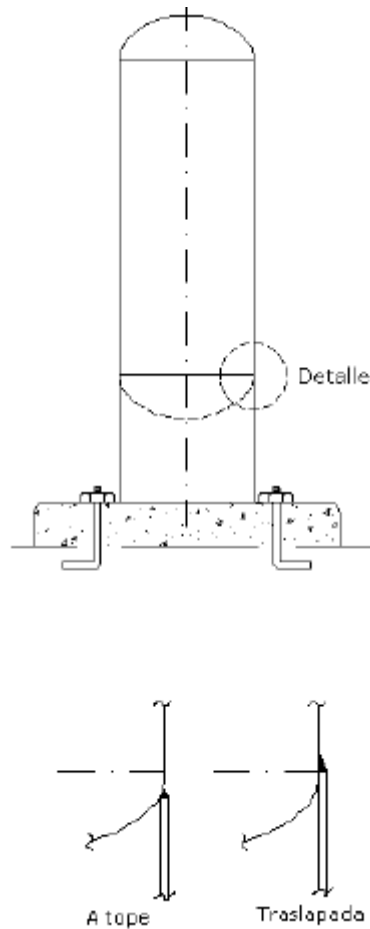
- **Soportes de placa y carcasa**

Para soportar recipientes a presión en disposición vertical se utilizan zócalos de carcasa cilíndrica. Estos soportes se unen al recipiente para reducir las tensiones locales de pandeo, en la unión zócalo-recipiente, construcción que permite variaciones de la presión radial y térmica del recipiente soportado, mediante el correspondiente pandeo del zócalo; la longitud axial del soporte se elige de manera que se pueda producir el pandeo en forma segura. En la figura 11, se muestran los detalles para un soporte del tipo de zócalo de carcasa. Para su diseño se determinan las cargas que tiene que soportar, entre las que se incluyen:

- ✓ El peso del recipiente y su contenido.
- ✓ Las cargas impuestas por cualquier otro equipo soportado por el recipiente.

- ✓ Las cargas debidas a los sistemas de tuberías y otros tipos de ligaduras inherentes al recipiente.

Figura 11. Detalles del faldón o zócalo soporte de carcasa



Fuente: NARVÁEZ MORENO, Daniel Estuardo. “Desarrollo De Una Aplicación Computacional Para La Automatización De Planos Y Dibujos En 3d Para El Diseño De Recipientes A Presión Bajo El Código ASME SEC. VIII Div. 1” [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013. Disponible en:<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/340/1/T-ESPE-024365.pdf>

Se establece una altura de faldón o zócalo y se determinan las fuerzas y momentos en la base del mismo, debidas a las cargas aplicadas. Si se considera

la carcasa (superficie cilíndrica) como una viga, el esfuerzo normal en el zócalo se calcula por la expresión:

$$\sigma = \frac{-P_v}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 1.13}$$

Dónde:

σ = la tensión axial en el zócalo

P_v = la carga total vertical de diseño

A = el área de la sección transversal

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

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

I = el momento de inercia

Los esfuerzos normales debido a carga axial y momento flexionante σ para carcasas delgadas se definen como:

$$\sigma = \frac{-P_v}{2\pi r t} \pm \frac{M}{\pi r^2 e} \quad \text{Ec. 1.14}$$

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

2.1.1.14 Eficiencia de juntas soldadas en recipientes a presión fabricados por

métodos de soldadura: La mayoría de los recipientes a presión son construidos a partir del ensamblaje de partes y/o secciones que han sido prefabricadas o subensambladas, tales como cilindros, cabezales, etc., mediante juntas soldadas

para así formar la estructura del recipiente en sí; posteriormente a ésta estructura se le adjuntan por métodos de soldadura igualmente las conexiones, boquillas o aberturas que son requeridas por el equipo.

Sólo aquellos cierres que serán removidos frecuentemente, ya sea por servicio, inspección o mantenimiento, son unidos con pernos y tuercas para que así el número de cierres mecánicos con empaquetaduras sea mínimo y tener de este modo una mayor superficie de la estructura a prueba de fugas. Este hecho hace que los efectos de soldaduras en el diseño de recipientes a presión sea un elemento importante en el cálculo mecánico de estos equipos dadas las concentraciones de esfuerzo que se generan en la estructura del recipiente. Estas concentraciones de esfuerzo por juntas soldadas se producen por las siguientes razones:

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

Dada la importancia de las soldaduras en la construcción y diseño de los recipientes, el Código ASME introduce la variable “E” como la eficiencia de junta en la ecuación 1.7 para el cálculo de espesor del recipiente cilíndrico. Esta variable toma en consideración los tres factores anteriormente descritos, junto con el nivel de inspección radiográfica que se realiza a la junta en consideración, así como la localización de dicha soldadura en la estructura del recipiente, para así definir la capacidad o confiabilidad que tiene la soldadura para resistir los efectos

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

E = 1 para radiografiado total

E = 0,85 para radiografiado aleatorio

E = 0,70 para equipo sin radiografiado

El código ASME modifica la ecuación 1.7 para el cálculo del espesor del recipiente y así obtener de ese modo un diseño más seguro y confiable. Quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad \text{Ec. 1.15}$$

Dónde:

t = espesor mínimo requerido (in)

P = presión de diseño (psi)







R = radio interno (in)

S = esfuerzo máximo permisible (psi)

E = eficiencia de las soldaduras

La ecuación 1.15 es la ecuación modificada por el Código ASME, la cual está especificada en el párrafo UG-27 del código y que da como resultado un espesor mayor al que se obtiene por la ecuación teórica 1.7 pues considera un factor de seguridad de $(0,6P)$ que hace que el denominador de la ecuación anterior sea menor, y por lo tanto se tenga un espesor más grueso. Adicionalmente introduce los efectos de la soldadura en el ensamblaje del recipiente al considerar la eficiencia de junta soldada E. Al introducir esta variable se obliga a que el espesor obtenido sea mayor al calculado por la teoría de pared delgada en la ecuación 1.7.

Figura 12. Tipos de juntas soldadas (Norma UW-12 del ASME)

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12	EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:			
		a. Radiografiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
<p>1</p> 	<p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
<p>2</p>  <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	<p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p>	0.90	0.80	0.65
<p>3</p> 	<p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
<p>4</p> 	<p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
<p>5</p> 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
<p>6</p> 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

Fuente: L. ORIA. Diseño de Recipientes a Presión Código ASME Sección VIII. 274 p.

2.1.1.15 Esfuerzos Térmicos: En un recipiente a presión de pared delgada, un elemento de material está sujeto a esfuerzos de tensión en dos dimensiones perpendiculares, de modo que aparecen deformaciones ε_1 y ε_2 , midiendo éstas en las direcciones 1 y 2 se pueden calcular los esfuerzos S_1 y S_2 , de la siguiente forma:

$$S_1 = E \frac{\varepsilon_1 + \nu \varepsilon_2}{1 - \nu^2} \qquad S_2 = E \frac{\varepsilon_2 + \nu \varepsilon_1}{1 - \nu^2} \qquad \text{Ec. 1.16}$$

Dónde:

ν = relación de Poisson

E = módulo de elasticidad

La restricción de la expansión o contracción debida a un cambio de temperatura da como resultado una inducción de esfuerzos térmicos. La mayoría de las condiciones de servicio de recipientes a presión involucra una restricción en dos dimensiones; en este caso, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = -\alpha(T_2 - T_1)$.

Entonces reemplazando en las ecuaciones 1.16 se tiene que los esfuerzos máximos que se pueden inducir son:

$$S_1 = S_2 = -\frac{\alpha \varepsilon (T_2 - T_1)}{1 - \nu} = -\frac{\alpha \varepsilon \Delta T}{1 - \nu} \qquad \text{Ec.1.17}$$

Dónde:

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

T_2 y T_1 = temperatura nueva y temperatura inicial respectivamente.

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

Cuando en un recipiente se introducen o se descargan fluidos se pueden inducir esfuerzos térmicos de fatiga, debido a una variación de temperatura en relación con la inicial del material del recipiente. Cuando los gradientes de temperatura son pequeños no se presentan problemas en el material del recipiente, pero con una variación excesiva y recurrente los esfuerzos térmicos inducidos pueden causar una falla por fatiga.

2.1.1.16 Pruebas que requieren los recipientes a presión una vez fabricados para su certificación⁸: Entre las pruebas que se les deberá aplicar a los recipientes sometidos a presión una vez que se han terminado de fabricar, se encuentran la prueba hidrostática, la prueba neumática y la prueba de elasticidad.

- **Prueba Hidrostática**

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

$$P_T = 1,43MAWP \quad Ec. 1.18$$

$$P_T = 1,25MAWP \left(\frac{S_T}{S} \right) \quad Ec. 1.19$$

Donde,

MAWP Máxima presión de trabajo permitida

P_T Mínima presión de prueba

⁸ PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

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

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

La relación S_T/S en la ecuación 1.19 debe ser la relación menor para el límite de presiones del material.

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

- **Pruebas Neumáticas**

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

- ✓ **Presión de prueba**

Excepto para recipientes esmaltados que su presión de prueba debe ser por lo menos la MAWP para ser marcado en el recipiente, la presión de prueba neumática debe ser calculada mediante la ecuación 1.20.

$$P_T = 1,15MAWP \left(\frac{S_T}{S} \right) \quad Ec. 1.20$$

La relación S_T/S en la ecuación 1.20 debe ser la relación menor para el límite de presiones del material.

- **Prueba de Elasticidad**

Cuando se efectúa esta prueba, se lleva a cabo de manera simultánea con la prueba hidrostática, su objetivo es verificar el comportamiento elástico del material de fabricación del recipiente. El procedimiento para llevarla a cabo se describe a continuación:

- ✓ Primero, se llena el recipiente a probar con agua hasta que por el punto más alto del recipiente escape el agua una vez que se haya abierto el venteo.
- ✓ Se cierra la válvula de venteo y se empieza a inyectar agua a fin de elevar la presión, el agua que se introduzca para este fin, se tomará de una bureta graduada para cuantificar de manera exacta el agua que se inyectó para levantar la presión hasta alcanzar el valor de la presión de prueba.
- ✓ Se mantendrá la presión de prueba durante el tiempo suficiente para verificar que no haya fugas y posteriormente, se baja la presión hasta tener nuevamente la presión atmosférica en el recipiente. Es sumamente importante recoger el agua sacada para bajar la presión, ya que se comparará este volumen con el inyectado para aumentar la presión y esta comparación indicará si las deformaciones sufridas por el recipiente mientras se sometió a la prueba hidrostática, rebasaron el límite elástico.

3. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME

Para el cálculo de recipientes a presión se pueden seguir los siguientes procedimientos, bien sea para recipientes que van a funcionar horizontalmente o verticalmente. Así mismo existen fórmulas que se utilizan cuando se manejen dimensiones interiores o exteriores, esto es, a gusto del diseñador.

Para nuestro caso, en la herramienta informática se tuvo en cuenta los procedimientos utilizando las medidas interiores.

3.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE CUERPO EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)

a). Seleccione el material adecuado: De tablas tomo el esfuerzo máximo permitido a la temperatura de operación.

b). De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio Interior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16" – 1/8".

d). Aplico la fórmula:

$$t_{\min} = P.R / (S.E - 0,6.P) \quad \text{Ec. 1.21}$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

e). Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad \text{Ec. 1.22}$$

f). Selecciono el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial por ejemplo t_N puede ser 1/4", 3/8", 5/16"... según aplique.

g). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado.

$$P = S.E.t_N / (R + 0,6.t_N) \quad \text{Ec. 1.23}$$

3.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE LAS CABEZAS EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)

a). Asumimos el mismo material que utilizamos para el cuerpo.

b). De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio Interior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16" – 1/8".

d). Aplico la fórmula para el tipo de cabezas que requiero; normalmente se utilizan las cabezas elipsoidales, las cuales tienen la formula siguiente:

$$t_{\min} = P.D / (2.S.E - 0,2.P) \quad \text{Ec.1.24}$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

e). Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad \text{Ec. 1.25}$$

f). Selecciono el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial por ejemplo t_N puede ser 1/4", 3/8", 5/16"... según aplique.

g). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado

$$P = 2. t_N.S.E. / (D + 0,2.t_N) \quad \text{Ec. 1.26}$$

Nota: Existen otros tipos de cabeza, las cuales vamos a describir a continuación; cada una tiene su modo particular de cálculo, es decisión del diseñador la selección del tipo de cabeza a utilizar de acuerdo a la facilidad de construcción, uso del recipiente a presión, etc. De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

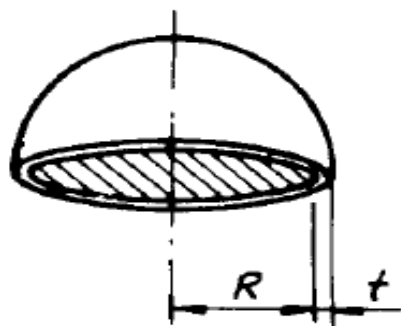
R: Radio Interior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

- Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica)

Figura 13. Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica) utilizando dimensiones interiores

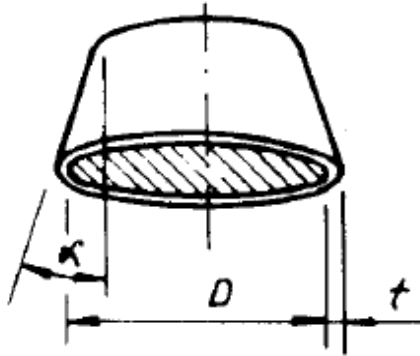


$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$
<ol style="list-style-type: none"> 1. Para las cabezas sin brida recta, úsese la eficiencia de la junta de la cabeza al casco si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza. 2. Cuando el espesor de pared exceda de 0.356 R, o P exceda de 0.665 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice 1-3 de las normas. 	

Fuente: MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

- Cálculo para Cabeza Cónica

Figura 14. Cálculo para Cabeza Cónica utilizando dimensiones interiores

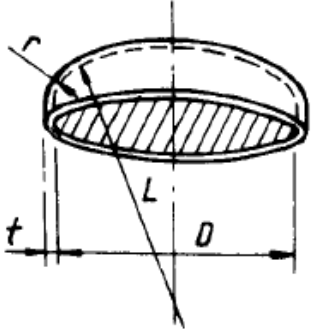


$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$	$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha}$
<ol style="list-style-type: none"> 1. La mitad del ángulo en el vértice, α no mayor de 30° 2. Cuando α es mayor de 30°, se requiere un análisis especial (Apéndice 1-5(e) del Código) 	

Fuente: Megyesy. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

- Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada

Figura 15. Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada utilizando dimensiones interiores

	Cuando $L/r = 16 \frac{2}{3}$																
	$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$															
	Cuando L/r menor de $16 \frac{2}{3}$																
	$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$															
VALORES DEL FACTOR "M"																	
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.5	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	
* LA MAXIMA RAZON PERMITIDA ES: $L = D + 2t$																	

* Cuando la relación L/r es mayor a $16 \frac{2}{3}$ (Construcción fuera de normas), los valores de M pueden calcularse por la formula $M = \frac{1}{4} (3 + \sqrt{L/r})$

Fuente: Megyesy. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión "Diseño y Cálculo". Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

- Cálculo para Cabeza Plana

P: Presión de Diseño Interna o Externa, lb/pulg²

d: Diámetro interior del casco, pulgadas

S: Valor máximo del esfuerzo del material, lb/pulg²

t: Espesor mínimo requerido de la cabeza, excluyendo el margen por corrosión, pulgadas

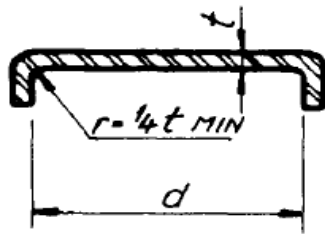
t_h : Espesor real de la cabeza excluyendo el margen por corrosión, pulgadas

t_r : Espesor mínimo requerido, por presión, del casco sin costura, pulgadas

t_s : Espesor real del casco, excluyendo el margen por corrosión, pulgadas

E: Eficiencia de la junta

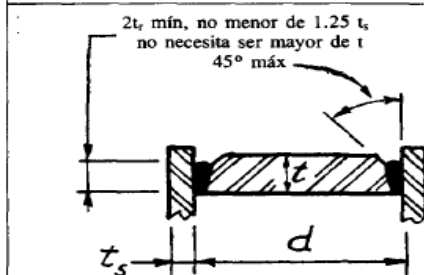
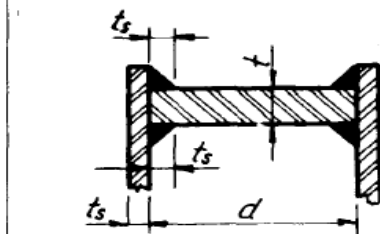
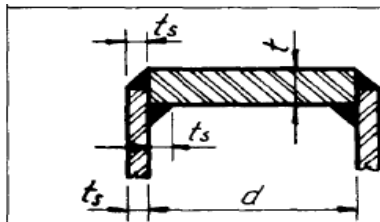
Figura 16. Cálculo para Cabezas Planas utilizando dimensiones interiores



$$t = d \sqrt{0.13 P / SE}$$

Esta fórmula se aplicará cuando:

1. d no exceda de 24 pulgadas
2. t_h/d no sea menor de 0.05 ni mayor de 0.25
3. El espesor de la cabeza, t_h , no sea menor que el espesor del casco, t_s



$$t = d \times \sqrt{CP/SE}$$

$$C = 0.33 \times \frac{t_r}{t_s}$$

$$C \text{ MIN.} = 0.20$$

Si para calcular t se usa un valor de t_r/t_s menor de 1, el espesor del casco, t_s , debe mantenerse por una distancia hacia adentro desde la cara interior de la cabecera igual a por lo menos $2\sqrt{dt_s}$

Las cabezas no circulares, las planas ampernadas, tapas y las bridas ciegas están comprendidas en las normas, UG-34; otros tipos de elementos de cierre en la norma, UG-35

Fuente: MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión "Diseño y Cálculo". Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

3.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS CONEXIONES (BOQUILLAS, MANHOLES, ETC) EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES INTERIORES)

a). Seleccione el material adecuado: Normalmente, y si las medidas de estas conexiones o boquillas lo permiten se tomará el acero utilizado normal con el que se fabrica la tubería; esto es el SA-106 Gr B; en caso de requerimientos especiales de material se buscare en tablas de donde tomo el esfuerzo máximo permitido a la temperatura de operación.

b). Acorde a UG-45.a: De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio Interior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16” – 1/8”.

d). Aplico la misma fórmula con la que determino el espesor del cuerpo de un recipiente a presión:

$$t_{\min} = P \cdot R / (S \cdot E - 0,6 \cdot P) \quad \text{Ec. 1.27}$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

e). Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad \text{Ec. 1.28}$$

f). Selecciono el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial de la tubería de acuerdo a su diámetro y SCH. En caso de que se fabrique por rolado de láminas se normalizará a los espesores nominales de las láminas que se consigan en el mercado, según aplique.

g). Acorde a UG-45.b: El espesor de la boquilla no debe ser menor que el más pequeño de los siguientes:

- Para recipientes sometidos a presión interna, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a $1/16''$ para recipientes soldados.
- Para recipientes sometidos a presión externa, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna equivalente más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a $1/16''$ para recipientes soldados.
- Para recipientes sometidos a la acción conjunta de presión interna y externa se debe elegir el espesor mayor determinado en Items anteriores 7.1 y 7.2.
- El espesor mínimo de la pared del tubo Standard, sin considerar la tolerancia de fabricación (12,5%), más el margen de corrosión.

h). Selecciono cual es el mayor de los resultados por UG-45.a ó UG-45.b como valor mínimo requerido por la boquilla.

i). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado

$$P = S.E.t_N / (R + 0,6.t_N) \quad \text{Ec.1.29}$$

3.4 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE CUERPO EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)

a). Selecciono el material adecuado: De tablas tomo el esfuerzo máximo permitido a la temperatura de operación.

b). De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio exterior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16” – 1/8”.

d). Aplico la fórmula:

$$t_{\min} = P.R / (S.E - 0,4.P) \quad \text{Ec. 1.30}$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

e). Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad \text{Ec. 1.31}$$

f). Selecciono el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial por ejemplo t_N puede ser 1/4", 3/8", 5/16"... según aplique.

g). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado

$$P = S.E.t_N / (R + 0,4.t_N) \quad \text{Ec. 1.32}$$

3.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL ESPESOR DE LAS CABEZAS EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)

a). Asumimos el mismo material que utilizamos para el cuerpo.

b). De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio exterior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16” – 1/8”.

d). Aplico la fórmula para el tipo de cabezas que requiero; normalmente se utilizan las cabezas elipsoidales, las cuales tienen la formula siguiente:

$$t_{\min} = P.D / (2.S.E + 1,8.P) \quad 1.33$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

e). Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad 1.34$$

f). Selecciono el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial por ejemplo t_N puede ser 1/4", 3/8", 5/16"... según aplique.

g). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado

$$P = 2. t_N.S.E. / (D - 1,8.t_N) \quad \text{Ec. 1.35}$$

Nota: Existen otros tipos de cabeza, las cuales vamos a describir a continuación; cada una tiene su modo particular de cálculo, es decisión del diseñador la selección del tipo de cabeza a utilizar de acuerdo a la facilidad de construcción, uso del recipiente a presión, etc. De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

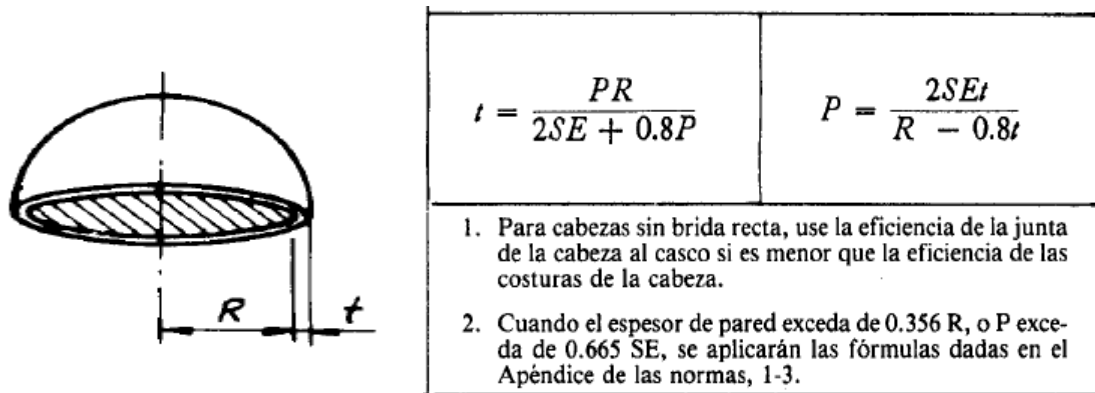
R: Radio Exterior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

- Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica)

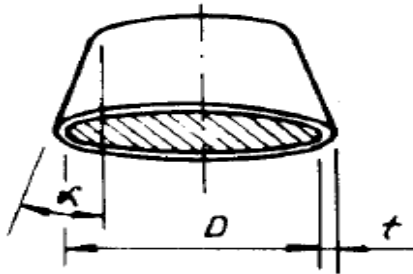
Figura 17. Cálculo para Cabeza Esférica (Hemiesférica) utilizando dimensiones exteriores



Fuente: Megyesy. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

- Cálculo para Cabeza Cónica

Figura 18. Cálculo para Cabeza Cónica utilizando dimensiones exteriores

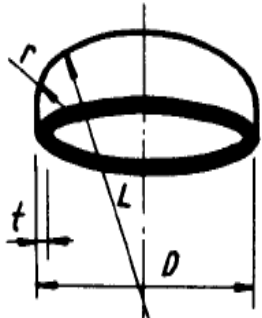


$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$	$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D - 0.8t \cos \alpha}$
<ol style="list-style-type: none"> 1. La mitad del ángulo ápex en el vértice, α no es mayor de 30° 2. Cuando α es mayor de 30°, se requiere un análisis especial (apéndice de las normas 1-5(e)). 	

Fuente: MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión "Diseño y Cálculo". Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

- Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada

Figura 19. Cálculo para Cabeza Toriesférica – Cabeza ASME Bridada y Alabeada utilizando dimensiones exteriores

	Cuando $L/r = 16 \frac{2}{3}$																
	$t = \frac{0.885PL}{SE + 0.8P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L - 0.8t}$															
	Cuando L/r menor de $16 \frac{2}{3}$																
	$t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0.2)}$	$P = \frac{2SEt}{ML - t(M - 0.2)}$															
VALORES DEL FACTOR M																	
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.5*	
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	
* LA RAZON MAXIMA PERMITIDA: $L - t = D$																	

*Cuando la relación L/r es mayor a $16 \frac{2}{3}$ (Construcción fuera de normas), los valores de M pueden calcularse por la formula $M = \frac{1}{4} (3 + \sqrt{L/r})$

Fuente: MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

3.6 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS CONEXIONES (BOQUILLAS, MANHOLES, ETC) EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA (FORMULAS EXPRESADAS EN LAS DIMENSIONES EXTERIORES)

a). Seleccione el material adecuado: De tablas tomo el esfuerzo máximo permitido a la temperatura de operación.

b). De los datos de diseño debo tener:

P: Presión de diseño (psi)

R: Radio Exterior (pulg)

S: Valor del esfuerzo del material (Tomado de tablas)

E: Eficiencia de la junta: Acorde a la Norma UW – 12; para referencia, E=1 si 100% Radiografía; E=0,85 si se realiza Spot.

c). Determino la corrosión permisible (C.A): Normalmente esta entre 1/16” – 1/8”.

d). Acorde a UG-45.a Aplico la fórmula:

$$t_{\min} = P.R / (S.E - 0,4.P) \quad \text{Ec. 1.36}$$

Con este t_{\min} determino el espesor de diseño t agregándole el espesor por corrosión permisible (C.A) como sigue

5. Determino el Espesor de diseño:

$$t = t_{\min} + C.A \quad \text{Ec. 1.37}$$

e). Seleccione el espesor nominal: que es el espesor mayor que le sigue a este espesor de diseño; es decir el espesor que se consiga comercialmente mayor al

calculado como espesor de diseño t ; será el espesor comercial por ejemplo t_N puede ser 1/4", 3/8", 5/16"... según aplique.

f). Acorde a UG-45.b: El espesor de la boquilla no debe ser menor que el más pequeño de los siguientes:

- Para recipientes sometidos a presión interna, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a 1/16" para recipientes soldados.
- Para recipientes sometidos a presión externa, el espesor del cabezal o cuerpo (dependiendo del componente al que esté conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna equivalente más el margen por corrosión, pero que en ningún caso deberá ser menor a 1/16" para recipientes soldados.
- Para recipientes sometidos a la acción conjunta de presión interna y externa se debe elegir el espesor mayor determinado en Items anteriores 7.1 y 7.2.
- El espesor mínimo de la pared del tubo Standard, sin considerar la tolerancia de fabricación (12,5%), más el margen de corrosión.

g). Seleccione cual es el mayor de los resultados por UG-45.a ó UG-45.b como valor mínimo requerido por la boquilla.

h). Verifico la MAWP: Máxima Presión de Trabajo Admisible, con este espesor normalizado

$$P = S.E.t_N / (R + 0,4.t_N) \quad \text{Ec. 1.38}$$

4. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILINDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME:

4.1 RESULTADOS CON HERRAMIENTA COMPUTACIONAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPO CILÍNDRICO HORIZONTAL (TAMBOR DE TEA) SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME.

Para hacer uso de la herramienta informática, se requiere disponer de los siguientes datos; bien sea para cálculo de recipientes horizontales o verticales:

Tabla 6. Datos básicos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA)

SERVICIO	TAMBOR DE TEA
POSICION	HORIZONTAL
PRESION DE DISEÑO (P)	100 PSIG
PRESION DE TRABAJO	20 PSIG
TEMPERATURA DE DISEÑO	150°F
DIAMETRO INTERNO (D)	2,33 PIES; 28 PULG
LONGITUD ENTRE TANGENCIAS (L)	10 PIES; 120 PULG
REVESTIMIENTO EXTERNO	NO
REVESTIMIENTO INTERNO	NO
TIPO DE CABEZA	ELIPTICA 2:1
ESFUERZO PERMISIBLE A 150°F (S)	20,000 PSI
ESFUERZO FLUENCIA A 150°F (Sy)	38,000 PSI
ESFUERZO PERMISIBLE A TEMPERATURA AMBIENTE (St)	20,000 PSI

Fuente: Autores

Esta información debe ser complementada con un diagrama o sketch que nos muestre una idea de la posición de las diferentes conexiones que tendrá el equipo;

Tabla 7. Especificaciones de materiales para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA)

ITEM	MATERIAL	ALLOWABLE STRESS	Sy
SHELL	SA-516 70 N	20000	38000
HEAD TOP	SA-516 70 N	20000	38000
HEAD BOTTOM	SA-516 70 N	20000	38000
NOZZLE	SA-106 B Smls pipe	17100	52500

Fuente: Autores

A continuación se procede a ingresar los valores en la hoja de la herramienta informática con base en los datos enunciados previamente.

La metodología de diseño que se aplicó en la herramienta informática es el mismo que se describió en el capítulo 3, numerales 3.1, 3.2, 3.3 utilizando dimensiones interiores. El procedimiento puede hacerse también con las dimensiones exteriores, pero las formulas a utilizar cambian, se debe tener cuidado en este manejo para no equivocarse.

4.1.1 Cálculo del espesor del cuerpo: Se calcula el espesor por esfuerzos circunferenciales y longitudinales; la herramienta selecciona el mayor de los espesores. El usuario debe determinar comercialmente cuál es el espesor nominal que le sirve, de acuerdo a su experiencia y criterio; siempre superior al indicado por la herramienta. Con este espesor normalizado a espesor comercial, la herramienta calcula la máxima presión de trabajo disponible permitida y el % de elongación de la fibra, para verificar por parte del diseñador si cumple o no con los requisitos del código ASME. A continuación se muestra el pantallazo de esta acción:

Figura 21. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1	Diseño de espesor del cuerpo																							
2	ASME SECTION VIII, DIVISION 1, 2007 EDITION. ADD. 2008																							
3																								
4	DATOS DE DISEÑO																							
5	Recipiente Horizontal soportado en sillas																							
6	Presión de diseño	P=	100.00	psi																				
7	Temperatura de diseño	T=	150	°F																				
8	Diámetro Interno	D=	28	in																				
9	Longitud entre costuras	L=	120	in																				
10	Especificación del material	S=	SA-516-GR 70 N	20,000	psi @	150	°F	(ASME II - D)																
11	Eficiencia de soldaduras	E=	0.85																					
12		Junta longitudinal	E=	0.85																				
13		Junta circunferencial	E=	0.85																				
14	Corrosion aceptada	c=	0.125	in																				
15	Presión por cabeza estatica	Ps=	1.31	psi																				
16	Espesor de diseño																							
17	Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) UG-27(c)(1)																							
18	$t = P \cdot R / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + \text{Corrosion}$																							
19	$t = 101.31 \cdot 14 / (20000 \cdot 0.85 - 0.6 \cdot 101.31) + 0.125$																							
20		t =	0.2095	in																				
21																								
22	Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) UG-27 (c)(2)																							
23	$t = P \cdot R / (2 \cdot S \cdot E - 0.4 \cdot P) + \text{Corrosion}$																							
24	$t = 101.31 \cdot 14 / (2 \cdot 20000 \cdot 0.85 - 0.4 \cdot 101.31) + 0.125$																							
25		t =	0.167	in																				
26																								
27	Espesor mínimo de diseño del cuerpo																							
28		t =	0.209	in																				
29	Espesor nominal: (Seleccione el espesor comercial adecuado)																							
30		t =	0.250	in	PLATE 1/4" SA-516-G70																			
31																								
32	MAWP: MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE / MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMITIDA Hot & corroded, UG-27(c)(1).																							
33	$P = S \cdot E \cdot t / (R + 0.6 \cdot t) - P_s$																							
34	$P = (20000 \cdot 0.85 \cdot 0.125) / (14.125 + 0.075) - 1.31$																							
35		P =	148.34	psi																				
36																								
37	MAP: MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE / MAXIMA PRESION DISPONIBLE New & cold, (at 70°F)UG-27(c)(1).																							
38	$P = S \cdot E \cdot t / (R + 0.6 \cdot t)$																							
39	$P = (20000 \cdot 0.85 \cdot 0.250) / (14 + (0.6 \cdot 0.250))$																							
40		P =	300.35	psi																				
41																								
42	% EXTREME FIBER ELONGATION/ % ELONGACION MAXIMO DE FIBRA, UCS-79(d)																							
43	Espesor de la lámina del cuerpo																							
44		t =	0.2500	in																				
45	Final center line radius																							
46		Rf =	14.125	in	Rf = Ri + tn/2 Entonces = (28/2) + (0.25/2)																			
47	Original center line radius (equals infinity for flat plate)																							
48		Ro =	infinity	in																				
49																								
50	$\% = ((50 \cdot t) / Rf) \cdot (1 - Rf / Ro)$																							
51	$\% = ((50 \cdot 0.250) / 14.125) \cdot (1 - 14.125 / \text{infinity})$																							
52		% =	0.8850																					
53																								
54																								
55																								
56																								
57																								
58																								

Fuente: Autores

4.1.2 Cálculo del espesor de las cabezas: Se calcula el espesor de acuerdo a lo descrito en el numeral 3.2. El usuario debe determinar comercialmente cuál es el espesor nominal que le sirve, de acuerdo a su experiencia y criterio; siempre superior al indicado por la herramienta. Se utilizó como ejemplo la cabeza

elipsoidal, por ser la más común solicitada, en caso de que sea otro tipo de cabeza, se debe actualizar la fórmula para dicho requerimiento en la herramienta.

Figura 22. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1	CABEZA ELLIPSOIDAL 2:1																							
2	ASME SECTION VIII, DIVISION 1, 2007 EDITION. ADD. 2008																							
3																								
4	DATOS DE DISEÑO																							
5	Recipiente Horizontal																							
6	Presión de diseño interna	P=	100.00	psi																				
7	Temperatura de diseño	T=	150	°F																				
8	Diámetro interior	D=	28	in																				
9	Relación del eje menor de la cabeza (2:1) = D/4	h=	7	in																				
10	Especificación del material	S=	20,000	psi @	150 °F	(ASME II - D)																		
11	Eficiencia de las juntas	Junta longitudinal	E=	0.85	(Seamless)																			
12		Junta de Cabeza a cuerpo	E=	0.85																				
13	Corrosión permitida (Interna)	c=	0.1250	in																				
14	Cabeza estática	Ps=	1.31	psi	Las dos cabezas están a la misma altura;	1 pie = 0,433 psi																		
15					SG=1, Hs=36,375" Pasando a psi tenemos	1.312531 psi																		
16																								
17	ESPESOR DE DISEÑO POR PRESION INTERNA, (CORRODED AT 150 °F) APPENDIX 1-4(c)																							
18																								
19	Factor K que depende de la proporción de la cabeza D/2h	K=	0.9884	(corroded)																				
20					K=	1.0000	(new)																	
21																								
22	$t = P \cdot D \cdot K / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) + \text{corrosion}$	t=	0.2082	in																				
23																								
24	ESPESOR MINIMO DE DISEÑO																							
25	Espesor nominal: (Seleccione el espesor comercial adecuado)																							
26		t=	0.250 in	PLATE 1/4" SA-516-G70																				
27																								
28																								
29	MAWP: MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE / MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMITIDA Hot & corroded, Appendix 1-4(c).																							
30																								
31	$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot h / (K \cdot D + 0.2 \cdot t) - P_s$																							
32					P=	150.77	psi																	
33	$P = (2 \cdot 20000 \cdot 0.85 \cdot 0.125) / (0.9884 \cdot 28.25 + (0.2 \cdot 0.125)) - 1.31$																							
34																								
35	MAP (MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE) New & cold, (at 70°F)UG-27(c)(1).																							
36																								
37	$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot h / (K \cdot D + 0.2 \cdot t)$																							
38					P=	303.03	psi																	
39	$P = (2 \cdot 20000 \cdot 0.85 \cdot 0.250) / (1 \cdot 28 + (0.2 \cdot 0.250))$																							
40																								
41																								
42																								
43	% Extreme fiber elongation, UCS-79(d)																							
44																								
45	Plate thickness	t=	0.250	in																				
46	Final center line radius	Rf=	4.885	in	Rf = 1.D*0.17 + t/2 Entonces: Rf = 28*0.17 + 0.25/2																			
47	Original center line radius (equals infinity for flat plate)	Ro=	infinity	in	Rf = 4.885																			
48																								
49	$\% = ((75 \cdot t) / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$																							
50																								
51	$\% = ((75 \cdot 0.250) / 4.885) \cdot (1 - 4.885 / \text{infinity})$																							
52																								
53																								
54																								

Elipsoidal

Fuente: Autores

4.1.3 Cálculo del espesor de las conexiones: Se calcula el espesor de acuerdo a lo descrito en el numeral 3.3. El usuario debe determinar comercialmente cuál es el espesor nominal que le sirve, de acuerdo a su experiencia y criterio; siempre superior al indicado por la herramienta.

Figura 23. Resultados del espesor de las conexiones en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Herramienta Informática

Diametro Exterior (in)	Espesor (in)	Diametro Interior (in)	Tamaño
8.625	0.322	7.981	8"
6.625	0.28	6.065	6"
12.75	0.406	11.938	12"
3.5	0.216	3.068	3"
4.5	0.237	4.026	4"

ESPESOR REQUERIDO EN CUELLOS DE BOQUILLA PARA RECIPIENTES SUJETOS A PRESION INTERNA (Código UG-45):

1. El espesor es el calculado para la carga aplicable, con margen por corrosión, pero no debe ser menor de:
2. El espesor de pared requerido para el recipiente (suponiendo E 1.0) (Ver nota)
3. El espesor mínimo del tubo de pared estándar + margen por corrosión

1. El espesor es el calculado para la carga aplicable, con margen por corrosión, pero no debe ser menor de:
 2. El espesor de pared requerido para el recipiente (suponiendo E 1.0) (Ver nota)
 3. El espesor mínimo del tubo de pared estándar + margen por corrosión

Fuente: Autores

4.2 RESULTADOS CON HERRAMIENTA COMPUTACIONAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPO CILÍNDRICO VERTICAL (SEPARADOR DE PRUEBA) SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA SEGÚN CÓDIGO ASME.

El mismo procedimiento enumerado en el apartado anterior con el equipo horizontal se ejecuta con el equipo vertical.

Datos Equipo Vertical:

Tabla 8. Datos básicos de ingeniería conceptual de la especialidad de proceso para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba)

SERVICIO	SEPARADOR DE PRUEBA
POSICION	VERTICAL
PRESION DE DISEÑO (P)	90 PSIG
PRESION DE TRABAJO	20 PSIG
TEMPERATURA DE DISEÑO	150°F
ALTURA FALDA SOPORTE	2,6 PIES
DIAMETRO INTERNO (D)	4 PIES; 48 PULG
LONGITUD ENTRE TANGENCIAS (L)	12 PIES; 144 PULG
REVESTIMIENTO EXTERNO	NO
REVESTIMIENTO INTERNO	NO
TIPO DE CABEZA	ELIPTICA 2:1
ESFUERZO PERMISIBLE A 150°F (S)	20,000 PSI
ESFUERZO FLUENCIA A 150°F (Sy)	38,000 PSI
ESFUERZO PERMISIBLE A TEMPERATURA AMBIENTE (St)	20,000 PSI

Materiales que lo van a componer:

Fuente: Autores

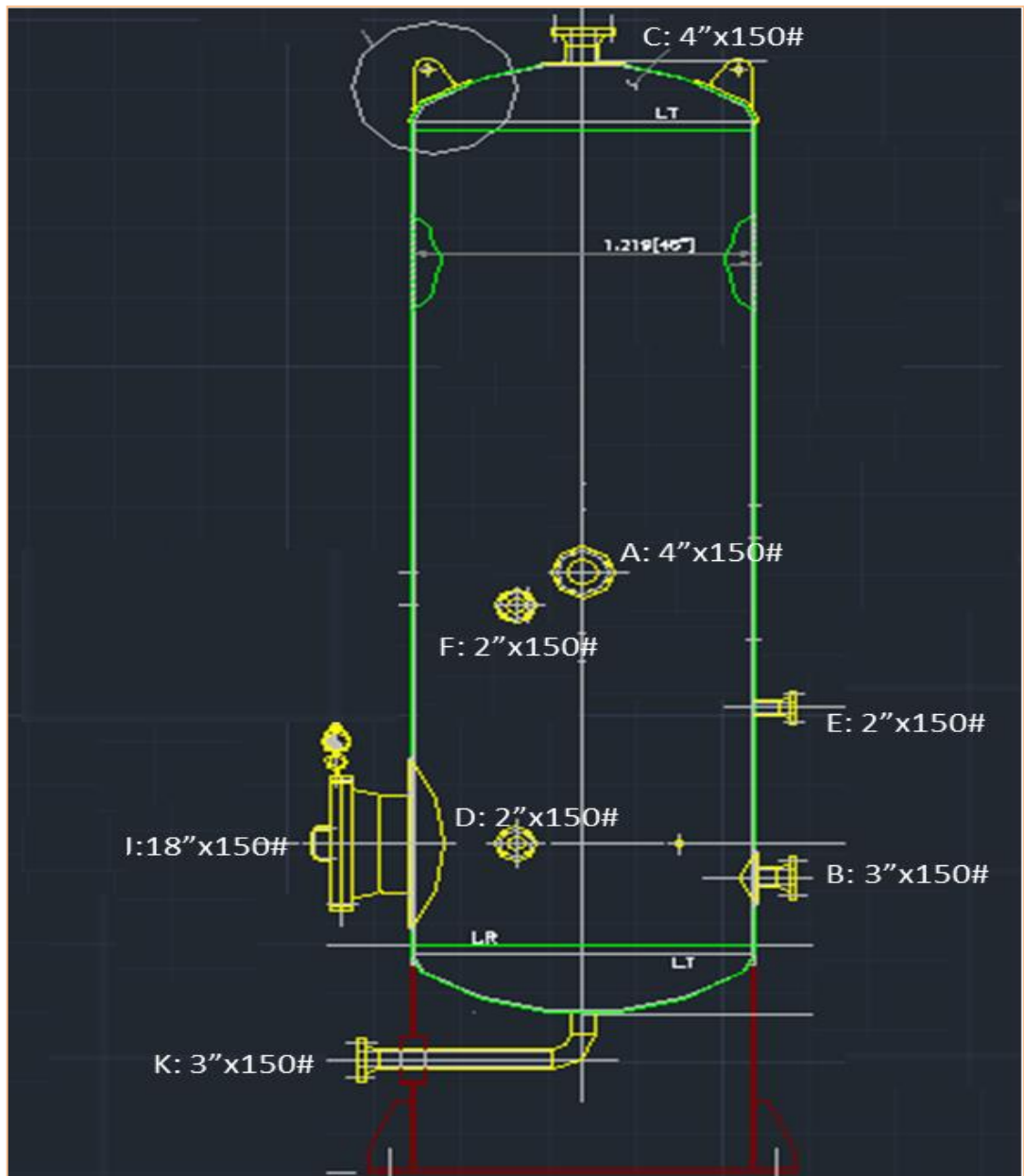
Tabla 9. Especificaciones de materiales para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba)

ITEM	MATERIAL	ALLOWABLE STRESS	Sy
SHELL	SA-516 70 N	20000	38000
HEAD TOP	SA-516 70 N	20000	38000
HEAD BOTTOM	SA-516 70 N	20000	38000
NOZZLE	SA-106 B Smls pipe	17100	52500

Fuente: Autores

Diagrama o sketch:

Figura 24. Diagrama de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) con sus respectivas conexiones para el uso de la herramienta informática en el diseño mecánico básico



Fuente: Autores

4.2.1 Cálculo del espesor del cuerpo

Figura 25. Resultados del espesor del cuerpo en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática

Diseño de espesor del cuerpo	
ASME SECTION VIII, DIVISION 1, 2007 EDITION, ADD. 2008	
DATOS DE DISEÑO	
Recipiente Vertical Soportado con Faldón	
Presión de diseño	P= 90.00 psi
Temperatura de diseño	T= 150 °F
Diámetro interno	D= 48 in
Longitud entre costuras	L= 144 in
Especificación del material	SA-516-GR 70 N
Eficiencia de soldaduras	Junta longitudinal E= 1 Junta circunferencial E= 1
Corrosión aceptada	C= 0.125 in
Presión por cabeza estática	Ps= 5.99 psi
	Cálculo de Presión por Cabeza estática 1 pie = 0.433 psi Hs = 166 in SG = 1 P=0.433*(Hs/12)*SG 5.99833 psi
Espesor de diseño	
Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) UG-27(c)(1)	
$t = P \cdot R / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + \text{Corrosion}$	
$t = 95.99 \cdot 24.125 / (20000 \cdot 1 - 0.6 \cdot 95.99) + 0.125$	t = 0.2411 in
Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) UG-27(c)(2)	
$t = P \cdot R / (2 \cdot S \cdot E - 0.4 \cdot P) + \text{Corrosion}$	
$t = 95.99 \cdot 24.125 / (2 \cdot 20000 \cdot 1 - 0.4 \cdot 95.99) + 0.125$	t = 0.183 in
Espesor mínimo de diseño del cuerpo	t = 0.241 in
Espesor nominal: (Seleccione el espesor comercial adecuado)	t = 0.250 in PLATE 1/4" SA-516-G70
MAWP: MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE / MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMITIDA Hot & corroded, UG-27(c)(1).	
$P = S \cdot E \cdot t / (R \cdot (1 + 0.6 \cdot t)) + Ps$	
$P = (20000 \cdot 1 \cdot 0.250) / (24.125 + (0.6 \cdot 0.250)) + 5.99$	P = 97.32 psi
MAP: MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE / MAXIMA PRESION DISPONIBLE New & cold, (at 70°F)UG-27(c)(1).	
$P = S \cdot E \cdot t / (R \cdot (1 + 0.6 \cdot t))$	
$P = (20000 \cdot 1 \cdot 0.250) / (24 + (0.6 \cdot 0.250))$	P = 207.04 psi
% EXTREME FIBER ELONGATION/ % ELONGACION MAXIMO DE FIBRA, UCS-79(d)	
Espesor de la lámina del cuerpo	t = 0.2500 in
Final center line radius	Rf = 24.125 in
Original center line radius (equals infinity for flat plate)	Ro = infinity in
	Entonces = $Rf = (48/2) + (0.25/2)$ Rf = 24.125
$\% = ((50 \cdot t) / Rf) \cdot ((1 - Rf/Ro))$	
$\% = ((50 \cdot 0.250) / 24.125) \cdot ((1 - 24.125/infinity))$	% = 0.5181

Fuente: Autores

4.2.2 Cálculo del espesor de las cabezas

Figura 26. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1	CABEZA ELLIPSOIDAL 2:1																							
2	ASME SECTION VIII, DIVISION 1, 2007 EDITION. ADD. 2008																							
4	DATOS DE DISEÑO																							
5	Recipiente Vertical Soportado con Faldón																							
6	Presión de diseño interna	P=	90.00	psi																				
7	Temperatura de diseño	T=	150	°F																				
8	Diámetro interior	D=	48	in																				
9	Relación del eje menor de la cabeza (2:1) = D/4	h=	12	in																				
10	Especificación del material	S=	SA-516-GR 70 N	20,000	psi @	150	°F	(ASME II - D)																
11	Eficiencia de las juntas	E=	1	(Seamless)																				
12		E=	1	(Seamless)																				
13	Corrosión permitida (Interna)	c=	0.125	in																				
14	Cabeza estática	Ps=	6.50	psi	Cálculo de Presión por Cabeza estática	1 pie = 0,433	psi																	
15					Hs =	180.25	in																	
16					SG =	1	P=0,433*(Hs/12)*SG	6.504021	psi															
17	ESPESOR DE DISEÑO POR PRESION INTERNA, (CORRODED AT 150 °F) APPENDIX 1-4(c)																							
19	Factor K que depende de la proporción de la cabeza D/2h	K=	0.9931	(corroded)																				
20		K=	1.0000	(new)																				
22	$t = P \cdot D \cdot K / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) + \text{corrosion}$	t=	0.2407	in																				
24	ESPESOR MINIMO DE DISEÑO																							
25		t=	0.2407	in																				
26	Espesor nominal: (Seleccione el espesor comercial adecuado)																							
27		t=	0.250	in	PLATE 1/4" SA-516-G70																			
29	MAWP: MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE / MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMITIDA Hot & corroded, Appendix 1-4(c).																							
31	$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D + 0.2 \cdot t) - P_s$																							
33		P=	97.78	psi																				
36	MAP (MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE) New & cold, (at 70°F)UG-27(c)(1).																							
38	$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D + 0.2 \cdot t)$																							
40		P=	208.12	psi																				
43	% Extreme fiber elongation, UCS-79(d)																							
45	Plate thickness	t=	0.250	in																				
46	Final center line radius	Rf=	8.285	in	Rf = I.D*0.17 + t/2	Rf = 8.285																		
47	Original center line radius (equals infinity for flat plate)	Ro=	infinity	in																				
49	$\% = (75 \cdot t / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$																							
51		% =	2.263																					
53	The extreme fiber elongation does not exceed 5%																							
54																								

Elipsoidal

Fuente: Autores

4.2.3 Cálculo del espesor de las conexiones

Figura 27. Resultados del espesor de las conexiones en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Herramienta Informática

Diametro Exterior (in)	Espesor (in)	Diametro Interior (in)	Tamaño
2.375	0.154	2.067	8"
6.625	0.28	6.065	6"
12.75	0.406	11.938	12"
3.5	0.216	3.068	3"
4.5	0.237	4.026	4"

ESPESOR REQUERIDO EN CUELLOS DE BOQUILLA PARA RECIPIENTES SUJETOS A PRESION INTERNA (Código UG-45):

1. El espesor es el calculado para la carga aplicable, con margen por corrosión, pero no debe ser menor de:
2. El espesor de pared requerido para el recipiente (suponiendo E 1.0) (Ver nota)
3. El espesor mínimo del tubo de pared estándar + margen por corrosión

Diseño de espesor para la conexión de 2"

Espeor Requerido en cuellos de Boquilla para recipientes sujetos a presión interna UG-45

ASME SECTION VIII, DIVISION 1, 2007 EDITION, ADD. 2008

DATOS DE DISEÑO

1. El espesor es calculado para la carga aplicable, con margen por corrosión,

Presión de diseño P= 90.00 psi

Temperatura de diseño T= 150 °F

Diámetro interno D= 2.067 in Este ID coincide con tubo de 3" SCH 40 (Propuesto)

Longitud entre costuras L= NA in

Material specification SA-106 GR B S= 17,100 psi @ 150 °F (ASME II - D)

Joint efficiency Longitudinal joint E= 1

Circumferential joint E= 1

Corrosion allowance (Inner) c= 0.125 in

Static liquid head (Head bottom) Ps= 5.56 psi Cálculo de Presión por Cabeza estática 1 pie = 0.433 psi

Hs = 154 in

SG = 1 P=0.433*(Hs/12)*SG 5.556833 psi

Espeor de diseño

Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) UG-27(c)(1)

$$t = P \cdot R / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + \text{Corrosion}$$

$$t = 95.56 \cdot 1,1585 / (17100 \cdot 1 - 0.6 \cdot 95.56) + 0.125 \quad t = 0.1315 \text{ in}$$

Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) UG-27 (c)(2)

$$t = P \cdot R / (2 \cdot S \cdot E - 0.4 \cdot P) + \text{Corrosion}$$

$$t = 95.56 \cdot 1,1585 / (2 \cdot 17100 \cdot 1 - 0.4 \cdot 95.56) + 0.125 \quad t = 0.128 \text{ in}$$

Espeor mínimo de diseño del cuerpo t = 0.131 in

Espeor nominal (Selección el espeor comercial adecuado) t = 0.154 in 2" SCH 40 SA 106 GR B SEAMLESS CUMPLE

2. Pero no debe ser menor de:

2.1. El espeor de pared requerido para el recipiente (Suponemos E= 1): t = 0.25 in Normalizado a espeor comercial

2.2 El espeor mínimo del tubo de pared estándar + margen por corrosión:

Espeor mínimo Tubo STD = 0.154 in Margen por corrosión = 0.125 in

$$t_b = 0.279 \text{ in}$$

El espeor que cumple para tubería de 2" de diámetro es la designación SCH 160 con un valor de 0.344 in

MAWP: MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE / MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMITIDA Hot & corroded, UG-27(c)(1).

$$P = S \cdot E \cdot W / (R + 0.6 \cdot t) - P_s$$

$$P = (17100 \cdot 1 \cdot 0.029) / (1.1585 + (0.6 \cdot 0.029)) - 5.56 \quad P = 416.16 \text{ psi}$$

MAP: MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE / MAXIMA PRESION DISPONIBLE New & cold, (at 70°F) UG-27(c)(1).

$$P = S \cdot E \cdot W / (R + 0.6 \cdot t)$$

$$P = (17100 \cdot 1 \cdot 0.154) / (1.0335 + (0.6 \cdot 0.154)) \quad P = 2338.93 \text{ psi}$$

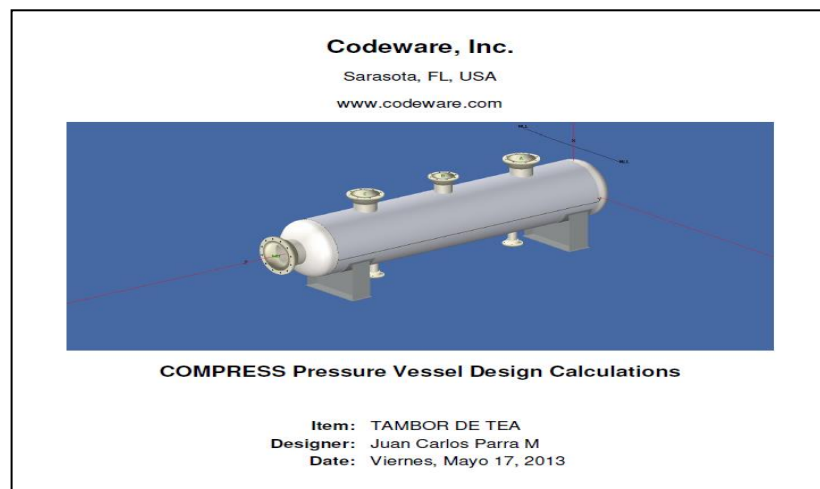
Fuente: Autores

5. VERIFICACIÓN DEL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL.

Con la utilización de la herramienta computacional mediante ejemplos de diseños mecánicos básicos de equipos cilíndricos horizontales y verticales se compararon los resultados obtenidos contra resultados de un Software Comercial, con base en datos hipotéticos en ingeniería conceptual de la especialidad de procesos.

5.1 RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE UN EQUIPO CILÍNDRICO HORIZONTAL DENOMINADO TAMBOR DE TEA A TRAVÉS DE SOFTWARE COMERCIAL “COMPRESS” DE LA COMPAÑÍA CODEWARE.

Figura 28. Diagrama de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware



Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos

Parra M. Ítem: TAMBOR DE TEA.[en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

Figura 29. Especificaciones en conexiones de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Nozzle Schedule

Nozzle mark	Service	Size	Materials		Impact Tested	Normalized	Fine Grain	Flange	Blind
A	Conexión A	NPS 8 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 8 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
B	Conexión B	NPS 6 Sch 120	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 6 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
C	Conexión C	NPS 8 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 8 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
D	Conexión D	NPS 3 Sch 160	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 3 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
E	Conexión E	NPS 3 Sch 160	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 3 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
MH	Manhole	NPS 12 XS	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 12 Class 150 WN A105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		

Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: TAMBOR DE TEA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

Figura 30. Especificaciones de espesores en componentes de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Thickness Summary

Component Identifier	Material	Diameter (in)	Length (in)	Nominal t (in)	Design t (in)	Total Corrosion (in)	Joint E	Load
Cabeza elíptica #2	SA-516 70	28 ID	7,25	0,25*	0,2083	0,125	0,85	Internal
Straight Flange on Cabeza elíptica #2	SA-516 70	28 ID	2	0,25	0,2095	0,125	0,85	Internal
Cuerno	SA-516 70	28 ID	120	0,25	0,2095	0,125	0,85	Internal
Straight Flange on Cabeza elíptica 1	SA-516 70	28 ID	2	0,25	0,2095	0,125	0,85	Internal
Cabeza elíptica 1	SA-516 70	28 ID	7,25	0,25*	0,2083	0,125	0,85	Internal

Nominal t: Vessel wall nominal thickness

Design t: Required vessel thickness due to governing loading + corrosion

Joint E: Longitudinal seam joint efficiency

* Head minimum thickness after forming

Load

internal: Circumferential stress due to internal pressure governs

external: External pressure governs

Wind: Combined longitudinal stress of pressure + weight + wind governs

Seismic: Combined longitudinal stress of pressure + weight + seismic governs

Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: TAMBOR DE TEA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

5.1.2 Cálculo del espesor de la cabeza:

Figura 32. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico horizontal (Tambor de TEA) a través de Software Comercial "COMPRESS" de la Compañía Codeware

Cabeza elíptica #2	
ASME Section VIII, Division 1, 2010 Edition, A11 Addenda	
Component:	Ellipsoidal Head
Material Specification:	SA-516 70 (II-D p.18, In. 19)
Material impact test exemption temperature from Fig UCS-66 Curve B = -20 °F	
Fig UCS-66.1 MDMT reduction = 46,2 °F, (coincident ratio = 0,5661)	
Rated MDMT of -66,2°F is limited to -55°F by UCS-66(b)(2)	
UCS-66 governing thickness = 0,25 in	
Internal design pressure: P = 100 psi @ 150 °F	
Static liquid head:	
P _s = 1,31 psi (SG=1, H _s =36,375" Operating head)	
P _{th} = 1,31 psi (SG=1, H _s =36,25" Horizontal test head)	
Corrosion allowance:	Inner C = 0,125" Outer C = 0"
Design MDMT = -20°F	No impact test performed
Rated MDMT = -55°F	Material is not normalized
	Material is not produced to fine grain practice
	PWHT is not performed
	Do not Optimize MDMT / Find MAWP
Radiography:	Category A joints - Spot UW-11(b) Type 1
	Head to shell seam - Spot UW-11(b) Type 1
Estimated weight*:	new = 68,9 lb corr = 34,8 lb
Capacity*:	new = 17,8 US gal corr = 18,3 US gal
* includes straight flange	
Inner diameter	= 28"
Minimum head thickness	= 0,25"
Head ratio D/2h	= 2 (new)
Head ratio D/2h	= 1,9825 (corroded)
Straight flange length L _{sf}	= 2"
Nominal straight flange thickness t _{sf}	= 0,25"
Results Summary	
The governing condition is internal pressure.	
Minimum thickness per UG-16	= 0,0625" + 0,125" = 0,1875"
Design thickness due to internal pressure (t)	= <u>0,2083"</u>
Maximum allowable working pressure (MAWP)	= <u>150,77</u> psi
Maximum allowable pressure (MAP)	= <u>303,03</u> psi
K (Corroded)	
K=(1/6)*[2 + (D / (2*h))²]=(1/6)*[2 + (28,25 / (2*7,125))²]=0,988355	
K (New)	
K=(1/6)*[2 + (D / (2*h))²]=(1/6)*[2 + (28 / (2*7))²]=1	

17/97

Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: TAMBOR DE TEA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

5.2 RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE UN EQUIPO CILÍNDRICO VERTICAL DENOMINADO SEPARADOR DE PRUEBA A TRAVÉS DE SOFTWARE COMERCIAL “COMPRESS” DE LA COMPAÑÍA CODEWARE.

Figura 33. Diagrama de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware



Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

Figura 34. Especificaciones de espesores en componentes de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Thickness Summary

Component Identifier	Material	Diameter (in)	Length (in)	Nominal t (in)	Design t (in)	Total Corrosion (in)	Joint E	Load
Ellipsoidal Head #2	SA-516 70	48 ID	12,25	0,25*	0,2338	0,125	1,00	Internal
Straight Flange on Ellipsoidal Head #2	SA-516 70	48 ID	2	0,25	0,2349	0,125	1,00	Internal
Cylinder #1	SA-516 70	48 ID	96	0,25	0,2391	0,125	1,00	Internal
Cylinder #2	SA-516 70	48 ID	48	0,25	0,2412	0,125	1,00	Internal
Straight Flange on Ellipsoidal Head #1	SA-516 70	48 ID	2	0,25	0,2413	0,125	1,00	Internal
Ellipsoidal Head #1	SA-516 70	48 ID	12,25	0,25*	0,2407	0,125	1,00	Internal
Support Skirt #1	SA-516 70	48,5 ID	31,2	0,25	0,0137	0	0,55	Wind

Nominal t: Vessel wall nominal thickness

Design t: Required vessel thickness due to governing loading + corrosion

Joint E: Longitudinal seam joint efficiency

* Head minimum thickness after forming

Fuente: CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en: www.codeware.com

Figura 35. Especificaciones en conexiones de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) mediante el uso de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Nozzle Schedule

Nozzle mark	Service	Size	Materials		Impact Tested	Normalized	Fine Grain	Flange	Blind
A	Conexión A	NPS 4 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 4 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
B	CONEXION B	NPS 3 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 3 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
C	Salida gas	NPS 4 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 4 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
D	Conexión D	NPS 2 Sch 160	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 2 Class 150 WNA105	No
E	CONEXION E	NPS 2 Sch 0,281	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 2 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
F	Conexión F	NPS 2 Sch 160	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 2 Class 150 WNA105	No
J	Manhole	NPS 18 Sch 80	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 18 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		
K	DRENAJE	NPS 3 Sch 80 (XS)	Nozzle	SA-106 B Smls pipe	No	No	No	NPS 3 Class 150 WNA105	No
			Pad	SA-516 70	No	No	No		

Funte: Codeware, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

5.2.2 Cálculo del espesor de la cabeza:

Figura 37. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal No.1 en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Ellipsoidal Head #1	
ASME Section VIII, Division 1, 2010 Edition, A11 Addenda	
Component:	Ellipsoidal Head
Material Specification:	SA-516 70 (II-D p.18, In. 19)
Straight Flange governs MDMT	
Internal design pressure: P = 90 psi @ 150 °F	
Static liquid head:	
P _s = 6,5 psi (SG=1, H _s =180,125" Operating head)	
P _{in} = 1,73 psi (SG=1, H _s =48" Horizontal test head)	
Corrosion allowance:	Inner C = 0,125" Outer C = 0"
Design MDMT = -20°F	No impact test performed
Rated MDMT = -26,6°F	Material is not normalized
	Material is not produced to fine grain practice
	PWHT is not performed
	Do not Optimize MDMT / Find MAWP
Radiography:	Category A joints - Seamless No RT
	Head to shell seam - Full UW-11(a) Type 1
Estimated weight*:	new = 211 lb corr = 106,1 lb
Capacity*:	new = 78,3 US gal corr = 79,8 US gal
* includes straight flange	
Inner diameter	= 48"
Minimum head thickness	= 0,25"
Head ratio D/2h	= 2 (new)
Head ratio D/2h	= 1,9897 (corroded)
Straight flange length L _{sf}	= 2"
Nominal straight flange thickness t _{sf}	= 0,25"
Results Summary	
The governing condition is internal pressure.	
Minimum thickness per UG-16	= 0,0625" + 0,125" = 0,1875"
Design thickness due to internal pressure (t)	= <u>0,2407"</u>
Maximum allowable working pressure (MAWP)	= <u>97,79</u> psi
Maximum allowable pressure (MAP)	= <u>208,12</u> psi
K (Corroded)	
K=(1/6)*[2 + (D / (2*h))²]=(1/6)*[2 + (48,25 / (2*12,125))²]=0,993145	
K (New)	
K=(1/6)*[2 + (D / (2*h))²]=(1/6)*[2 + (48 / (2*12))²]=1	
41/125	

Fuente: Codeware, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. . [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

Figura 37. Continuación

Design thickness for internal pressure, (Corroded at 150 °F) Appendix 1-4(c)

$$\begin{aligned} t &= P \cdot D \cdot K / (2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P) + \text{Corrosion} \\ &= 96,5 \cdot 48,25 \cdot 0,993145 / (2 \cdot 20.000 \cdot 1 - 0,2 \cdot 96,5) + 0,125 \\ &= 0,2407'' \end{aligned}$$

The head internal pressure design thickness is [0,2407''](#).

Maximum allowable working pressure, (Corroded at 150 °F) Appendix 1-4(c)

$$\begin{aligned} P &= 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D + 0,2 \cdot t) - P_s \\ &= 2 \cdot 20.000 \cdot 1 \cdot 0,125 / (0,993145 \cdot 48,25 + 0,2 \cdot 0,125) - 6,5 \\ &= 97,79 \text{ psi} \end{aligned}$$

The maximum allowable working pressure (MAWP) is [97,79](#) psi.

Maximum allowable pressure, (New at 70 °F) Appendix 1-4(c)

$$\begin{aligned} P &= 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D + 0,2 \cdot t) - P_s \\ &= 2 \cdot 20.000 \cdot 1 \cdot 0,25 / (1 \cdot 48 + 0,2 \cdot 0,25) - 0 \\ &= 208,12 \text{ psi} \end{aligned}$$

The maximum allowable pressure (MAP) is [208,12](#) psi.

% Extreme fiber elongation - UCS-79(d)

$$\begin{aligned} \text{EFE} &= (75 \cdot t / R_t) \cdot (1 - R_t / R_o) \\ &= (75 \cdot 0,25 / 8,285) \cdot (1 - 8,285 / \text{infinity}) \\ &= 2,2631\% \end{aligned}$$

The extreme fiber elongation does not exceed 5%.

42/125

Fuente: Codeware, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

Figura 38. Resultados del espesor de cabeza elipsoidal No.2 en el diseño mecánico básico de equipo cilíndrico vertical (Separador de Prueba) a través de Software Comercial “COMPRESS” de la Compañía Codeware

Ellipsoidal Head #2	
ASME Section VIII, Division 1, 2010 Edition, A11 Addenda	
Component:	Ellipsoidal Head
Material Specification:	SA-516 70 (II-D p.18, In. 19)
Straight Flange governs MDMT	
Internal design pressure: P = 90 psi @ 150 °F	
Static liquid head:	
P _s = 0,72 psi (SG=1, H _s =20" Operating head)	
P _{th} = 1,73 psi (SG=1, H _s =48" Horizontal test head)	
Corrosion allowance:	Inner C = 0,125" Outer C = 0"
Design MDMT = -20 °F	No impact test performed
Rated MDMT = -31,7 °F	Material is not normalized
	Material is not produced to fine grain practice
	PWHT is not performed
	Do not Optimize MDMT / Find MAWP
Radiography:	Category A joints - Seamless No RT
	Head to shell seam - Full UW-11(a) Type 1
Estimated weight*:	new = 210,6 lb corr = 105,9 lb
Capacity*:	new = 78,3 US gal corr = 79,8 US gal
* includes straight flange	
Inner diameter	= 48"
Minimum head thickness	= 0,25"
Head ratio D/2h	= 2 (new)
Head ratio D/2h	= 1,9897 (corroded)
Straight flange length L _{sf}	= 2"
Nominal straight flange thickness t _{sf}	= 0,25"
Results Summary	
The governing condition is internal pressure.	
Minimum thickness per UG-16	= 0,0625" + 0,125" = 0,1875"
Design thickness due to internal pressure (t)	= 0,2338"
Maximum allowable working pressure (MAWP)	= 103,57 psi
Maximum allowable pressure (MAP)	= 208,12 psi

Fuente: Codeware, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

5.3 CUADRO COMPARATIVO DE RESULTADOS ENTRE HERRAMIENTA INFORMÁTICA Y SOFTWARE COMERCIAL EN EL DISEÑO MECÁNICO BÁSICO DE EQUIPOS CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES.

Tabla 10. Cuadro comparativo de resultados entre herramienta informática y software comercial en el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales

Recipiente Horizontal				
Ítem	Descripción	Herramienta Informática	Software Comercial	Verificación
1	Espesor de cuerpo	0,25 in	0,25 in	Cumple
2	Espesor de cabezas	0,25 in	0,25 in	Cumple
3	Espesor de boquillas			
3.1	Ø3 in	SCH 160	SCH 160	Cumple
3.2	Ø8 in	XS	XS	Cumple
3.3	Ø12 in	XS	XS	Cumple

Fuente: Autores

Tabla 11. Cuadro comparativo de resultados entre herramienta informática y software comercial en el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales

Recipiente Vertical				
Ítem	Parte	Herramienta Informática	Software Comercial	Verificación
1	Espesor de cuerpo	0,25 in	0,25 in	Cumple
2	Espesor de cabezas	0,25 in	0,25 in	Cumple
3	Espesor de boquillas			
3.1	Ø2 in	SCH 160	SCH 160	Cumple
3.2	Ø3 in	SCH 160	SCH 160	Cumple
3.3	Ø4 in	SCH 160	SCH 160	Cumple
3.4	Ø18 in	SCH 80	SCH 80	Cumple

Fuente: Autores

6. CONCLUSIONES

- La herramienta informática desarrollada puede utilizarse como verificación del diseño mecánico básico de recipientes a presión cilíndricos horizontal o vertical.
- El trabajo muestra el diseño de una hoja de cálculo (herramienta informática) para el diseño mecánico básico de recipientes sometidos a presión interna, esta herramienta se puede utilizar como un punto de control para la aprobación de diseños, verificándose con ella los espesores de cuerpo, tapas y boquillas tanto en recipientes cilíndricos horizontales y verticales.
- Esta herramienta está al alcance de cualquier persona, pues es desarrollada en una hoja de cálculo convencional, Excel en este caso, económica y de fácil verificación.
- El diseño de recipientes a presión en concordancia con el Código ASME, Sección VIII, División 1, se basa en reglas y no requiere una evaluación detallada de todos los esfuerzos. Se admite que altos esfuerzos secundarios elevados pueden existir pero son admitidos debido al uso de un factor de seguridad elevado y reglas de diseño para detalles específicos. Sin embargo, se requiere que todas las cargas sean consideradas.
- Los cálculos que se desarrollan no son complejos, son el producto de una serie de conclusiones obtenidas de la experiencia, en combinación con el estudio de las ciencias de ingeniería.

- Mientras el Código da fórmulas para el espesor y los esfuerzos de componentes básicos, dependerá del diseñador seleccionar los procedimientos analíticos para determinar los esfuerzos debidos a otras cargas.
- El diseñador debe familiarizarse con los diversos tipos de esfuerzos y cargas para lograr un diseño económico y seguro. El diseñador también debe considerar algunas teorías de esfuerzos y fallas con el fin de combinar esfuerzos y fijar límites de esfuerzos admisibles.
- El Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, Sección VIII, División 1 estandariza los requerimientos generales para el diseño y construcción de recipientes a presión.
- Para el diseño de recipientes presurizados lo primordial es calcular el espesor mínimo de la pared del cuerpo y cabezales para garantizar un diseño seguro y económico.
- La presión de trabajo máxima permitida, estará limitada por la envolvente (Cuerpo) o los cabezales y no por partes menores.

7. RECOMENDACIONES

- En esta herramienta informática se proyectó una hoja de cálculo para la verificación de espesor de refuerzo de ruanas en las conexiones de los recipientes, recomendamos que este trabajo se tome como base y se complemente para crear una herramienta económica y de fácil uso. Permitiendo el cálculo de recipientes a presión cilíndricos horizontales o verticales a presión interna.
- Esta hoja de cálculo puede utilizarse académicamente para complementar el tema de diseño de proceso de separadores añadiendo el diseño mecánico de recipientes en las clases de pregrado y postgrado.
- Para que se cree una herramienta que se pueda utilizar en recipientes a presión externa la diferencia radica básicamente en que los cálculos se hagan con las formulas y reglas apropiadas para tal fin y que ya están lo suficientemente validadas por el ASME.
- Los recipientes sometidos a presión, deberán ser diseñados para poder soportar las tensiones debidas a las cargas ejercidas por la presión interna o externa, el peso del recipiente lleno de líquido y toda otra sollicitación que agregue tensiones sobre las partes que lo componen.
- Los recipientes a presión deben ser diseñados para soportar las cargas ejercidas por la presión interna, peso del recipiente, viento, sismos, impactos y temperatura. El fabricante debe verificar las cargas externas en el cuerpo y cabezales del recipiente.

- La herramienta informática puede mejorar, agregando los cálculos verificables importantes: tales como los cálculos de espesor de ruana de refuerzo para las conexiones y cálculo de silletas.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. "ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1" Edición 2007, Adenda 2008.

CALDERAS DEL NORTE S.A. de C.V. Generalidades Código ASME. 35 p.

CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: TAMBOR DE TEA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

CODEWARE, Inc. Sarasota, FL, USA. COMPRESS Pressure Vessel Design Calculations Build 7320, 97 p. Mayo 17 de 2013. Designer: Juan Carlos Parra M. Ítem: SEPARADOR DE PRUEBA. [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013 disponible en www.codeware.com

GUZMÁN, L. "Diseño Mecánico de Recipientes a Presión bajo el Código ASME Sección VIII, División" Tesis de Grado, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela (2006).

HIBBELER, R. "Mecánica de Materiales" Sexta edición. Editorial Pearson Educación (2006).

LEÓN ESTRADA, Juan Manuel. "Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión" Editorial Inglesa. Edición 2001. 190 p.

L. ORIA. Diseño de Recipientes a Presión Código ASME Sección VIII. 274 p.

L. S. FLORES BERNAL, S. A. Marín Hernández, D. Romero García, E. Turiño Millán. DIREPI: Sistema para el Cálculo a Resistencia de Recipientes sometidos a Presión Interna. Facultad de Ingeniería Mecánica, Ediciones ISPJAE, 1990. 5 p.

MEGYESY. Eugene F. Manual de Recipientes a Presión “Diseño y Cálculo”. Editorial LIMUSA S.A. Edición 1992. 485 p.

MOSS, D. “Pressure Vessel Design Manual” Tercera edición. Editorial Gulf Professional Publishing (2004).

NARVÁEZ MORENO, Daniel Estuardo. “Desarrollo De Una Aplicación Computacional Para La Automatización De Planos Y Dibujos En 3d Para El Diseño De Recipientes A Presión Bajo El Código ASME SEC. VIII Div. 1” [en línea] citado el 10 de septiembre de 2013. Disponible en:<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/340/1/T-ESPE-024365.pdf> p 75

PÉREZ, Martha Ilce y CALDERÓN, Zuly. Orientaciones prácticas para la elaboración exitosa de trabajos de grado en ingeniería. Bucaramanga, División de Publicaciones UIS, Agosto de 2011. 191 p. ISBN: 978-958-8504-77-3.

PINO ROMERO, Belkis Enidian. Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. Barcelona, Agosto de 2010, 104 p. Cursos especiales de grado. Universidad de Oriente, Venezuela. Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Departamento de Ingeniería Química. Áreas de Gas.

ANEXOS

Anexo A. Herramienta informática para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales, bajo normatividad ASME

Anexo B. Herramienta informática para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales, bajo normatividad ASME

Anexo C. Resultados de Software Comercial para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos horizontales, bajo normatividad ASME

Anexo D. Resultados de Software Comercial para el diseño mecánico básico de equipos cilíndricos verticales, bajo normatividad ASME

(ver Carpeta anexa)