



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN HORIZONTAL DE
AGUA TRATADA DE 25 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD
PARA UNA CENTRAL TÉRMICA”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

MICHAEL DANIEL PERUGACHI CABEZAS

Riobamba - Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UN DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN
HORIZONTAL DE AGUA TRATADA DE 25 METROS CÚBICOS
DE CAPACIDAD PARA UNA CENTRAL TÉRMICA”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR: MICHAEL DANIEL PERUGACHI CABEZAS

DIRECTOR: Ing. JAVIER ENRIQUE ORNA CHÁVEZ

Riobamba - Ecuador

2022

©2022, Michael Daniel Perugachi Cabezas

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, Michael Daniel Perugachi Cabezas, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Riobamba, 15 de agosto de 2022



Michael Daniel Perugachi Cabezas
210028324-7

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, “**DISEÑO DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN HORIZONTAL DE AGUA TRATADA DE 25 METROS CÚBICOS DE CAPACIDAD PARA UNA CENTRAL TÉRMICA**” realizado por el señor **MICHAEL DANIEL PERUGACHI CABEZAS**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-08-15
Ing. Javier Enrique Orna Chávez DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-08-15
Ing. Carlos Oswaldo Serrando Aguiar MIEMBRO DEL TRIBUNAL		2022-08-15

DEDICATORIA

A mi madre, que con cuanto esfuerzo y sacrificio me han otorgado el privilegio de estudiar en esta prestigiosa institución, a mi abuelita que con su apoyo incondicional forjo en mí una persona llena de valores, a mis hermanos que han sido pilares fundamentales en mí desarrollo como persona y por último a todos los docentes que me supieron formar como profesional.

Michael

AGRADECIMIENTO

A mi familia en general que siempre ha sido mi motor para cumplir mis metas y objetivos, que a pesar de las dificultades siempre han impulsado a mi sueño. Un agradecimiento a mi abuela Romelia Reyes que con todas sus enseñanzas me ha ayudado a forjar carácter como ser humano. A todos los ingenieros que me vieron crecer como profesional en esta prestigiosa institución. A mis amigos que con sus palabras de aliento me dieron consejos y directrices para acabar este documento.

Michael

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xviii
RESUMEN.....	xix
SUMMARY	xx
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes.....	2
1.1.1. ASME VIII división 1.....	2
1.1.1.1. Generalidades.....	2
1.1.1.2. Alcance	3
1.1.1.3. Limitaciones.....	3
1.1.1.4. Organización de la sección VIII división 1	3
1.2. Delimitación	4
1.2.1. Delimitación espacial.....	4
1.2.2. Delimitación sectorial.....	4
1.3. Formulación del problema.....	5
1.4. Objetivos.....	5
1.4.1. Objetivo general.....	5
1.4.2. Objetivos específicos	5

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LITERATURA Y O FUNDAMENTOS TEÓRICOS	6
2.1. Recipientes a presión	6
2.1.1. Tipos de recipientes	6
2.1.2. Por su forma	6
2.1.2.1. Tanque de almacenamiento esféricos.....	6
2.1.2.2. Tanques de almacenamiento tipo cilíndricos horizontales.....	7
2.1.2.3. Tanques de almacenamiento cilíndrico tipo vertical.....	7
2.1.3. Por su uso.....	8

2.1.3.1.	<i>Recipientes de almacenamiento</i>	8
2.1.3.2.	<i>Recipientes de proceso</i>	8
2.2.	Partes del tanque	8
2.2.1.	<i>Cuerpo</i>	8
2.2.2.	<i>Casco</i>	8
2.2.3.	<i>Rompeolas</i>	9
2.2.4.	<i>Manhole</i>	9
2.2.5.	<i>Magnatel</i>	9
2.2.6.	<i>Coplas</i>	9
2.3.	<i>Cabezales</i>	9
2.3.1.	<i>Cabezales semielípticos 2:1 (UG-32. D)</i>	10
2.3.2.	<i>Otros cabezales semielípticos</i>	11
2.3.3.	<i>Cabezales toriesféricos (UG-32. E)</i>	11
2.3.4.	<i>Cabezales hemisféricos (UG-32 F)</i>	12
2.3.5.	<i>Cabezales cónicos (UG-32 G)</i>	12
2.3.6.	<i>Cabezales toricónicos</i>	12
2.3.7.	<i>Cabezas planas</i>	12
2.4.	Función y operación de recipiente a presión.	14
2.4.1.	<i>Capacidad</i>	14
2.4.2.	<i>Ubicación del recipiente a presión.</i>	14
2.5.	Selección del material	14
2.5.1.	<i>Especificaciones de los aceros</i>	14
2.6.	Corrosión	15
2.7.	Soldadura	15
2.7.1.	<i>Simbología de la soldadura</i>	17
2.8.	Tipos de juntas	17
2.8.1.	<i>Tipo de soldadura en recipientes a presión</i>	18
2.8.2.	<i>Diseño de juntas soldadas</i>	20
2.9.	Terminología	20
2.9.1.	<i>Presión de operación (Po)</i>	21
2.9.2.	<i>Presión de diseño</i>	21
2.9.3.	<i>Máxima presión de trabajo admisible (MAWP)</i>	21
2.9.4.	<i>Máxima temperatura de diseño</i>	21
2.9.5.	<i>Mínima temperatura de diseño de metal</i>	22
2.10.	Esfuerzo membrana en los recipientes a presión de pared delgada	22
2.10.1.	<i>Esfuerzo circunferencial</i>	22
2.10.2.	<i>Esfuerzo longitudinal</i>	23

2.11.	Componentes retenedores de presión	23
2.12.	Tipos de cargas.....	23

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	25
3.1.	Metodología del diseño	25
3.2.	Definición del producto	26
3.3.	Diseño del tanque de almacenamiento bajo la norma ASME VIII división 1.....	26
3.4.	Selección de material	26
3.5.	Cálculos presión de diseño	27
3.6.	Cálculo valor de la relación ideal entre longitud y diámetro (F).....	28
3.7.	Cálculo de esfuerzos en el tanque.....	31
3.8.	Cálculo sección cilíndrica (cuerpo)	32
3.8.1.	<i>Espesor del cuerpo esfuerzo circunferencial (junta longitudinal)</i>	33
3.8.2.	<i>Espesor del cuerpo esfuerzo longitudinal (junta circunferencial)</i>	35
3.9.	Diseño a presión interna.....	36
3.9.1.	<i>Cálculo del espesor requerido del cuerpo del recipiente a presión interna</i>	36
3.9.2.	<i>Máxima presión admisible de trabajo (MAWP)</i>	37
3.9.3.	<i>Máxima presión admisible (MAP)</i>	38
3.9.4.	<i>Cálculo del espesor requerido del cabezal hemisférico a presión interna</i>	39
3.9.4.1.	<i>Cabezales hemisféricos presión lado cóncavo</i>	39
3.10.	Volumen de los cabezales del tanque	41
3.11.	Cálculo de la longitud del cuerpo cilíndrico.....	41
3.12.	Cálculo de la longitud total del recipiente	42
3.13.	Diseño a presión externa	43
3.13.1.	<i>Diseño a presión externa del cuerpo</i>	43
3.13.1.1.	<i>Anillos atiesadores</i>	50
3.13.2.	<i>Diseño a presión externa de los cabezales hemisféricos</i>	53
3.13.2.1.	<i>Cabezales hemisféricos presión sobre lado convexo</i>	54
3.14.	Verificación de espesores por tensiones.....	55
3.14.1.	<i>Esfuerzos debido al viento</i>	55
3.14.2.	<i>Esfuerzos por impacto</i>	56
3.14.3.	<i>Esfuerzos debido a movimientos sísmicos</i>	56
3.14.4.	<i>Esfuerzos generados por el peso propio y contenido</i>	57
3.15.	Cálculo del peso del recipiente vacío.....	58
3.15.1.	<i>Cálculo del peso de los cabezales</i>	58

3.15.2.	<i>Cálculo del peso del cuerpo</i>	59
3.15.3.	<i>Cálculo del recipiente lleno con agua</i>	60
3.15.4.	<i>Cálculo de la carga a soportar de las silletas</i>	61
3.16.	Dimensionamiento de las silletas	62
3.16.1.	<i>Esfuerzos presentes en las silletas</i>	63
3.16.1.1.	<i>Valores de la constante K</i>	64
3.16.1.2.	<i>Esfuerzo longitudinal por flexión</i>	65
3.16.1.3.	<i>Esfuerzo por corte tangencial</i>	68
3.16.1.4.	<i>Esfuerzos circunferenciales</i>	71
3.16.2.	<i>Área efectiva de la placa de la silleta</i>	73
3.17.	Expansiones y contracciones en el recipiente	76
3.18.	Cálculo de orejas de izaje	77
3.18.1.	<i>Verificación por soldadura de orejas de izaje</i>	80
3.19.	Registro para entrada de hombre (Manhole)	81
3.19.1.	<i>Dimensionamiento del tubo de inspección</i>	82
3.19.2.	<i>Cálculo del área de refuerzo</i>	84
3.19.3.	<i>Cálculo de brida para el registro</i>	90
3.19.4.	<i>Cálculo del espesor de la tapa</i>	95
3.19.5.	<i>Cálculo del espesor de la tapa para el registro</i>	97
3.20.	Selección de bridas	100
3.21.	Soldadura	103
3.22.	Cálculo de la temperatura de diseño mínima del metal (MDMT)	104
3.22.1.	<i>MDMT para el cilindro</i>	104
3.22.2.	<i>MDMT para la cabeza hemisférica</i>	104
3.22.3.	<i>MDMT para las gargantas</i>	105
3.22.4.	<i>Porcentaje máximo de elongación de la fibra externa (cuerpo)</i>	106

CAPÍTULO IV

4.	RESULTADOS	107
4.1.	Validación de componentes en el software CAE	107
4.1.1.	<i>Objetivos</i>	107
4.1.2.	<i>Alcance</i>	107
4.1.3.	<i>Documentos de referencia</i>	107
4.1.4.	<i>Códigos, estándares y normas aplicables</i>	108
4.1.5.	<i>Descripción del análisis</i>	108
4.1.6.	<i>Bases y premisas del análisis</i>	108

4.1.7. Método de análisis	108
4.1.8. Descripción del modelo numérico.....	109
4.1.9. Geometría.....	109
4.1.10. Mallado	110
4.1.11. Materiales.....	115
4.1.12. Cargas y condiciones de borde	115
4.1.13. Validación del modelo	116
4.1.13.1. Análisis de esfuerzos por Rankine	116
4.1.13.2. Análisis de deformación total	119
4.1.13.3. Análisis de factor de seguridad	120
4.1.14. Análisis de esfuerzos locales en aberturas y puntos críticos	121
4.1.15. Análisis de orejas de izaje.....	123
4.1.15.1. Análisis de esfuerzos.....	124
4.1.15.2. Análisis de factor de seguridad	125
4.1.16. Análisis de la silleta	126
4.1.16.1. Análisis de esfuerzos.....	127
4.1.16.2. Análisis de deformación total	127
CONCLUSIONES.....	131
RECOMENDACIONES.....	132
BIBLIOGRAFÍA	
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Organización del código ASME sección VIII división 1	3
Tabla 2-1: Organización de la subsección A del código ASME VIII división 1.	4
Tabla 1-2: Especificaciones generales de los aceros.....	15
Tabla 2-2: Tipos de soldadura en un recipiente a presión.....	19
Tabla 3-2: Espesor de lámina de refuerzo para cada espesor nominal de placa.	19
Tabla 4-2: Diseño de juntas soldadas en recipientes a presión.	20
Tabla 5-2: Cargas estable e inestables.	24
Tabla 1-3: Requerimientos mínimos de diseño.....	26
Tabla 2-3: Propiedades de los materiales implementados en el recipiente	27
Tabla 3-3: Composición química de los materiales	27
Tabla 4-3: Datos para el cálculo de F.....	29
Tabla 5-3: Longitud del cuerpo del recipiente	30
Tabla 6-3: Datos para el cálculo de esfuerzos del tanque	31
Tabla 7-3: Resumen de esfuerzos internos en el tanque de almacenamiento	32
Tabla 8-3: Datos para el cálculo sección cilíndrica.....	33
Tabla 9-3: Resumen de espesores tanto esfuerzo longitudinal como circunferencial.....	36
Tabla 10-3: Tabla resumen de espesor del cuerpo	37
Tabla 11-3: Datos para el cálculo de MAWP	38
Tabla 12-3: Tabla resumen de MAWP y MAP para el cuerpo.....	39
Tabla 13-3: Datos para el cálculo del cabezal aplicado al recipiente.....	39
Tabla 14-3: Resumen de MAWP en los cabezales hemisféricos	41
Tabla 15-3: Valores para el cálculo de la longitud total del recipiente.....	42
Tabla 16-3: Datos para el cálculo de diseño a presión interna (cuerpo)	44
Tabla 17-3: Datos para teorema de Steiner.....	51
Tabla 18-3: Valores de módulo de elasticidad para diferentes temperaturas.....	53
Tabla 19-3: Valores de presión admisible (presión externa) del recipiente	55
Tabla 20-3: Valores de peso teórico de los aceros	58
Tabla 21-3: Datos para el cálculo del peso del tanque con agua	60
Tabla 22-3: Tabla Resumen de los pesos del recipiente (Kg).....	61
Tabla 23-3: Dimensiones de el diseño de las silletas (mm)	63
Tabla 24-3: Valores de la contante K.....	64
Tabla 25-3: Datos para el cálculo de los esfuerzos longitudinales	65
Tabla 26-3: Tabla resumen de máximo esfuerzo longitudinal.....	68
Tabla 27-3: Datos para el cálculo de esfuerzos de corte tangencial.....	69

Tabla 28-3: Tabla resumen de esfuerzo por corte tangencial.	71
Tabla 29-3: Resumen de esfuerzos circunferenciales	73
Tabla 30-3: Datos del material SA-36	75
Tabla 31-3: Valores de esfuerzos y fuerzas aplicado en las silletas.....	76
Tabla 32-3: Longitud mínima de ranura “a”.....	77
Tabla 33-3: Dimensiones en pulgadas de las orejas de izaje	78
Tabla 34-3: Resumen de áreas para elementos de izaje.....	81
Tabla 35-3: Datos para el cálculo del registro para entrada del hombre.....	82
Tabla 36-3: Datos para el cálculo del registro para entrada del hombre.....	84
Tabla 37-3: Datos para el cálculo del registro para las bridas de DN25 y DN50.	85
Tabla 38-3: Resumen de áreas del refuerzo para las bridas del tanque.....	89
Tabla 39-3: Ancho efectivo del asentamiento del empaque b.	93
Tabla 40-3: Dimensiones de las bridas estándar para el Manhole (mm)	93
Tabla 41-3: Dimensiones del empaque	95
Tabla 42-3: Datos para el cálculo total del tornillo SA 516 Gr 70	96
Tabla 43-3: Datos para la carga total del tornillo.....	96
Tabla 44-3: Datos para la carga total del tornillo SA 516 Gr 70	97
Tabla 45-3: Valores del área del tornillo para la tapa del Manhole	100
Tabla 46-3: Parámetros para el cálculo de la brida (WN).....	101
Tabla 47-3: Requisitos de espesor mínimo de la boquilla.	102
Tabla 48-3: Lista de bridas instaladas.....	103
Tabla 49-3: Espesor gobernante requerimientos.....	105
Tabla 50-3: Resumen de espesores corroídos con sus respectivos MDMT	105
Tabla 1-4: Resumen de cargas de los componentes del recipiente	108
Tabla 2-4: Características del mallado del tanque	111
Tabla 3-4: Propiedades del mallado general (Método Automático)	112
Tabla 4-4: Propiedades del mallado de las bridas.....	112
Tabla 5-4: Métrica obtenida del mallado del recipiente.....	113
Tabla 6-4: Análisis de convergencia.....	114
Tabla 7-4: Nodos y elementos del recipiente.....	115
Tabla 8-4: Esfuerzo admisible	115
Tabla 9-4: Esfuerzos calculados Von Mises	117
Tabla 10-4: Esfuerzos máximos admisibles.....	118
Tabla 11-4: Valor máximo del esfuerzo nominal simulado.....	118
Tabla 12-4: Valores deformación del recipiente (SA 516 Gr 70).....	120
Tabla 13-4: Factores de seguridad	121
Tabla 14-4: Esfuerzos simulados de las bocas del recipiente	122

Tabla 15-4: Características y calidad del mallado de la oreja.....	123
Tabla 16-4: Valores de esfuerzos para el acero SA 516 Gr 70	124
Tabla 17-4: Factor de seguridad del acero SA 516 Gr 70.....	126
Tabla 18-4: Carga aplicada en la silleta	126
Tabla 19-4: Esfuerzos aplicados en la silleta.	127
Tabla 20-4: Deformaciones de las silletas	128
Tabla 21-4: Tabla resumen de valores simulados	128
Tabla 22-4: Valores para el diseño del cuerpo y de los cabezales	130
Tabla 23-4: Valores para la fabricación del recipiente	130

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-2:	Clasificación de recipientes a presión.	6
Ilustración 2-2:	Tanque esférico	7
Ilustración 3-2:	Tanque cilíndrico horizontal.	7
Ilustración 4-2:	Recipientes cilíndrico verticales.....	8
Ilustración 5-2:	Dimensiones principales de las cabezas típicas.	10
Ilustración 6-2:	Valores del factor K para otro tipo de cabezales semielípticos.....	11
Ilustración 7-2:	Distribución de materiales.....	14
Ilustración 8-2:	Tipos de uniones y eficiencia en soldadura.....	16
Ilustración 9-2:	Estándar de localización de los elementos y símbolos de soldadura.	17
Ilustración 10-2:	Tipos de juntas para soldadura	18
Ilustración 11-2:	Tipos de soldadura en un recipiente a presión.	18
Ilustración 12-2:	Ubicación de los diferentes tipos de juntas	20
Ilustración 13-2:	Recipiente a presión cilíndricos y esféricos.	22
Ilustración 14-2:	Tipos de carga a los que está sometido un recipiente a presión.	23
Ilustración 1-3:	Método de diseño	25
Ilustración 2-3:	Carta para determinar el tamaño adecuado del recipiente.....	30
Ilustración 3-3:	Esfuerzo longitudinal (junta circunferencial).....	32
Ilustración 4-3:	Esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).....	33
Ilustración 5-3:	Longitud total del recipiente a presión.	43
Ilustración 6-3:	Tipos de recipientes sometidos a presión.	44
Ilustración 7-3:	Tipos de líneas de soporte.	45
Ilustración 8-3:	Distancia de anillos atiesadores.....	45
Ilustración 9-3:	Carta para determinar la relación geométrica A.....	47
Ilustración 10-3:	Figura CS-2	48
Ilustración 11-3:	Carta para determinar la relación geométrica A.....	49
Ilustración 12-3:	Localización de los anillos atiesadores.	50
Ilustración 13-3:	Dimensiones del anillo rigidizador	51
Ilustración 14-3:	Ecuador, zonas sísmicas para propósitos de diseño	56
Ilustración 15-3:	Valores del factor Z en función de la zona sísmica adoptada	57
Ilustración 16-3:	Valores del factor Z para la población ecuatoriana	57
Ilustración 17-3:	Consideraciones de las silletas.	62
Ilustración 18-3:	Puntos clave del tanque de almacenamiento	63
Ilustración 19-3:	Valor de la constante K6.....	65
Ilustración 20-3:	Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos longitudinales por flexión.....	66
Ilustración 21-3:	Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos de corte tangenciales.....	68

Ilustración 22-3:	Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos circunferenciales.....	71
Ilustración 23-3:	Área efectiva de la silleta.....	74
Ilustración 24-3:	Expansión y contracción del tanque de almacenamiento.....	76
Ilustración 25-3:	Orejas de izaje.....	78
Ilustración 26-3:	Dimensiones en pulgadas de las orejas de izaje.....	80
Ilustración 27-3:	Posición de Registro para entrada de hombre.....	82
Ilustración 28-3:	Áreas y espesores de refuerzo para la abertura.....	85
Ilustración 29-3:	Esquema de boquilla para registro de entrada de hombre.....	89
Ilustración 30-3:	Detalles de uniones para placas planas.....	91
Ilustración 31-3:	Ancho efectivo del asentamiento del empaque b.....	92
Ilustración 32-3:	Dimensiones de la brida Welding Neck.....	100
Ilustración 33-3:	UCS-66 Curvas de exención de la prueba de impacto.....	104
Ilustración 1-4:	Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.....	109
Ilustración 2-4:	Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.....	110
Ilustración 3-4:	Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.....	110
Ilustración 4-4:	Mallado general del tanque de almacenamiento.....	111
Ilustración 5-4:	Mallado de bridas de carga y descarga del agua tratada.....	111
Ilustración 6-4:	Mallado del refuerzo de la entrada de registro de hombre.....	112
Ilustración 7-4:	Controles globales.....	113
Ilustración 8-4:	Controles locales.....	113
Ilustración 9-4:	Análisis de convergencia del acero 516 Gr 70.....	114
Ilustración 10-4:	Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.....	115
Ilustración 11-4:	Aplicación de path a) Unión del tanque y b) unión cabezales.....	116
Ilustración 12-4:	Tensiones en envoltente cilíndrica.....	116
Ilustración 13-4:	Análisis de esfuerzos por Von Misses en la membrana.....	118
Ilustración 14-4:	Análisis de deformación general del recipiente.....	119
Ilustración 15-4:	Análisis de factor de seguridad del tanque.....	121
Ilustración 16-4:	Análisis de esfuerzos a) unión de la membrana b) unión cabezales.....	121
Ilustración 17-4:	Distancia de la membrana donde se encuentra el esfuerzo máximo.....	122
Ilustración 18-4:	Análisis de esfuerzos a) en el refuerzo b) en las bridas.....	122
Ilustración 19-4:	a) Mallado de la Oreja de izaje b) Cargas aplicadas en la oreja de izaje....	123
Ilustración 20-4:	a) Oreja de izaje b) corte en la base para el análisis de esfuerzos.....	124
Ilustración 21-4:	Corte en la oreja para el análisis de esfuerzos.....	125
Ilustración 22-4:	Oreja de izaje, análisis del factor de seguridad.....	125
Ilustración 23-4:	a) Mallado de silleta de montar b) Mallado pernos de izaje.....	126
Ilustración 24-4:	Cargas aplicadas en la silleta.....	126
Ilustración 25-4:	Análisis de esfuerzos por Von Mises de la silleta.....	127

Ilustración 26-4:	a) Deformación en el apoyo de la silleta b) Deformación total en la silleta.	128
Ilustración 27-4:	Modelado del recipiente a presión con el acero SA 516 Gr 70	129
Ilustración 28-4:	Tanque de almacenamiento con cabezales hemisféricos.....	129

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: PROPIEDADES DEL ACERO SA 516 Gr 70

ANEXO B: TIPO DE GRÁFICA PARA LA PRESION EXTERNA DEL ACERO

ANEXO C: ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE DEL ACERO SA 516 GR 70

ANEXO D: PROPIEDADES DEL ACERO SA 285 C

ANEXO E: TIPO DE GRÁFICA PARA PRESIÓN EXTERNA DEL ACERO SA 285 C

ANEXO F: ESFUERZO MÁXIMO PERMSIBLE DEL ACERO SA 285 C

ANEXO G: MEDIDAS PARA LAS SILLETAS

ANEXO H: DIMENSIONES DE LAS BRIDAS PARA EL MANHOLE

ANEXO I: ÁREA DE LOS CABEZALES

ANEXO J: DETALLES TÍPICOS DE RECIPIENTES (UCS-66)

ANEXO J: CONTINUACIÓN

ANEXO K: FORMULARIO U-DR-1

ANEXO K: CONTINUACIÓN

ANEXO L: DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL CÁLCULO DE PRESIÓN EXTERNA

ANEXO M: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S1)

ANEXO N: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S2)

ANEXO Ñ: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S3)

ANEXO O: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S4)

ANEXO P: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S5)

ANEXO Q: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S6)

RESUMEN

El objetivo de este trabajo fue diseñar un recipiente a presión horizontal de 25 metros cúbicos de capacidad para una central térmica ubicada en la ciudad del Sacha provincia de Orellana. Este trabajo surgió debido a que en la central se encontraba instalado un tanque de almacenamiento rectangular diseñado a base de fibra de vidrio, el cual no cumple con los requerimientos de capacidad además de tener fisuras. Para ello se aplicó la Norma ASME VIII división 1, que sirvió como una guía para el diseño tanto a presión interna como externa, entre otros componentes fundamentales para un correcto funcionamiento del recipiente. Se analizó dos tipos de aceros SA516 Gr 70 y SA 285 C, se seleccionó el acero SA 516 Gr-70 por su mayor esfuerzo a la rotura para la simulación en el software ANSYS, con un análisis estático se verificó el comportamiento de los siguientes parámetros esfuerzos, deformación y el factor de seguridad. Se determinó un recipiente a presión de 2,2 metros de diámetro, con una longitud total de 7,5 m y una presión de diseño de 0,324 MPa. Se concluye que el recipiente necesitó la instalación de 2 anillos con el principal objetivo de que resista la presión externa de la localidad. Se recomienda una lectura de los planos de detalle para posteriormente realizar la respectiva construcción del recipiente.

Palabras clave: <RECIPIENTE A PRESIÓN> <CENTRAL TÉRMICA>
<ANSYS(SOFTWARE)> <ACERO> <ESFUERZO A LA ROTURA>.

0245-DBRA-UPT-2023



SUMMARY

The objective of this work was to design a horizontal pressure vessel of 25 cubic meters of capacity for a thermal power plant located in Sacha city, Orellana province. This work arose because a rectangular storage tank designed based on fiberglass was installed at the plant. It does not meet the capacity requirements and also to have cracks. To that end, ASME VIII division I Standard was applied, which served as a guide for the design of both internal and external pressure, among other fundamental components for a correct functioning of the container. Two types of steels SA 516 Gr 70 and SA 285 C were analyzed. The SA 516 Gr- 70 steel was selected for its greater stress at break for the simulation in the ANSYS software with a static analysis the behavior of the following was verified stress, deformation and safety factor parameters. A pressure vessel of 2.2 meters in diameter was determined, with a total length of 7.5 m and a design pressure of 0.324 MPa. It is concluded that the container required the installation of 2 rings with the main objective of resisting the locality external pressure. A reading of the detailed plans is recommended to later carry out the respective construction of the container.

Keywords: <PRESSURE VESSEL> <THERMAL POWER STATION>
<ANSYS(SOFTWARE)> <STEEL> <BREAKING STRESS>



Lic. Sandra Paulina Porras Pumalema

C.I. 06033570621

INTRODUCCIÓN

La demanda de consumo de energía eléctrica en Ecuador se ha incrementado de manera exponencial en los últimos años. Por este motivo las centrales termoeléctricas con motores de combustión interna, los cuales son máquinas térmicas que reciben calor a altas temperaturas por el quemado del combustible dentro del motor, se han convertido en un pilar importante para la correcta distribución de energía, utilizando combustibles como gasolina, queroseno, metano, crudo reducido y otros, que se queman para producir movimiento rotatorio al eje y luego de un proceso de transformación de energía térmica mecánica.(Túqueres Oña, 2015) Los tanques de almacenamiento de agua tratada tienen funciones específicas como compensar las variaciones horarias de consumo, almacenar un determinado volumen para situaciones de peligro y también que el fluido almacenado se mantenga en las condiciones más óptimas de presión y temperatura.(García Arboleda 2018). El proceso para la purificación de agua tratada se llama osmosis inversa el cual cumple con la función de erradicar contaminación del agua examinada, mediante una presión, por medio de membranas semipermeables que dividen la solución contaminada de la purificada, esta técnica permite que el agua llegue en óptimas condiciones al tanque de almacenamiento evitando incrustaciones y sólidos disueltos.

La presente investigación se refiere a diseñar un tanque de almacenamiento de agua tratada de 25 metros cúbicos de capacidad para una central térmica, que permite obtener los correctos parámetros para el dimensionamiento adecuado del tanque. Para ello los cálculos para el diseño se basan en el código ASME sección VIII división 1 “Recipientes a presión” donde se estudian las distintas partes de componen un tanque, se elige también el correcto material para las tapas y el cuerpo según las características requeridas del problema. A si mismo se analizan dos tipos de aceros y se elige el más conveniente. Para realizar algunas comprobaciones de cargas, se utiliza la herramienta de software de simulación de elementos finitos ANSYS para realizar el análisis de deformación total, esfuerzos de Von Mises y factor de seguridad. Como último punto se seleccionará el material más adecuado, evitando el sobredimensionamiento del tanque que funcione de manera satisfactoria.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

Los tanques son elementos estructurales cuyo objetivo primordial es de almacenar líquidos, siendo la ingeniería civil y la mecánica las ramas que suelen más utilidad, es así que se utilizan para purificación de agua, en la fase de almacenamiento, tiene la capacidad de controlar caudales y distribución, así como también en un sinnúmero de procesos de tratamiento de aguas residuales.(García Arboleda, 2018) A través del pasar de los años, los cambios en la propiedades química y física de los productos obligaron a implementar nuevas formas de almacenamiento. Los parámetros de seguridad y de medio ambiente transcurrieron a ser factores importantes en la selección y diseño de tanques de almacenamiento. En la actualidad, se tiene toda clase de tanques de almacenamiento en el mercado, desde tanques horizontales y verticales, hechos de distintos grados de acero, concreto reforzado o plástico.(API 650)

Las primeras investigaciones enfocados al análisis de recipientes a presión fueron hechos en 1911, los cuales fueron alcanzados después de que los fabricantes solicitaron al consejo ASME, corregir la falta de uniformidad en las calderas los cuales dieron apertura para que se creara la norma ASME sección VIII requisitos generales para División 1 y División 2 y entre otros apartados más, un principio fundamental de esta norma, es que el recipiente debe tener una inspección autorizada por un perito, durante la fabricación certificando que el recipiente ha sido fabricado de acuerdo a los requerimientos del mismo.(Otegui y Rubertis, 2008)

1.1.1. ASME VIII división 1

Este código cuenta con varios capítulos que especifican el contenido de la norma, esta se encuentra subdividen en generalidades, alcance, limitaciones y organización del código.

1.1.1.1. Generalidades

El código ASME es utilizado a nivel mundial para la fabricación de recipientes a presión. Dicho código creado con el principal objetivo de garantizar la fiabilidad de los componentes estructurales de un recipiente. Como prioridad de la norma se especifica un análisis detallado del diseño de todos los componentes, elementos a presión, partes no presurizadas y la estructura del soporte.(Iza Pillajo, 2015)

1.1.1.2. Alcance

Los recipientes que están dentro de la aplicación de este código son recipientes sujetos a presión interna, externa o combinadas. También dispositivos de alivio de presión de acuerdo a la subsección UG-125 a UG-136 y el apéndice II DEL Código BPVC.

Los tipos de recipientes que no están al alcance del código son los calentadores de proceso de fuego tubulares, componentes mecánicos, bombas, compresores, turbinas, los sistemas de tuberías cuya función principal es transportar un fluido de un lugar a otro, componentes de turbinas como: tubos, casquetes, válvulas, bridas, juntas de expansión accesorios y partes de otros componentes que soportan presión. (Iza Pillajo, 2015)

Los recipientes cuya presión de operación tanto interna como externa que no sobrepasen los 15 psi, sin importar el límite de tamaño, recipientes con diámetro interno, ancho altura o con sección transversal menor que 6 in. Los recipientes que exceden los 3000 psi. Únicamente se diseñan con consideraciones adicionales. (Iza Pillajo, 2015)

1.1.1.3. Limitaciones

Los recipientes que no necesiten ser radiografiados 100%, los recipientes que no tengan cierre con actuador. (Iza Pillajo, 2015) ASME VIII división 1 tiene criterios específicos para el diseño y construcción de recipientes a presión, estos no deben superar una presión de hasta 200 kg/cm^2 . Cuando se tiene presiones mucho más altas obligatoriamente se usan la reglas de diseño para alta presión. (Massa, Giró y Giudici, 2017)

1.1.1.4. Organización de la sección VIII división 1

La tabla expuesta muestra un resumen general de la organización para recipientes y calderas a presión.

Tabla 1-1: Organización del código ASME sección VIII división 1

Subsección A: Sección General	
Parte UG	Métodos de construcción de todos los materiales
Subsección B: Métodos de Fabricación	
Parte UW	Recipientes soldados
Parte UF	Recipientes forjados
Parte UB	Recipientes soldados por Brazing
Subsección C: Selección de materiales	

Parte UCS	Aceros al carbón y de bajas aleaciones
Parte UNF	Materiales no ferrosos
Parte UHA	Aceros altamente aleados
Parte UCI	Materiales de hierro fundidos
Parte UCI	Recipientes con revestimiento (cladded)
Parte UCD	Materiales de hierro fundido dúctil
Parte UHT	Materiales tratados térmicamente
Parte ULW	Recipientes por capas (layered vessels)
Parte ULT	Materiales para baja temperatura

Fuente:(Iza Pillajo, 2015)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

Tabla 2-1. Organización de la subsección A del código ASME VIII división 1.

Subsección A: Sección General	
UG-4 a UG-5	Materiales
UG-16 a UG-35	Diseño
UG-36 a UG-46	Aberturas y Refuerzos
UG-47 a UG-50	Superficies reforzadas y apoyadas
UG-53 a UG-55	Ligamentos
UG-75 a UG-85	Fabricación
UG-90 a UG-103	Inspección y prueba
UG-115 a UG-120	Estampados y recortes
UG-125 a UG-136	Dispositivos de alivio de presión

Fuente:(Arriagada Martínez, 2018)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

1.2. Delimitación

1.2.1. Delimitación espacial

El presente proyecto está delimitado espacialmente a nivel provincial, detallando la provincia de Orellana, cantón la joya de los Sachas del territorio nacional del Ecuador.

1.2.2. Delimitación sectorial

El estudio y desarrollo de este trabajo se acoge al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021, en base al objetivo el cual indicará “Garantizar una vida digna con igual oportunidades para todas las personas”

1.3. Formulación del problema

La central térmica es dependiente de diferentes procesos que se enlazan con el tanque de almacenamiento, el cual posee una forma rectangular a base de fibra de vidrio, internamente trabaja con un fluido denominado agua tratada, que es usada para alimentar el sistema de enfriamiento cerrado de agua de los motores de combustión interna, así como también alimenta al sistema de generación de vapor mediante las calderas recuperadoras, las mismas que aprovechan los gases para generar vapor. El tanque debe ser diseñado con un material que proporcione un bajo índice de corrosión, debido a que al trabajar con altas temperaturas los minerales se concentran con mayor facilidad, provocando corrosión e incrustaciones que como consecuencia contaminan el agua, la capacidad de almacenamiento es de 12 metros cúbicos, dicha capacidad no es suficiente, por este motivo se ha visto la necesidad de instalar un bulk tank para aumentar dicho volumen de almacenamiento, no conforme a esto el tanque sufrió fisuras por temas de montaje, provocando fugas y costos adicionales en reparaciones, referente a la disposición y geometría del tanque.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar un recipiente a presión horizontal de agua tratada de 25 metros cúbicos de capacidad para una central térmica.

1.4.2. Objetivos específicos

- Obtener todos los datos necesarios para el diseño del recipiente a presión.
- Calcular las respectivas dimensiones del recipiente para la capacidad establecida y los parámetros que establece la norma ASME VIII división 1.
- Comparar los aceros SA-516-Gr 70 y SA-285-C para seleccionar el material más adecuado para el recipiente a presión.
- Realizar los planos de detalles mediante AutoCAD y los planos isométricos utilizando SolidWorks.

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LITERATURA Y O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Recipientes a presión

Existen varias categorías, principalmente se clasifican por su uso, en la imagen expuesta se presenta de manera detallada la división de los recipientes a presión.

Que básicamente son contenedores de distinta forma el cual tiene el principal objetivo de contener fluidos o gases a presiones distintas que la ambiental. Se ocupan en la industria petroquímica o de calderas. (Arriagada Martínez, 2018)



Ilustración 1-2: Clasificación de recipientes a presión.

Fuente: (Arriagada Martínez, 2018)

2.1.1. Tipos de recipientes

2.1.2. *Por su forma*

2.1.2.1. *Tanque de almacenamiento esféricos*

Los tanques de almacenamiento de tipo esfera son usados con el principal objetivo de almacenar productos ligeros como el butano, GLP, butano su forma hace que la presión sobrepase los 25 psi. (Yafac Torres, 2020)



Ilustración 2-2: Tanque esférico

Fuente:(Yafac Torres, 2020)

2.1.2.2. Tanques de almacenamiento tipo cilíndricos horizontales

El cuerpo tiene una armazón cilíndrica, la presión de trabajo puede ser de 15 psi a 1000 psi. Algunos de esos tanques tienen diferentes tipos de cabezas.(Yafac Torres, 2020)



Ilustración 3-2: Tanque cilíndrico horizontal.

Fuente: (Yafac Torres, 2020)

2.1.2.3. Tanques de almacenamiento cilíndrico tipo vertical

Los que son más demandados en el mercado son los reactores, las torres entre otros. Por lo general los recipientes de disposición vertical están soportados por medio de la patas de ángulo, faldones cónicos o rectos y por soportes integrados en el cuerpo como se observa en la figura 4.2.



Ilustración 4-2: Recipientes cilíndrico verticales

Fuente: (Peláez Espinoza, 2020)

2.1.3. Por su uso

2.1.3.1. Recipientes de almacenamiento

Se usan con el principal objetivo de almacenar una reserva de algún tipo de producto para su correcta utilización.

2.1.3.2. Recipientes de proceso

Se utilizan como reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación entre otras.(Peláez Espinoza, 2020)

2.2. Partes del tanque

2.2.1. Cuerpo

El cuerpo del tanque es la parte cilíndrica son contar los extremos, esta forma se logra después del proceso de rolado de planchas. Es la forma que tiene el recipiente se trata de una envoltura metálica que cubre el recipiente a presión. Los despóticos cilíndrico son los más comercializados, la envolvente se conforma por la carcasa y los cabezales.(Fermín y Romero, 2010)

2.2.2. Casco

Se ubican en los extremos del tanque, esta forma se obtiene después del proceso de bombeado de planchas.

2.2.3. Rompeolas

Son paredes intermedias que se ubican en lo tanques con la finalidad de aminorar el movimiento del fluido que se encuentra almacenado, al disminuir el espacio en el que oscila, estos no deben configurar compartimientos estancados, si no que el fluido tiene que desplazarse entre distintos puntos del tanque.(Peláez Espinoza, 2020)

2.2.4. Manhole

Es una compuerta su principal objetivo es facilitar el mantenimiento del tanque proporcionando tanto entrada como salida de personas a un determinado espacio las cuales se encargan de inspeccionar el tanque y verificar que el tanque funcione correctamente.(Peláez Espinoza, 2020)

2.2.5. Magnatel

Mide el volumen de almacenamiento del fluido, en porcentajes de capacidad, se instala como un indicador magnético que por medio de una boya mide la capacidad del tanque, se selecciona según el tanque.

2.2.6. Coplas

son accesorios roscados. Soldados alrededor del tanque cuya finalidad es el uso de instalación de manómetros, válvulas check, válvulas de alivio entre otros.(Peláez Espinoza, 2020)

2.3. Cabezales

Todos los tipos de tapas se especifican en el código ASME VIII división 1. Los cabezales torisféricos son los más utilizados ya que son económicos en casos especiales se usan los cabezales hemisféricos. (Iza Pillajo, 2015)

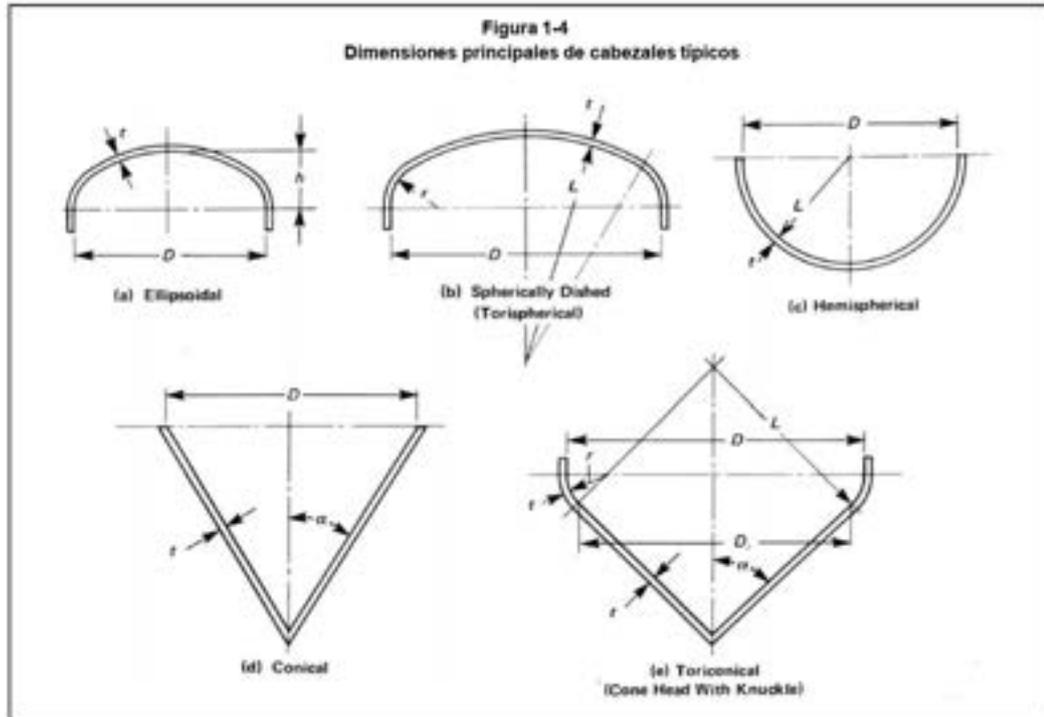


Ilustración 5-2: Dimensiones principales de las cabezas típicas.

Fuente:(ASME, 2019)

Donde

h: Profundidad de la cabeza.

D: Diámetro interior de la cabeza.

Di: Diámetro interior de un casquete toricónico.

tc: espesor mínimo requerido de la cabeza después del formado.

L: radio interior de la esfera para cabezas hemisféricas y torisféricas.

r: radio de plegado o de transición.

α : mitad del ángulo del cono a la línea del centro de la cabeza ($^{\circ}$).

2.3.1. Cabezas semielípticos 2:1 (UG-32. D)

La relación del radio interior con la profundidad es de 2:1:

$$\frac{D}{h} = 2 \quad \text{ó} \quad \frac{D}{2h} = 1 \quad (1.2)$$

Una aproximación es el radio de curvatura de 0,17D y el radio esférico de 0,90D UG-32 (d). la ecuación para determinar el espesor mínimo es la siguiente:

$$tc = \frac{PD}{2SE - 0,2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEtc}{D + 0,2tc} \quad (2.2)$$

Donde:

P: Presión de diseño.

E: Eficiencia de la junta.

S: Valor del esfuerzo máximo permisible del material.

SF: Longitud recta del cabezal.

2.3.2. Otros cabezales semielípticos

Para otro tipo de cabezales con relación de ejes menor o mayor están las cabezas del apéndice 1-4 (c) del código. El espesor del cabezal queda dado por la siguiente ecuación:

$$tc = \frac{PDK}{2SE - 0,2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEtc}{KD + 0,2tc} \quad (3.2)$$

Donde:

K: Factor de corrección.

Tabla UG-33.1											
Valores del factor de radio esférico K_o para cabeza elipsoidal con presión en el lado convexo											
$D_o/2h_o$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_o	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

NOTA GENERAL: Interpolación permitida para valores intermedios.

Ilustración 6-2: Valores del factor K para otro tipo de cabezales semielípticos.

Fuente:(ASME, 2019)

2.3.3. Cabezales toriesféricos (UG-32. E)

Son los más utilizados en el mercado ya que estos cabezales soportan altas presiones además de su valor económico. El radio de articulación es 6% del radio de corona y dicho radio es igual al diámetro externo del faldón. El espesor mínimo se calcula mediante la siguiente ecuación en función al diámetro interno.(Iza Pillajo, 2015)

$$tc = \frac{0,885PL}{SE - 0,1P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SEtc}{0,885L + 0,1tc} \quad (4.2)$$

2.3.4. Cabezas hemisféricas (UG-32 F)

La característica más destacada de estos cabezales es que soportan presiones internas críticas, el costo es más elevador en comparación de los otros cascos. No tiene restricciones en cuestión de dimensionamiento tanto para recipientes a presión verticales u horizontales. Si el cabezal no excede $0,356L$ o P no excede de $0,665SE$. El espesor mínimo se calcula mediante la siguiente ecuación. (Iza Pillajo, 2015)

$$tc = \frac{PL}{2SE - 0,2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEtc}{L + 0,2tc} \quad (5.2)$$

2.3.5. Cabezas cónicas (UG-32 G)

Para cuerpo cónicos con sus debidos cascos sin radio de transición y con un ángulo α que no supere los 30° se calcula el espesor mínimo de la siguiente manera:

$$tc = \frac{PL}{2SE - 0,2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEtc}{L + 0,2tc} \quad (6.2)$$

2.3.6. Cabezas toricónicas

Para la determinación del espesor requerido del casco tipo toricónico es similar a la ecuación de los cabezales semielípticos y se determina por la siguiente expresión:

$$tc = \frac{PDK}{2SE - 0,2P} \quad (7.2)$$

Donde:

$$L = \frac{D1}{2\cos \alpha} \quad (8.2)$$

D1: Diámetro interior medio perpendicular al eje de la tapa.

2.3.7. Cabezas planas

Cuando se habla del diseño de este tipo de cascos se habla de la aplicación de cubiertas, bridas ciegas y tapas sin arriostrar, respetando que el procedimiento de fijación debe ser atornillado o soldado. (Iza Pillajo, 2015)

Cabezales circulares planos soldados sin arriostrar:

$$tc = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} \quad (9.2)$$

Cabezales circulares planos atornillados:

$$tc = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1,9 W h_G}{SEd^3}} \quad (10.2)$$

Cabezales no circulares planos soldados:

$$tc = d \sqrt{\frac{ZCP}{SE}} \quad (11.1)$$

Donde:

$$z = 3,4 - 2,4 \frac{d}{D} \leq 2,5 \quad (12.2)$$

Cabezales no circulares planos atornillados:

$$tc = d \sqrt{\frac{ZCP}{SE} + \frac{6 W h_G}{SEd^3}} \quad (13.2)$$

Donde:

d: Diámetro corto.

D: Longitud mayor de cabezales no circulares, medidos perpendicularmente al d.

C: Factor que tiene en consideración el método de fijación del cabezal. También incluye un aumento en el esfuerzo permitido de flexión hasta 1,5S para las planchas.

P: Presión de diseño.

S: Valor del esfuerzo admisible.

E: Eficiencia de la junta.

Z: Factor para cabezales no circulares.

W: Carga total de los pernos.

h_G : Momento de la junta.

L: Perímetro del cabezal medido del centro de los orificios del perno.

2.4. Función y operación de recipiente a presión.

Es indispensable saber los requerimientos y condiciones de operación, ya que estos datos proporcionan que el diseño sea lo más idóneo posible permitiendo la correcta utilización de estos.

2.4.1. Capacidad.

Se necesita saber el sistema de producción, ya que con dichos datos se establece la capacidad requerida. Un punto muy importante de saber su colocación en el sistema de producción.(Flores Ramírez, 2005)

2.4.2. Ubicación del recipiente a presión.

Etapa inicial del proceso: la capacidad puede estar proporcionada por el horario a la cual la materia prima es entregada, tamaño y tipo del envío y la velocidad a la cual es usado el sistema de producción. Etapa intermedia: en esta etapa se tiene en cuenta la base de la capacidad en el proceso. Etapa final del proceso: La capacidad está en horarios de ordenes o ciclos de producción, depende del tipo, tamaño y estrategias de negocios.(Flores Ramírez, 2005)

2.5. Selección del material

2.5.1. Especificaciones de los aceros



Ilustración 7-2: Distribución de materiales

Fuente: (Corralco Hernández, 2016)

Los aceros que tienen la principal característica de tener baja composición de carbono y de baja aleación se usan por lo general en servicios que lo admitan por tema de costos y que estos aceros son muy comerciales además de sus buenas propiedades mecánicas.(Hernández Esquivel, 2017)

La mayoría de recipientes son elaborados con placas de acero con las siguientes especificaciones SA-7, SA-283 A, B, C Y D y SA-113 C, teniendo en cuenta las especificaciones generales.

Tabla 1-2: Especificaciones generales de los aceros.

Almacenamiento	No gases letales
Temperatura de operación	-20 a 650 °F
Espesor de la placa	hasta 5/8"
Manufactura del acero	Horno eléctrico u Horno abierto
Uso de material	No calderas

Fuente:(Hernández Esquivel, 2017)

Realizado por: Perugachi, Micahel, 2021

2.6. Corrosión

Es una alteración no deseable de un material como respuesta al medio que lo ciñe. Los agentes agresivos son la atmosfera, aire húmedo, agua de mar entre otros pues tienen la característica principal de producir corrosión. La corrosión se extiende a todo tipo.(Ortega Delgado, 2015)

2.7. Soldadura

Es un proceso muy importante a la hora de fabricar un recipiente a presión, se basa en la unión de dos materiales por medio de la fusión, en donde ambas piezas son soldadas fundiendo ambas y agregando material de relleno fundido que por lo general suele ser metal o plástico. Dicho material tiene la principal característica de que tiene un punto de fusión es menor al del elemento a soldar, para conseguir el baño de soldadura que al enfriarse se convierten en la unión de ambos materiales. En ocasiones la presión suele ser utilizada con el calor, para producir soldadura.(Corralco Hernández, 2016)

Cuando se habla de radiografiado hace referencia a la localización de dicha soldadura en la estructura del recipiente a presión, se lo hace con el principal objetivo de determinar la capacidad que tiene la unión para soportar las consecuencias de las cargas bajo la cuales estará sometida. Los valores presentados a continuación se pueden estimar el radiografiado.(Rodríguez Curiel, 2014)

E= 1 radiografiado total.

E= 0,85 para radiografiado aleatorio.

E= 0,70 para equipo sin radiografiado.

Con el objetivo de comprobar ha tenido el proceso de aplicación se usan distintas formas de inspección, entre ellas se encuentra el radiografiado se usan métodos como el ultrasonido y pruebas de líquidos penetrantes como se observa en la figura 17-2. En los recipientes a presión cuando se aplica el radiografiado se recomienda una radiografía por cada 15 metros de soldadura y hablando en términos de longitud por cada radiografía será de 15 cm como mínimo. (Corralco Hernández, 2016)

Cuadro UW-12 Eficiencias máximas admisibles de las uniones soldadas						
Tipo No.	Descripción conjunta	Limitaciones conjunta	Categoría	Alcance del examen radiográfico o ultrasonido [Nota (1), Nota (2), Nota (3)]		
				(a) F II [Nota (4)]	(b) Spot [Nota (5)]	(c) Ninguno
(1)	Las uniones a tope se consiguen mediante doble soldadura o por otros medios que permitan obtener la misma calidad del metal de soldadura depositado en las superficies de soldadura interior y exterior para estar de acuerdo con los requisitos de la norma UW-35. Las soldaduras que utilizan tiras de respaldo de metal que quedan excluidas los que permanecen en el lugar.	Ninguna	, B, C y D	1.00	0.85	0.70
(2)	Junta a tope de soldadura simple con banda de refuerzo distinta de las indicadas en (1)	(a) Ninguna, excepto en (b) abajada	, B, C y D	0.90	0.80	0.65
(3)	Urdón a tope de una sola soldadura sin uso de banda de refuerzo	(b) Juntas a tope circunferenciales con una placa desplazada, véase UW-13(b)(4) y Figura UW-13.1, croquis (1)	, B y C	0.90	0.80	0.65
(4)	Doble junta de solapa completa	Juntas a tope circunferenciales solamente, no más de 1/4 in. (16 mm) de grosor y que no supere las 24 pulgadas (600 mm) de diámetro exterior	A, B y C	NA	NA	0.60
(5)	Junta de solapa simple y completa con soldaduras de tapón conformes a la norma UW-17	(a) Juntas longitudinales de no más de 1/4 in. (10 mm) de espesor A	NA	NA	NA	0.55
(6)	Junta de solapa simple y completa sin soldaduras de tapón	(b) Juntas circunferenciales que no superen 1/4 in. (16 mm) de espesor B [Nota (6)]	NA	NA	NA	0.55
(7)	Junta de esquina, de penetración total, de penetración parcial y/o soldada en ángulo	(a) Juntas circunferenciales [Nota (7)] para la fijación de las cabezas B no más de 24 pulgadas (600 mm) de diámetro exterior a casquillo no más de 1/2 in. (13 mm) de grosor	NA	NA	NA	0.50
(8)	Junta en ángulo	(b) Juntas circunferenciales para la fijación a las cscaras de chaquetas de no más de 1/4 in. (16 mm) de espesor nominal donde la distancia desde el centro de la soldadura del tapón hasta el borde de la placa no es inferior a 1 1/2 veces el diámetro del agujero para el tapón.	C	NA	NA	0.45
(9)	Junta en ángulo	(c) Para la fijación de cabezas convexas a presión a las cscaras A y B no más de 1/4 in. (16 mm) de grosor requerido, sólo con uso de soldadura en ángulo en el interior de la carcasa; o (d) para la fijación de las cabezas que tienen presión en ambos lados, a A y B casquillo con un diámetro interior no superior a 400 mm y no más de 1/4 in. (6 mm) de espesor requerido con soldadura en ángulo sólo en el exterior de la brida de la cabeza	NA	NA	NA	0.45
(10)	Junta en ángulo	Como se limita en la figura UW-13.2 y en la figura UW-16.1	C y D	NA	NA	NA
(11)	Junta en ángulo	Diseño según U-2(g) para juntas de categoría B y CB	[Nota (8)] , C y D	NA	NA	NA

NOTA GENERAL: E = 1.00 para juntas a tope en compresión.

NOTAS:

- Algunos procesos de soldadura requieren un examen ultrasónico además de un examen radiográfico, y otros procesos requieren un examen ultrasónico en lugar de un examen radiográfico. Consulte el documento UW-11 para conocer algunos requisitos y limitaciones adicionales que pueden aplicarse.
- Se tendrán en cuenta las reglas de asignación de la eficiencia de las juntas de UW-12(d) y UW-12(e) y pueden reducir aún más las eficiencias de las juntas que se utilizarán en los cálculos del espesor requerido.
- Las reglas del UW-12(f) pueden ser utilizadas en lugar de las reglas de esta Tabla a elección del Fabricante.
- Véase UW-12(a) y UW-51.
- Véase UW-12(b) y UW-52.
- Para la junta del tipo n° 4 de la categoría C, la limitación no es aplicable para las conexiones de brida atornillada.
- Quedan excluidas las uniones que unen las cabezas semiesféricas a las conchas.
- En las ecuaciones de diseño de esta División no hay eficacia de la junta E para las juntas de esquina de las categorías C y D. Cuando sea necesario, puede utilizarse un valor de E no superior a 1.00.

Ilustración 8-2: Tipos de uniones y eficiencia en soldadura.

Fuente:(ASME, 2019)

2.7.1. Simbología de la soldadura

Las juntas soldadas tienen distintas características que se representan con la simbología correcta presentada en la siguiente imagen donde se representa la línea de referencia, símbolos básicos, flechas, dimensiones y otras especificaciones, especificaciones a los procesos y electrodos. (Rosendo Corralco Hernández 2016)



Ilustración 9-2: Estándar de localización de los elementos y símbolos de soldadura.

Fuente: (Parra, Trujillo y Ricaurte, 2010)

2.8. Tipos de juntas

Se prepara la junta con el principal objetivo de salvaguardar la penetración deseada en la soldadura y de proveer la operación para tener una unión en óptimas condiciones. (Peláez Espinoza, 2020)

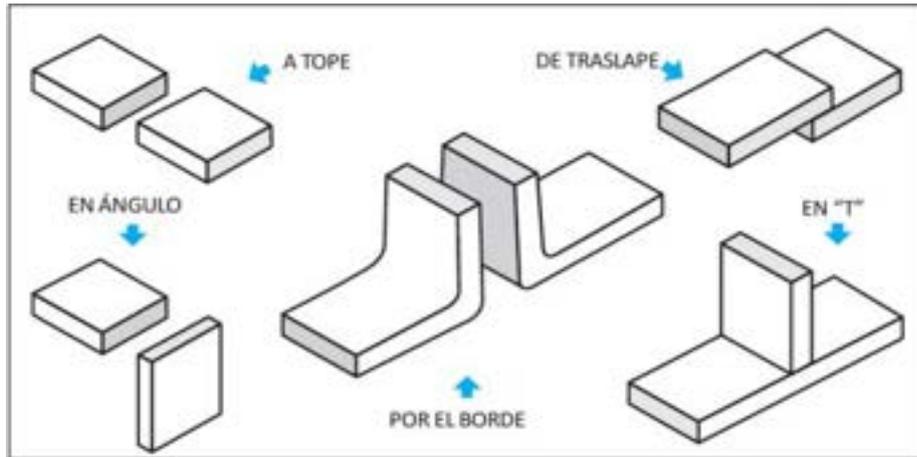


Ilustración 10-2: Tipos de juntas para soldadura

Fuente: (Peláez Espinoza, 2020)

Junta a tope

las partes se hallan en el mismo plano y se unen en sus bordes.

Junta de esquina o ángulo

Las piezas sitúan de manera tal de que solo se tocan en un borde, tiene la principal característica de que este tipo de junta en la esquina forman un ángulo recto.(Caqui, 2019)

Junta superpuesta o traslapada

Consta de dos partes que se colocan una sobre otra.

Junta de borde

La unión se realiza en el borde que se tiene en común. Las partes están paralelas con por lo menos un borde en común.(Caqui, 2019)

Junta en T

Una de las partes de la junta es perpendicular a la otra después del procedimiento aplicado se puede observar una T.

2.8.1. Tipo de soldadura en recipientes a presión

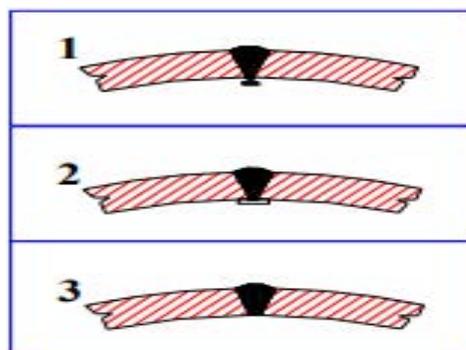


Ilustración 11-2: Tipos de soldadura en un recipiente a presión.

Fuente:(Jiménez Fonseca, 2001)

Tabla 2-2: Tipos de soldadura en un recipiente a presión.

Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3
Juntas a tope realizadas por doble cordón, si se emplea una placa de respaldo obligatoriamente se debe retirar al momento de terminar la soldadura.	Juntas a tope realizada de un solo cordón con tira de respaldo, en este tipo de soldadura el respaldo queda en su lugar después de soldar	Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo
Limitaciones	Limitaciones	Limitaciones
Ninguna	Ninguna	Para uniones de tipo circunferencial, no más de 1,6 cm de espesor y no más de 61 cm de D. externo.
Eficiencia	Eficiencia	Eficiencia
E= 1 Radiografiado total. E=0,85 Radiografiado por zonas. E=0,70 No examinada.	E= 0,90 Radiografiado total. E=0,80 Radiografiado por zonas. E=0,65 No examinada.	E=0,60 No examinada, radiográficamente.

Fuente: (Jiménez Fonseca, 2001)

Realizado por: Perugachi, Michel, 2021

Se debe tener en cuenta que el espesor del refuerzo no debe exceder los siguientes valores.

Tabla 3-2: Espesor de lámina de refuerzo para cada espesor nominal de placa.

Espesor nominal de placa	Espesor de refuerzo máximo
Hasta 1,3 cm	0,24 cm
De 1,3 a 2,6 cm	0,30 cm
Más de 2,6 cm	0,48 cm

Fuente: (Jiménez Fonseca, 2001)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

2.8.2. Diseño de juntas soldadas

Figura UW-3
Ilustración de ubicaciones de uniones soldadas típicas de las categorías A, B, C y D

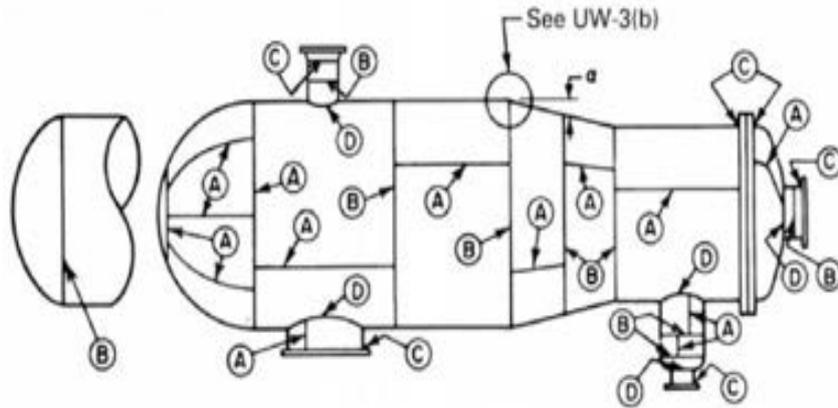


Ilustración 12-2: Ubicación de los diferentes tipos de juntas

Fuente:(ASME, 2019)

Tabla 4-2: Diseño de juntas soldadas en recipientes a presión.

Radiografiado total	Examen radiografiado no obligatorio	En cierres finales de recipientes
<ul style="list-style-type: none"> Las juntas A y D tendrán radiografiado total. Las juntas B y C deber ser de tope su radiografiado debe ser parcial. $E = 0,85$ tipo 1 y 2. Tratamiento térmico para todas las juntas se lo define la norma UCS-56. 	<ul style="list-style-type: none"> Todas las juntas de tope deben ser tipo 1 y 2. Las juntas a tope serán examinadas por eficiencia de la junta. $E = 0,85$ tipo 1 y 2. Las secciones del recipiente sin costura y las cabezas conjuntas B, C o D, se diseñan para un esfuerzo circunferencial del 85% del esfuerzo del material 	<ul style="list-style-type: none"> Se usa cualquier tipo de soldadura. Las juntas tendrán examinado totalmente $E = 1$ tipo 1 $E = 0,9$ para el tipo 2. Tratamiento térmico para todas las juntas se lo define la norma UCS-56

Fuente: (Jiménez Fonseca, 2001)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

2.9. Terminología

A continuación, se presentan términos que implican el diseño de recipientes a presión, presión diseño, el MAWP, la temperatura máxima diseño y la temperatura mínima de diseño del metal, cargas que actúan en el recipiente y por último los esfuerzos resultantes.

2.9.1. Presión de operación (P_o)

En términos de definición es la presión de trabajo a la cual se encuentra sometido el recipiente tiene la principal característica que sus condiciones de operación son normales.

2.9.2. Presión de diseño

Es la presión que se usa para el diseño del recipiente a presión, el principal objetivo de la presión de diseño es garantizar la seguridad tanto para los componentes que son diseñados con una presión mayor a la de operación y al recipiente mismo. (Iza Pillajo, 2015) Se consideran 2 condiciones.

Condición 1

$$P_o < 300 \text{ psi} \quad (14.2)$$

Se calcula la presión de diseño con la de operación:

$$P = P_o + 30 \text{ psi} \quad (15.2)$$

Condición 2

$$P_o > 300 \text{ psi} \quad (16.2)$$

La relación entre la presión de operación y la de diseño

$$P = 1,1 P_o \quad (17.2)$$

2.9.3. Máxima presión de trabajo admisible (MAWP)

El MAWP es la presión a la cual está sometida el elemento más débil, haciendo analogía al esfuerzo máximo admisible en condiciones de operación, el recipiente puede tener condiciones de corrosión elevada a una temperatura establecida lo que implicación deterioro del material, bajo efectos de cargas por viento, cargas externas y como último punto presión por pruebas hidrostáticas. (Iza Pillajo, 2015)

2.9.4. Máxima temperatura de diseño

Es la temperatura mayor que se obtiene en el metal del total del espesor y se usa para el diseño de recipiente tanto a presión interna como externa, con estas condiciones se planea obtener valores seguros para el correcto trabajo de los recipientes a presión. (Iza Pillajo, 2015)

2.9.5. *Mínima temperatura de diseño de metal*

Se usa con el principal objetivo de determinar los testigos de impacto. Es la temperatura que por lo general se espera tener en la operación del recipiente. Al momento que se determinan los testigos de impacto se encuentran las consideraciones de la fractura.(Iza Pillajo, 2015)

2.10. **Esfuerzo membrana en los recipientes a presión de pared delgada**

Los recipientes a presión tienen formas de conos, cilindros, esferas, elipses o la combinación de estos. Cuando el espesor de la pared de estos es menor en comparación a otras dimensiones ($R_m/t > 10$), se les puede estimar como membranas y los esfuerzos asociados que resultan de la presión reprimida en ellos se llaman esfuerzos de membrana.(Gamarra Soto, 2019)



Ilustración 13-2: Recipiente a presión cilíndricos y esféricos.

Fuente:(Gamarra Soto, 2019)

2.10.1. *Esfuerzo circunferencial*

Se dan fórmulas para expresar el espesor mínimo basado en la presión de diseño y el otro es para espesar la presión dado un determinado espesor. Cabe recalcar que se usa la eficiencia de la junta es la de la junta longitudinal y el espesor no debe exceder la mitad del radio interno o que no exceda la presión $0,385E$ se emplean las siguientes ecuaciones.(Rodríguez Curiel, 2014)

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad \text{o} \quad P = \frac{SEt}{R + 0,6t} \quad (18.2)$$

2.10.2. Esfuerzo longitudinal

La eficiencia de la junta es la de la junta circunferencial. La ecuación 19 (Rodríguez Curiel, 2014) determina tanto el espesor mínimo y la otra es para determinar la presión a dicho espesor.

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0,4t} \quad (19.2)$$

Donde:

t: espesor mínimo.

P: Presión de diseño.

R: radio interno.

S: Valor de esfuerzo permisible de tensión.

E: Eficiencia de la junta involucrada.

2.11. Componentes retenedores de presión

Los componentes son los dos cabezales constituidos tanto en la parte inferior como superior, una de las configuraciones más óptimas son los cabezales elípticos que tienen una relación de 2:1, los cilindros metálicos que se ubican en la parte del medio (que tienen la principal característica que se forman del mismo diámetro interno, pero de diferente espesor y tipo de material). Que conjuntamente se unen por medio de soldadura para conformar el cuerpo del tanque. (Gamarra Soto, 2019)

2.12. Tipos de cargas



Ilustración 14-2: Tipos de carga a los que está sometido un recipiente a presión.

Fuente: (Hernández Esquivel, 2017)

Tabla 5-2: Cargas estable e inestables.

Cargas estables	Cargas inestables
Presión	Prueba hidrostática
Peso propio	Sísmica
Carga de viento	Transporte
Fluido	Arranque y paro de equipo
Escaleras plataformas	Carga térmica
Carga térmica	Montaje

Fuente:(Hernández Esquivel, 2017)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Metodología del diseño

El diseño concurrente se obtuvo en base a toda la información adquirida en el capítulo dos, esto se hace con la finalidad de permitir obtener un producto en óptimas condiciones para su servicio, en si se basa en los procesos de evolución de diseño del recipiente a presión en cada una de sus etapas. La metodología implementada para el diseño, simulación del tanque de almacenamiento de agua tratada se detalla en la figura 1-3.

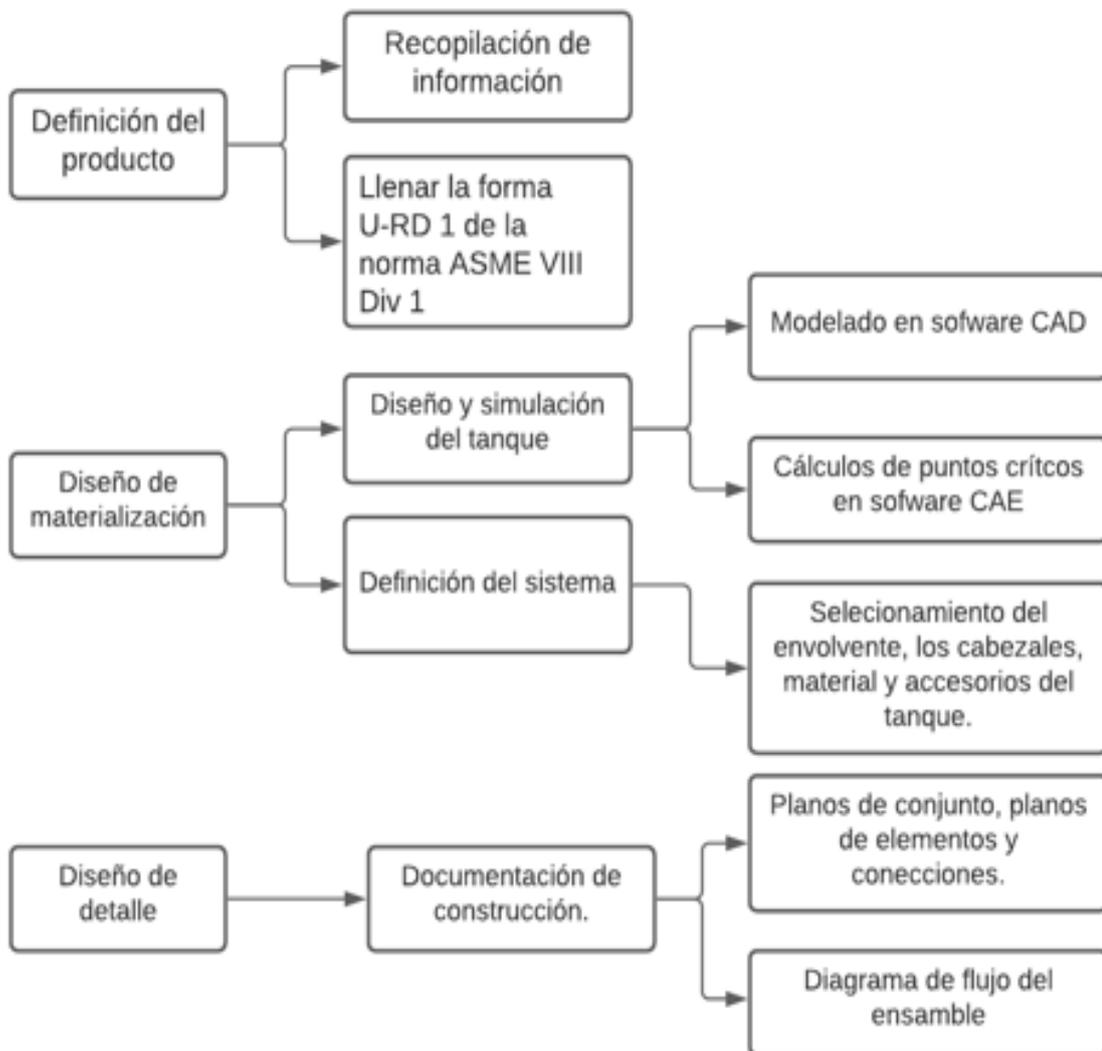


Ilustración 1-3: Método de diseño

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

3.2. Definición del producto

En base al fundamento teórico establecido en el capítulo dos del actual proyecto de integración curricular se especifica las características de diferentes tipos de recipientes a presión que existen en el mercado. Esto conjuntamente con la norma ASME VIII división 1, se llama la forma U-DR-1, viene especificada en el Anexo K la misma que es establecida por la norma, para tener las características para un correcto diseño del recipiente a presión.

3.3. Diseño del tanque de almacenamiento bajo la norma ASME VIII división 1

Para el diseño y construcción de un recipiente a presión, se diseña con la prioridad de selección del menor espesor tanto para el cuerpo como para las tapas, así como también el material más adecuado con el propósito de que el tanque de almacenamiento resista las condiciones de presión interna como externa. Para ello se debe realizar un dimensionamiento correcto del tanque el cual se va a denominar diseño del recipiente a presión, como se puede observar en la tabla 1-3.

Tabla 1-3: Requerimientos mínimos de diseño.

Datos de diseño			
Requerimientos mínimos			
Servicio/Usó	Agua Permeada		
Volumen	V	25000 L	6604,301 gal
Presión de operación	Po	0,103 MPa	15 psi
Temperatura de diseño	T	50 °C	122 °F
Diámetro interno	Di	2200 mm	86,614 in
MDMT requerido	MDMT _r	20 °C	68 °F
Corrosión admisible	C	3 mm	1/8 in

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.4. Selección de material

En la norma ASME VIII división 1 se encuentra el apartado UG-4, donde se especifica los materiales adecuados para los componentes del recipiente a presión. “Los esfuerzos máximos de diseño son delimitados por los esfuerzos de fluencia y la resistencia a la tracción máxima de los materiales del tanque”(Iza Pillajo, 2015) en la tabla 2-3 se observan el listado de los materiales de los componentes del recipiente a presión, se hace una tabla resumen para establecer las propiedades mecánicas de los dos materiales a calcular.

Tabla 2-3: Propiedades de los materiales implementados en el recipiente

Componente	Material	Límite de fluencia		Resistencia a la tracción		Esfuerzo máximo admisible	
Cuerpo	SA-516 G-70	38 ksi	260 MPa	70 ksi	485 MPa	20 ksi	138 MPa
Tapas	SA-516 G-70	38 ksi	260 MPa	70 ksi	485 MPa	20 ksi	138 MPa
Tuberías	SA-106-B	35 ksi	240 MPa	60ksi	415 MPa	17 ksi	118 MPa
Bridas	SA-105	36 ksi	250 MPa	70ksi	485 MPa	20 ksi	138 MPa
Espárragos	SA-193-B7	105 ksi	724 MPa	125 ksi	862 MPa	25 ksi	172 MPa

Fuente: (Megyesy, 1973)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

En la tabla 3-3 se encuentra la composición química tanto del material SA-516-Gr 70, estos porcentajes de composición son en base a un espesor de 1/2 in hasta 2 in de espesor, para el acero SA-285-C su composición se describe en base a un máximo de 2 in de espesor de la placa.

Tabla 3-3: Composición química de los materiales

Grado	C	Mn	Si	P	S
SA-516-Gr 70	0,28 max	0,85-1,2	0,15-0,40	0,025 max	0,025 max

Fuente: (CIA, 2020)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2020

3.5. Cálculos presión de diseño

Como la presión de operación del tanque es de 15 psi (0,103 MPa) se respeta la siguiente condición:

$$P_o < 2 \text{ MPa}$$
$$0,103 \text{ MPa} < 2 \text{ MPa} \quad \text{ok}$$

Para el cálculo de la presión de diseño se estable lo siguiente:

$$P = P_o + \text{Sobrepresión} + P_{\text{hidrostática}} \quad (1.3)$$

Donde:

P: Presión de diseño (MPa).

Sobrepresión: 0,21 MPa.

P_{hidrostática}: Presión hidrostática (psi).

Para la presión hidrostática de los cabezales, se propone una cabeza hemisférica 2:1 la cual tiene la siguiente relación:

$$h = D/2$$

Donde:

h: altura de la cabeza hemisférica (mm).

D: diámetro interior del cabezal (mm)

Se calcula en condiciones corroídas quedan la ecuación del diámetro.

$$D = Di + 2ca$$

$$D = 2200mm + 2 * (3mm)$$

$$D = 2206 mm$$

$$h = 2206 mm/2$$

$$h = 1103 mm$$

$$h = 43,425 in$$

$$P_{hidrostática} = \rho_{agua} * h * g$$

Donde:

$P_{hidrostática}$: Presión hidrostática (Pa).

ρ_{agua} : Densidad del agua ($\frac{kg}{m^3}$).

g: gravedad (m/s^2).

$$P_{hidrostática} = 1000 \frac{kg}{m^3} * \frac{1103}{1000} m * 9,81 m/s^2$$

$$P_{hidrostática} = 10820,43 Pa$$

Se reemplaza en la ecuación (1.3)

$$P = 0,103 MPa + 0,21 MPa + 0,011 MPa$$

$$P_{Diseño} = 0,324 MPa$$

$$P_{Diseño} = 46,57 psi$$

3.6. Cálculo valor de la relación ideal entre longitud y diámetro (F)

El objetivo de calcular F es determinar la relación idónea entre longitud y diámetro, para ellos se usa la siguiente expresión:

$$F = \frac{P}{CSE} \tag{2.3}$$

Donde:

P= Presión de diseño (MPa).

C: Corrosión permisible (MPa).

S: Valor de esfuerzo del material (MPa).

E: eficiencia de soldadura.

Tabla 4-3: Datos para el cálculo de F.

Material	SA-516 Gr.70
Esfuerzo del material	138 MPa
Corrosión admisible	3 mm
Presión de diseño	0,324 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$F = \frac{0,324 \text{ MPa}}{(3 \text{ mm})(138 \text{ MPa})(1)} \quad (3.3)$$

$$F = 7,82 \times 10^{-4} \text{ mm}^{-1}$$

$$F = 0,018 \text{ in}^{-1}$$

$$V = 25 \text{ m}^3$$

Una vez calculador el valor de F y transformando el volumen del tanque, en el gráfico 1.3 donde se encuentra el diámetro adecuado del recipiente y remplazamos en la ecuación 3.3. Dando un valor de F de $7,82 \times 10^{-4} \text{ mm}^{-1}$ para el acero SA-516-Gr 70.

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (4.3)$$

Donde:

V= Volumen del recipiente en (in^3).

D: Diámetro exterior del recipiente (in).

Según la figura 2-3. Entrando con el volumen de $882,87 \text{ ft}^3$ que intersecando con el valor de F $0,018 \text{ in}^{-1}$ se obtiene un valor adecuado para el diámetro el cual es de 7 ft con 6 in que se aproxima a 8ft, reemplazamos en la ecuación (4.3).

$$L = \frac{4 * 25 \text{ m}^3}{\pi (2,43 \text{ m})^2}$$

$$L = 5,390 \text{ m}$$

$$L = 17,564 \text{ ft}$$

Dando un valor de longitud del tanque de 5,390 metros.

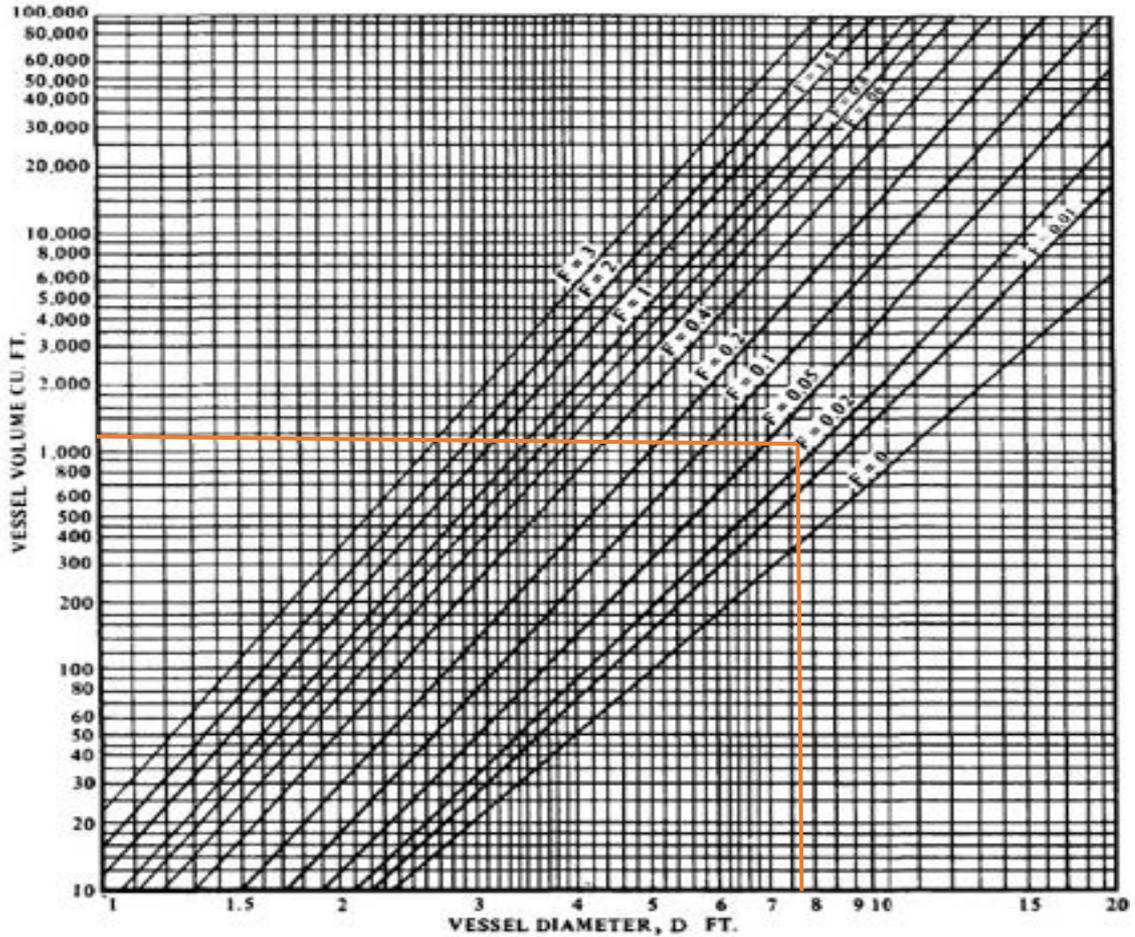


Ilustración 2-3: Carta para determinar el tamaño adecuado del recipiente.

Fuente : (Megyesy, 1973)

Los datos que se presentan en la tabla 6-3 son datos de un método de aproximación no tan exacto, como el método en donde se propone el cálculo de la longitud del tanque a partir del volumen del recipiente.

Tabla 5-3: Longitud del cuerpo del recipiente

Material	F	Longitud del cuerpo (in)	Longitud del cuerpo (mm)
SA-516-Gr 70	0,0168 in ⁻¹	210,769	5353,53

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.7. Cálculo de esfuerzos en el tanque

El recipiente diseñado a presión externa debe diseñarse con la finalidad de que pueda resistir la deformación circunferencial, aplicando como referencia la combinación de cargas externa para ver si se necesita una placa de mayor espesor. El esfuerzo circunferencial viene dado por la ecuación (5.3) y el esfuerzo longitudinal viene dado por la ecuación (6.3).

$$S_1 = \frac{PD_m}{4t} \quad (5.3)$$

$$S_2 = \frac{PD_m}{2tc} \quad (6.3)$$

Donde:

D_m : Diámetro medio del recipiente (mm).

P: Presión interna o externa (MPa).

S_1 : Esfuerzo longitudinal (MPa).

S_2 : Esfuerzo circunferencial (MPa).

tc: espesor del material sin margen de corrosión (mm).

Tabla 6-3: Datos para el cálculo de esfuerzos del tanque

Material	SA 516 Gr 70
Espesor	9,5 mm
Diámetro externo	2225 mm
Esfuerzo máximo admisible (S)	138 MPa
Presión de diseño	0,324 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$D_m = D_e - t$$

$$D_m = 2225 \text{ mm} - 9,5 \text{ mm}$$

$$D_m = 2215,5 \text{ mm}$$

$$S_1 = \frac{PD_m}{4t}$$

$$S_1 = \frac{0,324 \text{ MPa} * 2215,5 \text{ mm}}{4 * (9,5) \text{ mm}}$$

$$S_1 = 18,89 \text{ MPa}$$

$$S_2 = \frac{PD_m}{2tc}$$

$$S_2 = \frac{0,324 \text{ MPa} * 2215,5 \text{ mm}}{2 * (9,5) \text{ mm}}$$

$$S_2 = 37,78 \text{ MPa}$$

De las ecuaciones (5.3) y (6.3) al momento de desarrollar se obtiene un valor para el esfuerzo circunferencial de 18,89 MPa y para el esfuerzo longitudinal de 37,78 MPa. Cabe recalcar que los dos esfuerzos calculados están por encima del valor del máximo esfuerzo, como se observa en la tabla 8-3 por ende, son valores que están dentro del rango para el correcto diseño del recipiente a presión.

Tabla 7-3: Resumen de esfuerzos internos en el tanque de almacenamiento

Esfuerzos debido a la presión (SA 516 Gr 70)				
Esfuerzo longitudinal	S_1	18,89 MPa	S	138 MPa
Esfuerzos circunferenciales	S_2	37,78 MPa	Los esfuerzos no sobrepasan S	

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.8. Cálculo sección cilíndrica (cuerpo)

“La presión uniforme sea externa o interna, influye en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que actúa en la costura circunferencial” (Iza Pillajo, 2015) esta es por la característica de la geometría del cilindro. Para estos cálculos se hace uso del apartado UG-37 de la norma ASME VIII división 1. Al momento de calcular el espesor una recomendación clave es tener establecido que tipo de junta se va a utilizar de acorde al esfuerzo aplicado a continuación las figuras 4-3 y 5-3 se exponen para evitar confusiones.

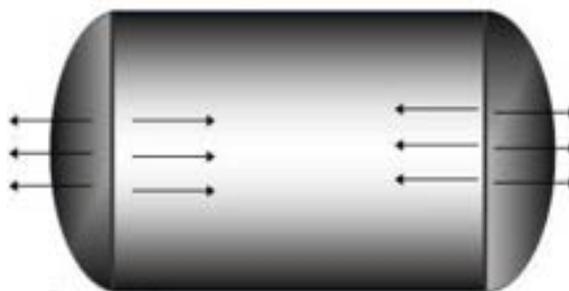


Ilustración 3-3: Esfuerzo longitudinal (junta circunferencial)

Fuente: (Iza Pillajo, 2015)

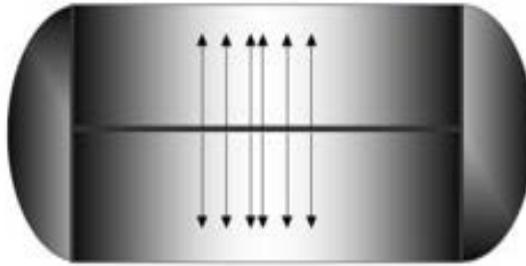


Ilustración 4-3: Esfuerzo circunferencial (junta longitudinal)

Fuente: (Iza Pillajo, 2015)

Tabla 8-3: Datos para el cálculo sección cilíndrica

Pared del cilindro						
Material	M1	SA 516 Gr 70				
Radio interno	Ri	1103 mm				
Junta longitudinal						
Tipo de junta	Juntas soldadas a tope con penetración completa					
Radiografiado	Rx	Radiografiado total		Radiografiado por muestreo		Sin radiografiado
			1	X	0,85	X
Eficiencia de junta longitudinal (esfuerzo circunferencial)	E_L	1				
Esfuerzos permitidos						
Esfuerzo máximo admisible	S1	138 MPa				

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.8.1. *Espesor del cuerpo esfuerzo circunferencial (junta longitudinal)*

Nos dirigimos al apartado UG 27 de la norma ASME VIII división 1. Donde de manera obligatoria se tiene que cumplir la ecuación para el cálculo del esfuerzo circunferencial (7.3).

$$P < 0,385 * S * E \quad (7.3)$$

Donde:

S: Esfuerzo máximo admisible (MPa)

E: Eficiencia de la junta.

$$0,385 * S * E = 0,385 * 138 \text{ MPa} * 1$$

$$0,385 * S * E = 53,13 \text{ MPa}$$

$$P = 0,324 \text{ MPa}$$

$$0,324 \text{ MPa} < 53,13 \text{ MPa Ok}$$

$$t_1 = \frac{PRi}{SE_L - 0,6P} \quad (8.3)$$

Donde:

P: Presión de diseño (MPa).

S: Máximo esfuerzo admisible (MPa).

E_L : Eficiencia de la junta.

R_i : Radio interno (mm).

t_1 : Espesor del cuerpo con el esfuerzo circunferencial (junta longitudinal) (mm).

Se analiza el radio interno en condiciones corroídas.

$$R = (D + 2ca)/2$$

Donde:

D: Diámetro interno del tanque (mm).

R: Radio interno (mm).

Ca: Corrosión admisible (mm).

$$R = \frac{2200 \text{ mm} + 2 * (3 \text{ mm})}{2}$$

$$R = 1103 \text{ mm}$$

Como se necesita el radio interno para la ecuación 8.3 restamos el espesor nominal.

Quedando la ecuación para el cálculo del espesor del cuerpo con el esfuerzo circunferencial aplicando junta longitudinal.

$$t_1 = \frac{0,324 \text{ MPa} * 1103 \text{ mm}}{138 \text{ MPa} * (1) - 0,6 * 0,324 \text{ MPa}}$$

$$t_1 = 2,6 \text{ mm}$$

Para el desarrollo la ecuación (8.3) se cumple con la condición (7.3), se calcula el espesor con la radiografía establecida, la junta tipo Full RT con un valor de eficiencia de la junta de 1.

3.8.2. *Espesor del cuerpo esfuerzo longitudinal (junta circunferencial)*

Para la aplicación de la fórmula que se encuentra en el apartado UG 27 de la norma ASME VIII división 1, donde se cumple la condición (9.3) para el cálculo del esfuerzo longitudinal tanto para el acero SA 516 Gr 70.

$$P < 1,25 * S * E \quad (9.3)$$

Donde:

S: Esfuerzo máximo admisible (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

$$1,25 * S * E = 1,25 * 138 \text{ MPa} * 1$$

$$1,25 * S * E = 172,5 \text{ MPa}$$

$$P = 0,324 \text{ MPa}$$

$$0,324 \text{ MPa} < 172,5 \text{ MPa} \text{ Ok}$$

$$t_2 = \frac{PR_i}{2SE_c + 0,4P} \quad (10.3)$$

Donde:

P: Presión de diseño (MPa).

S: Máximo esfuerzo admisible (MPa).

E_L : Eficiencia de la junta.

R_i : Radio interno (mm).

t_2 : Espesor del cuerpo aplicando esfuerzo longitudinal (junta circunferencial) (mm).

$$t_2 = \frac{0,324 \text{ MPa} * 1103 \text{ mm}}{2 * 138 \text{ MPa} * (1) + 0,4 * (0,324 \text{ MPa})}$$

$$t_2 = 1,3 \text{ mm}$$

Para el desarrollo la ecuación (10.3) según la norma ASME VIII división 1 el espesor mínimo es de 1,5 mm.

$$t_2 = 1,5 \text{ mm}$$

Se cumple de manera adecuada la condición (9.3), se calcularon los espesores con los diferentes tipos de materiales como se observa en la tabla 10-3. Las condiciones (7.3) y (9.3) se cumplen de manera satisfactoria para el acero SA 516 Gr 70.

Tabla 9-3: Resumen de espesores tanto esfuerzo longitudinal como circunferencial.

Material		SA 516 Gr 70	
Espesor del cuerpo con esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).	t1	2,6 mm	
Condición	0,385*S*E	53,13 MPa	OK
Espesor del cuerpo esfuerzo longitudinal.	t2	1,5 mm	
Condición	1,25*S*E	172,5 MPa	OK

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.9. Diseño a presión interna

La presión interna es uno de los parámetros más importantes para el diseño del recipiente, para cálculo del espesor se involucran factores como presión de diseño, la máxima presión permitida de operación, presión hidrostática, valores de esfuerzos máximos permitidos de los materiales aplicados en el recipiente a presión. (Iza Pillajo, 2015)

3.9.1. Cálculo del espesor requerido del cuerpo del recipiente a presión interna

Para la selección del espesor requerido se aplica la condición (11.3) donde se escoge el valor máximo de los espesores calculados con los esfuerzos circunferencial y longitudinal.

$$t_r = \max(t_1 + t_2) + Ca \quad (11.3)$$

Donde:

t_1 : Espesor del cuerpo esfuerzo circunferencial (junta longitudinal).

t_2 : Espesor del cuerpo esfuerzo longitudinal (junta circunferencial).

Ca: Corrosión admisible.

t_r : Espesor requerido.

t_n : Espesor nominal.

$$t_r = \max(2,6 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm}) + 3 \text{ mm}$$

$$t_r = 2,6 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$t_r = 5,6 \text{ mm}$$

El espesor requerido para todo el cuerpo es de 5,6 mm, se normaliza el espesor a 9,5 mm (3/8 in) el cual es un espesor comercial para el acero SA 516 Gr 70.

$$t_n = 9,5 \text{ mm}$$

$$t_n = \frac{3}{8} in$$

El espesor mínimo que debe tener la plancha cumple la condición de la ecuación (12.3) por ende se diseña con un espesor comercial de 9,5 mm.

$$t_{min} = t_n - \min(6\%t_n; 0,3 \text{ mm}) \quad (12.3)$$

$$t_{min} = t_n - \min(0,57 \text{ mm}; 0,3 \text{ mm})$$

$$t_{min} = 9,5 - 0,3 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 9,2 \text{ mm}$$

$$t_{min} > t_r \quad (13.3)$$

$$9,2 \text{ mm} > 5,6 \text{ mm ok}$$

Ya completado el proceso para encontrar el espesor del cuerpo aplicando el material SA 516 Gr 70, los valores encontrados se tabulan en la tabla 11-3.

Tabla 10-3: Tabla resumen de espesor del cuerpo

Material	t requerido	t min	t nominal
SA-516-Gr 70	5,6 mm	9,2 mm	9,5 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.9.2. Máxima presión admisible de trabajo (MAWP)

La máxima presión admisible de trabajo se calcula a condiciones corroídas y con la temperatura de operación. (ASME, 2019)

$$MAWP = \frac{S * E_1 * t}{R + (0,6 * t)} \quad (14.3)$$

Donde:

MAWP: Máxima presión admisible de trabajo (MPa).

S: Esfuerzo máximo admisible del material (MPa).

R: Radio interno del tanque (mm).

E: Eficiencia de la junta.

t: espesor mínimo en condiciones corroídas (mm).

Tabla 11-3: Datos para el cálculo de MAWP

Material	SA 516 Gr 70
Esfuerzo máximo admisible	138 MPa
Presión de diseño	0,324 MPa
Radio interno	1103 mm
Eficiencia de la junta	1
Corrosión admisible	3 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

De la tabla 11-3. Se extrae el valor del espesor mínimo del acero SA 516 Gr 70.

$$t = t_{min} - Ca$$

$$t = 9,2 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$t = 6,2 \text{ mm}$$

$$MAWP = \frac{138 \text{ MPa} * 1 * 6,2 \text{ mm}}{1103 \text{ mm} + (0,6 * 6,2 \text{ mm})}$$

$$MAWP = 0,77 \text{ Mpa}$$

$$MAWP > P$$

$$0,77 \text{ MPa} > 0,324 \text{ MPa } ok$$

A condiciones corroídas se tiene un espesor mínimo de 6,2 mm aplicando la condición de que la máxima presión admisible de trabajo de 0,77 MPa, es mayor a la presión de diseño se verifica que el material utilizado para el cuerpo SA 516 Gr 70 es apropiado para un correcto diseño.

3.9.3. Máxima presión admisible (MAP)

En el apartado UG-27 de la sección A se toman los valores en condiciones nuevas y temperatura ambiente.(ASME, 2019) de la tabla 9-3 se escogen los valores para el cálculo del MAP.

$$t_{min} = t$$

$$t = 9,2 \text{ mm}$$

$$MAP = \frac{S * E_1 * t}{R + (0,6 * t)} \quad (15.3)$$

Donde:

MAP: Máxima presión admisible (MPa).

S: Esfuerzo máximo admisible del material (MPa).

R: Radio interno del tanque (mm).

E: Eficiencia de la junta.

t: espesor mínimo en condiciones nuevas (mm).

$$S_{122\text{ }^{\circ}\text{F}} = 138 \text{ MPa}$$

$$MAP = \frac{138 \text{ MPa} * 1 * 9,2 \text{ mm}}{1103 \text{ mm} + (0,6 * 9,2 \text{ mm})}$$

$$MAP = 1,14 \text{ Mpa}$$

El valor del esfuerzo máximo del material SA 516 Gr 70 se mantiene constante porque la temperatura ambiente, de la localidad donde se instala el tanque 50 °C lo cual entra en el rango de -20 hasta 400 °F.

Tabla 12-3: Tabla resumen de MAWP y MAP para el cuerpo.

Material		SA 516 Gr 70
Máxima presión admisible de trabajo	MAWP	0,77 MPa
Máxima presión admisible	MAP	1,14 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.9.4. Cálculo del espesor requerido del cabezal hemisférico a presión interna

Una de los mejores cabezales son los de tipo hemisférico con una relación 2:1, este tipo de casco es el más eficiente a la hora de hablar de una correcta distribución de presión interna.

Tabla 13-3: Datos para el cálculo del cabezal aplicado al recipiente

Cabezal			
Tipo	hemisférico		
Material	SA 516 Gr 70		
Presión de diseño	0,324 MPa	Radio interno	1103 mm
Tipo de junta	Juntas soldadas a tope con penetración completa		
Radiografiado	Radiografiado total	Eficiencia de la junta	1
Esfuerzos permitidos			
Esfuerzo máximo permitido	S1	20000 psi	138 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.9.4.1. Cabezales hemisféricos presión lado cóncavo

La norma ASME VIII división 1 en el aparato UG-32 (e) el mínimo espesor requerido es el más pequeño, (ASME, 2019) el cabezal hemisférico cumple la condición (16.3) para calcular el espesor requerido se utiliza la ecuación número (17.3).

$$P \leq 0,655 SE \quad (16.3)$$

$$0,324 \text{ MPa} \leq 0,655 * 138 \text{ MPa} * 1$$

$$0,324 \text{ MPa} \leq 90,4 \text{ MPa} \text{ ok}$$

Se analizan el diámetro interno en condiciones corroídas.

$$h = \frac{D + 2 * ca}{2}$$

$$h = \frac{2200 \text{ mm} + 2(3)}{2}$$

Donde la altura del cabezal hemisféricos es igual a radio interno por la relación de 2/1.

$$h = 1103 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * R}{2 * S * E - 0,8 * P} \quad (17.3)$$

Donde:

P: Presión de diseño (MPa).

R: Radio externo (mm).

S: Esfuerzo máximo admisible (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

Ca: Corrosión admisible (mm).

$$t = \frac{0,324 \text{ MPa} * 1103 \text{ in}}{2 * 138 \text{ MPa} * (1) - 0,8 * 0,324}$$

$$t = 1,29 \text{ mm}$$

Como la norma ASME requiere un valor mínimo de espesor de 1,5 mm (0,06 in).

$$t = 1,5 \text{ mm in}$$

$$t_{\text{requerido}} = t + ca$$

$$t_r = 1,5 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$t_r = 4,5 \text{ mm}$$

Se usa la ecuación (17.3) para calcular las presiones admisibles en el cabezal hemisféricos, por la presión de diseño como se obtuvo un espesor requerido de 4,5 mm se normaliza a un espesor comercial de 9,5mm (3/8 in) para el acero SA 516 Gr 70.

$$t_n = 9,5 \text{ mm}$$

$$MAWP = \frac{2 * S * E * t}{R - 0,8t} \quad (18.3)$$

$$MAWP = \frac{2 * 138 \text{ MPa} * (1) * (9,5 \text{ mm})}{1103 \text{ mm} - 0,8 * (9,5 \text{ mm})}$$

$$MAWP = 2,4 \text{ MPa}$$

Como la máxima presión de trabajo admisible de 2,4 MPa supera a la presión de diseño de 0,324 MPa, los cabezales hemisféricos proponen una vía correcta para el dimensionamiento del tanque, para el material de SA 516 Gr 70.

Tabla 14-3: Resumen de MAWP en los cabezales hemisféricos

Material		SA 516 Gr 70
Máxima presión admisible de trabajo	MAWP	2,4 MPa
Espesor mínimo	t	1,5 mm
Espesor requerido	tr	4,5 mm
Espesor nominal	tn	9,5 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.10. Volumen de los cabezales del tanque

El volumen del tanque de almacenamiento requerido por el cliente es de 25 m^3 , con un diámetro interno en condiciones corroídas de 2206 mm, una vez establecidos estos parámetros. Lo primero es calcular el volumen del cabezal hemisférico.

$$V_{\text{cabezales}} = \frac{\pi * Di^3}{12}$$

$$V_{\text{cabezales}} = \frac{\pi * (2206 \text{ mm})^3}{12}$$

$$V_{\text{cabezales}} = 2,8 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{Total del recipiente}} = 25 \text{ m}^3$$

3.11. Cálculo de la longitud del cuerpo cilíndrico

Una vez obtenido el volumen del cabezal es de $2,8 \text{ m}^3$ y el volumen que dimensiona el cuerpo cilíndrico, con los datos para obtener la longitud del cilindro del tanque. Se hace una resta entre el volumen solicitado por el cliente y el volumen de las tapas.

$$V_{del\ tanque} = 25\ m^3 - 2 * (2,8\ m^3)$$

$$V_{del\ tanque} = 19,4\ m^3$$

Es decir $19,4\ m^3$ es la capacidad faltante para cumplir con el requerimiento del cliente.

$$V_{cuerpo\ cilindrico} = \frac{\pi * Di^2}{4} * L_{cilindro}$$

El diámetro interno en condiciones corroídas es de 2206 mm

$$L_{cilindro} = 4 * \frac{V_{cuerpo\ cilindrico}}{\pi * Di^2}$$

$$L_{cilindro} = 4 * \frac{19,4\ m^3}{\pi * (2,206\ m)^2}$$

$$L_{cilindro} = 5,1\ m$$

Con este procedimiento se llega al volumen solicitado con una longitud del cuerpo del cilindro de 5100 mm.

$$V_{Total\ del\ recipiente} = V_{cabezales} + V_{cuerpo\ cilindrico}$$

$$V_{Total\ del\ recipiente} = 2 * (2,8\ m^3) + 19,4\ m^3$$

$$V_{Total\ del\ recipiente} = 25\ m^3$$

Con el volumen total del recipiente es igual al volumen solicitado se asevera que los cálculos están realizados de manera correcta.

3.12. Cálculo de la longitud total del recipiente

Para calcular la longitud total del recipiente de deben sumar las alturas de los cabezales.

$$L_C = 2H + L_{cilindro}$$

La relación de la cabeza hemisférica es de 2:1 por ende la altura del cabezal la cual de 1103 mm.

Tabla 15-3: Valores para el cálculo de la longitud total del recipiente

Altura de la cabeza	h=D/2	1103 mm	43,425 in
Tipo de cabeza	Hemisférica		

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$H = h + t_{cabezas}$$

$$H = 1103 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$L_C = 2 * (1106 \text{ mm}) + 5100 \text{ mm}$$

$$L_C = 7,312 \text{ m}$$

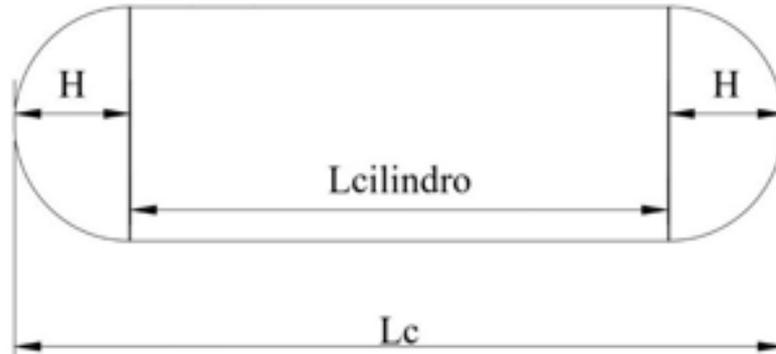


Ilustración 5-3: Longitud total del recipiente a presión.

Realizado por: Perugachi, Michael, 2022.

Como se obtuvo una longitud total del recipiente a presión es de 7312 mm aproximadamente 7,3 metro de longitud.

3.13. Diseño a presión externa

3.13.1. Diseño a presión externa del cuerpo

En la norma ASME VIII división 1 en el apartado UG-28 representa los parámetros a cumplir para que el tanque de almacenamiento cumpla los requerimientos a presión externa, dichos recipientes cilíndricos pueden o no tener anillos de refuerzos. Todos los tramos deben cumplir la condición de pandeo, la norma ASME no considera el pandeo en tanques de almacenamiento muy largos, si fuese necesaria la verificación por pandeo se la realiza fuera del código. (Massa, Giró y Giudici, 2017)

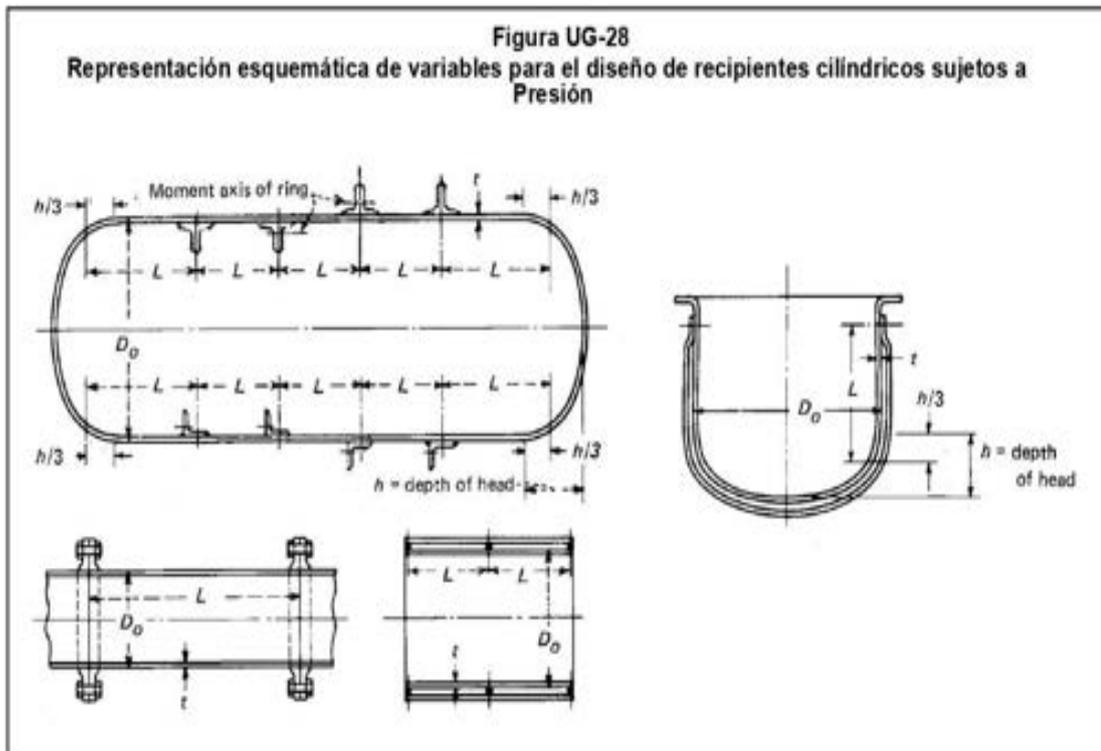


Ilustración 6-3: Tipos de recipientes sometidos a presión.

Fuente: (ASME, 2019)

Tabla 16-3: Datos para el cálculo de diseño a presión interna (cuerpo)

Condiciones de diseño	
Material	SA-516-Gr 70
Temperatura de diseño	50 °C
Presión externa	0,101 MPa
Diámetro externo	2225 mm
Radio interno	1103 mm
Longitud cilindro	5100 mm
Esfuerzo admisible	138 MPa
Espesor nominal	3 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

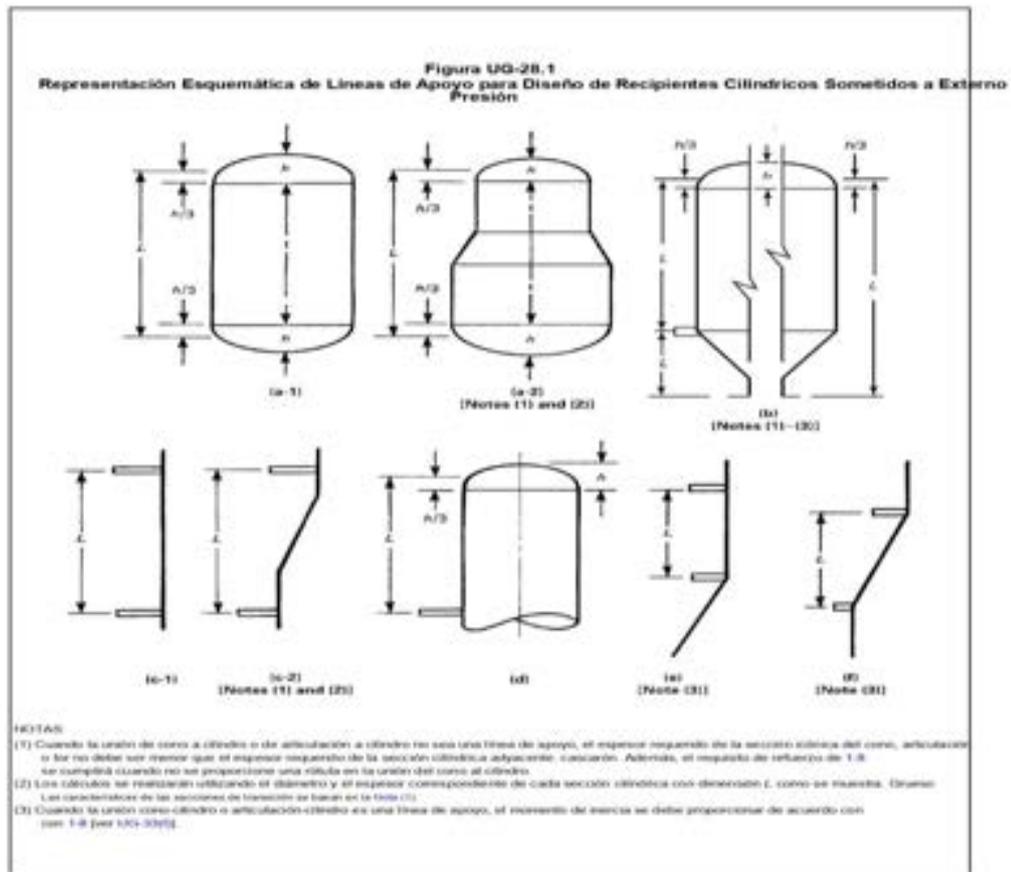


Ilustración 7-3: Tipos de líneas de soporte.

Fuente: (ASME, 2019)

Se propone un espesor de 9,5mm, según lo especificado con el material SA 516 Gr 70 se obtuvo una distancia del cuerpo cilíndrico de 5100 mm de largo.

$$t = t_n - ca \tag{19.3}$$

$$t = 9,5 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$t = 6,5 \text{ mm}$$

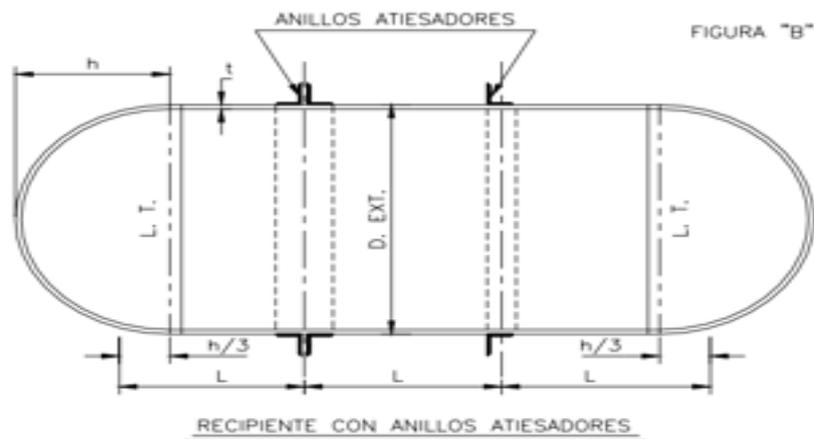


Ilustración 8-3: Distancia de anillos atiesadores.

Fuente:(León Estrada, 2001)

Como la corrosión admisible externa es 0 mm entonces se procede a establecer el diámetro externo en condiciones corroídas quedan la siguiente la siguiente expresión:

$$D_o = D + 2 * t_n$$

Donde:

Do: Diámetro externo (mm).

tn: Espesor nominal (mm).

D: Diámetro interno (mm).

$$D_o = 2206 \text{ mm} + 2 * (9,5 \text{ mm})$$

$$D_o = 2225 \text{ mm}$$

Se tiene la siguiente condición $D_o/t \geq 10$ la cual tiene un valor de 342,31 cumpliendo la condición de manera satisfactoria.

$$\frac{D_o}{t} = \frac{2225 \text{ mm}}{6,5 \text{ mm}} = 342,31 \quad (20.3)$$

Se tiene la siguiente ecuación donde la longitud del cilindro es de 5100 mm con una altura en los cabezales de 1103 mm.

$$L = L_c + 2 * \left(\frac{h}{3}\right)$$

Donde:

Lc: longitud del cuerpo (mm).

h: altura del cabezal hemisférico (mm).

$$L = 5100 \text{ mm} + 2 * \left(\frac{1103 \text{ mm}}{3}\right) = 5835,33 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{5835,33 \text{ mm}}{2225 \text{ mm}} = 2,62 \quad (21.3)$$

Para determinar la relación geométrica A se usa la figura 9-3 la cual pertenece a la subparte 3 del código ASME Sección II parte D. Aplicando las propiedades del material SA-516-Gr 70 según el Anexo A. El material es el número 33 con dicho número se procede a ir al Anexo B. El material pertenece a la tabla de presión tipo C-2, para encontrar el valor de A nos ubicamos en la figura 9-3, con el valor de 342,31, que es la relación de diámetro externo con el espesor y el valor de 2,62 es la relación de la longitud total con el diámetro externo, se obtuvo un valor de A de 0,00008.

Figura G

Cuadro geométrico para componentes bajo cargas externas o de compresión (para todos los materiales)

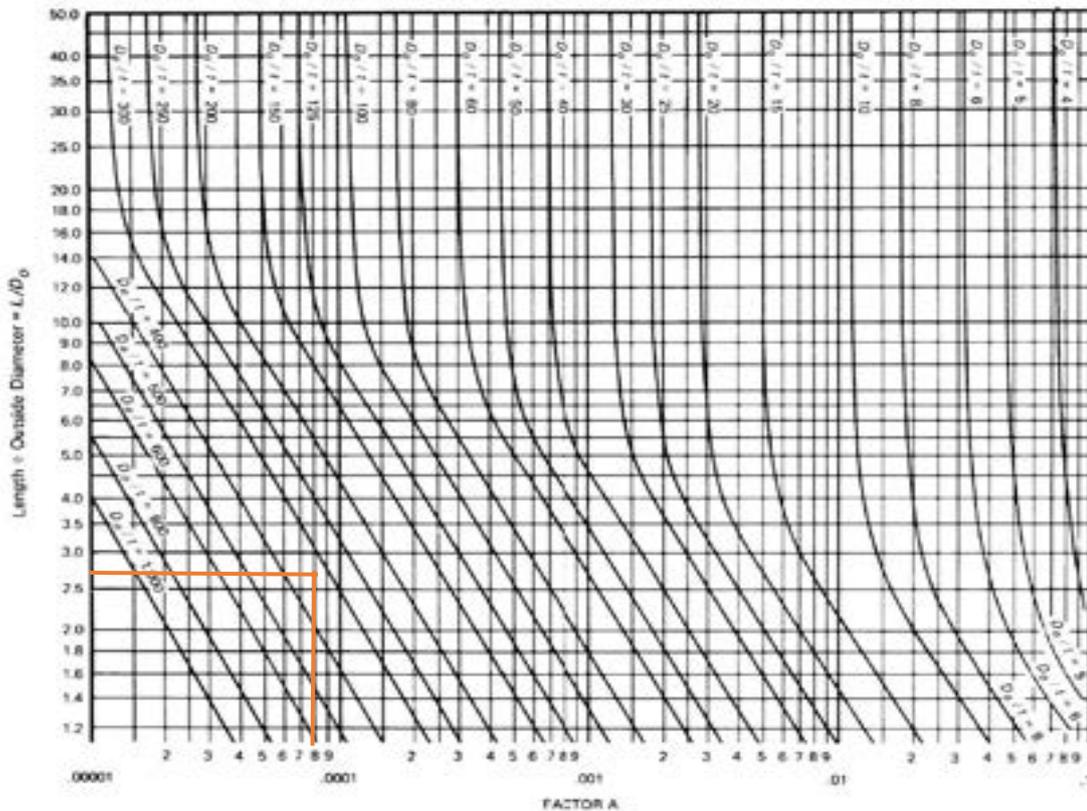


Ilustración 9-3: Carta para determinar la relación geométrica A.

Fuente:(ASME Parte D, 2019)

Con el valor de A de 0,00008 se encuentra en la parte izquierda de la curva, como se puede observar en la figura 9-3, que depende de la temperatura de diseño la cual es de 50 °C, Como el valor de A cae a la izquierda de la curva se utiliza la ecuación (22.3). El valor del módulo de Young se obtiene interpolando los valores de la tabla 19-3, como el material poseen un porcentaje de carbono menor a 0,30%. Dando un valor de $200,6 \times 10^3$ MPa. Se requiere usar la ecuación (22.3) para el cálculo de la presión admisible del cilindro.

$$P_a = \frac{2 * A * E}{3 * \left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (22.3)$$

Donde:

P_a : Presión externa máxima admisible del cuerpo cilíndrico (MPa).

E: Modulo de Young (MPa).

D_o : Diámetro externo (mm).

t: espesor a condiciones corroídas (mm).

$$P_a = \frac{2 * 0,00008 * 200,66 \times 10^3 \text{ MPa}}{3 * (342,31 \text{ mm})}$$

$$P_a = 0,032 \text{ MPa}$$

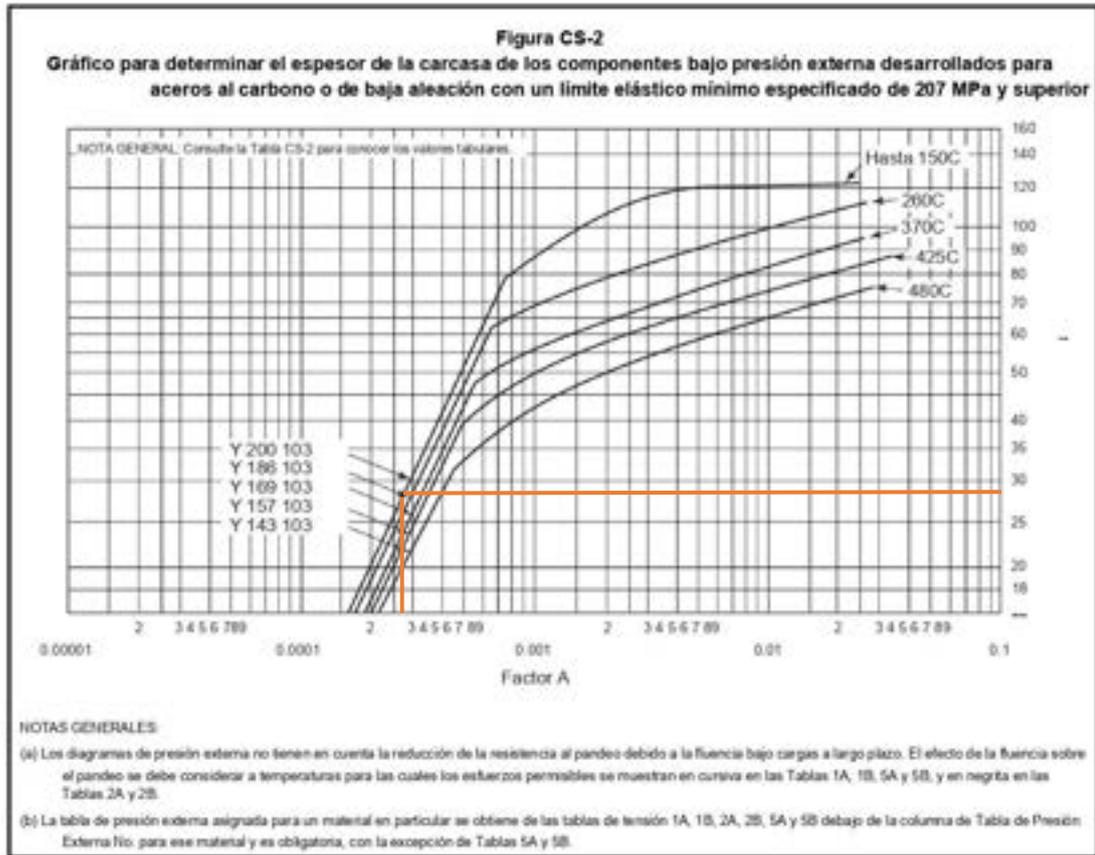


Ilustración 10-3: Figura CS-2

Fuente:(ASME Parte D, 2019)

Como la presión atmosférica de la ciudad del sachá es de 0,101 MPa y la presión externa máxima admisible del cuerpo es de 0,032 MPa, se procede a instalar anillos retenedores con el objetivo de disminuir la longitud entre soporte para que el tanque resista la presión externa de la localidad. De la figura 9-3 se obtiene un valor de $h/3$ que es la altura del cabezal hemisférico dividido en tres partes, recordando que esta altura es igual al radio del cabezal el cual es de 1103 mm a condiciones corroídas, sumándole la longitud del cilindro que es de 5100 mm y como se instalan 2 anillos se obtiene la siguiente expresión.

$$\frac{h}{3} = 1103 \text{ mm}/3$$

$$L = \frac{5100 \text{ mm} + 2(367,7 \text{ mm})}{3}$$

$$L = 1945,13 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{1945,13 \text{ mm}}{2225 \text{ mm}} = 0,87$$

La longitud de separación o también denominada longitud de tangente, queda dividida en tres partes dando un valor de 1945,13 mm, la relación entre el diámetro y el espesor corroído tiene el mismo valor que la ecuación 19.3. Como el valor de la relación de la longitud entre soportes cambio a 0,87 en la figura 11-3 encontramos un valor de A de 0,00026 y en la figura 10-3 encontramos un valor de la tensión de B de 28 MPa.

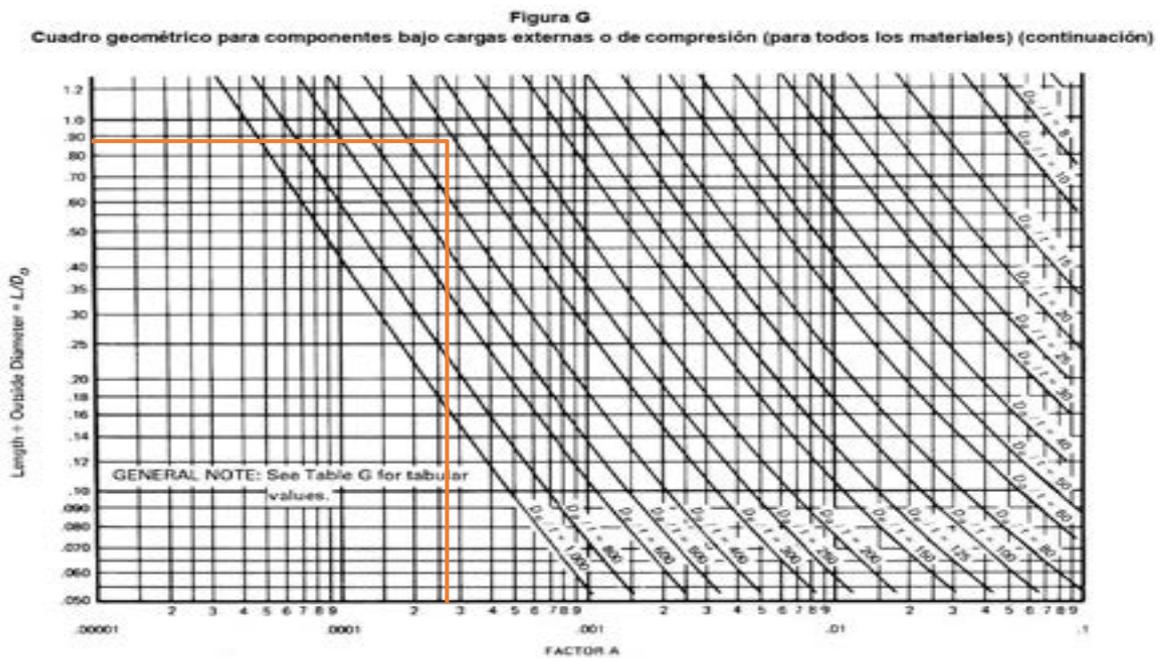


Ilustración 11-3: Carta para determinar la relación geométrica A.

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

El factor de B se encuentra en la figura 11-3, como se logra observar el valor de A cae a la derecha de la curva se utiliza la siguiente expresión:

$$P_a = \frac{4 * B}{3 * \left(\frac{D_o}{t}\right)}$$

Donde:

P_a : Presión externa máxima admisible del cuerpo cilíndrico (MPa).

B: Factor

D_o : Diámetro externo (mm).

t: Espesor a condiciones corroídas (mm).

$$P_a = \frac{4 * 28 \text{ MPa}}{3 * (342,31)}$$

$$P_a = 0,109 \text{ MPa}$$

$$P_a > P_e$$

$$0,109 \text{ MPa} > 0,101 \text{ ok}$$

El cuerpo con 2 anillos de refuerzo tiene una presión admisible externa de 0,109 MPa el lugar de instalación del tanque de almacenamiento es en la ciudad del Sacha provincial de Orellana, la cual tiene una presión atmosférica de 0,101 MPa, como la presión admisible del cuerpo es mayor a la presión atmosférica del sitio de instalación el cuerpo del tanque cumple de manera satisfactoria, los requerimientos a presión externa.

3.13.1.1. Anillos atiesadores

En la norma ASME VIII división 1 en el apartado UG-29 el cual detalla los parámetros a seguir para los anillos de refuerzo “Los anillos atiesadores son perfiles estructurales soldados a la envolvente que evitan deformaciones den las placas de los anillos del tanque ”(Rosendo Corralco Hernández, 2016) El anillo rigidizador se diseña de un acero con denominación A36.

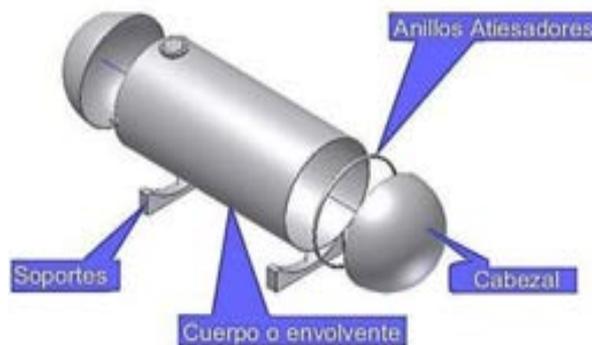


Ilustración 12-3: Localización de los anillos atiesadores.

Fuente: (Corralco Hernández, 2016)

Los anillos de refuerzo pueden estar fuera o dentro del tanque, además ser atado al casco por soldadura.(Rodríguez Lezema). El diámetro externo del tanque calculado en condiciones corroídas es de 2225 mm y el espesor del cuerpo cilíndrico un valor de 9,5 mm.

$$I' = 1,1 * \sqrt{D_o * t}$$

$$I' = 1,1 * \sqrt{2225 \text{ mm} * 9,5 \text{ mm}}$$

$$I' = 160 \text{ mm}$$

Mediante el teorema de Steiner procedemos a calcular la inercia de la barra, la cual tiene un centro de gravedad de 44,35 mm.

Tabla 17-3: Datos para teorema de Steiner.

	A (mm ²)	y (mm)	A*y (mm ²)	d (mm)	d ² (mm ²)	A * d ² (mm ⁴)	b * h ³ /12 (mm ³)
Área 1	4806,442	56,896	273467,324	6,5659	43,11104281	207210,7268	3658258
Área 2	1522,5776	4,7625	7251,27582	39,5859	1567,043479	2385945,299	11612,85677
Sumatoria	6329,0196		280718,5999			2593156,026	3669870,856

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

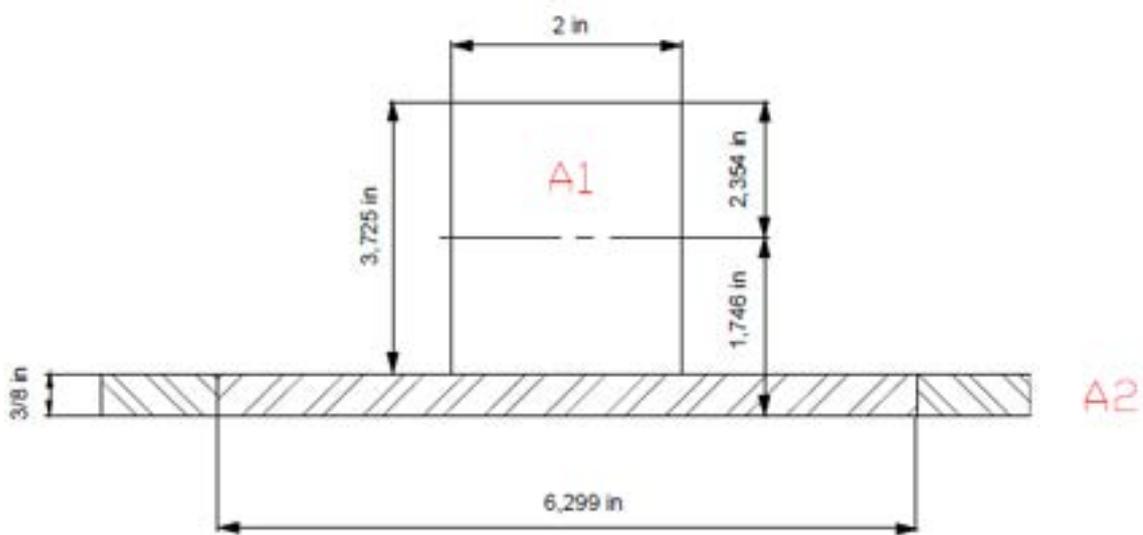


Ilustración 13-3: Dimensiones del anillo rigidizador

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$I = \sum A * h^2 + \sum \frac{b * h^3}{12}$$

$$I = (2593156,026 + 3669870,856) \text{ in}^4$$

$$I = 6263026,882 \text{ mm}^4$$

$$I = 15 \text{ in}^4$$

Ahora se calcula el valor de la presión para el cuerpo con los datos de presión de diseño de 0,324 MPa y de longitud de tangente de 1945,13 mm, se encuentra el factor B mediante siguiente expresión:

$$B = \frac{3}{4} * \left(P * \frac{D_o}{\left(t + \frac{A_s}{L_s} \right)} \right) \quad (23.3)$$

Donde:

t : espesor del cuerpo cilíndrico (mm).

D_o : Diámetro externo (mm).

P : Presión de diseño (MPa).

A_s : Área de la sección del anillo del refuerzo (mm^2).

L_s : distancia entre el centro de la sección del anillo y la próxima línea de soporte (in).

$$B = \frac{3}{4} * (0,324 MPa * \frac{2225 mm}{(9,5 mm + \frac{4806,442 mm^2}{1945,13 mm})})$$
$$B = 45,16 MPa$$

En la figura 11-3 con el valor de B de 45,16 MPa y con la temperatura de 50 °C intersecamos en la curva que especifica la temperatura hasta 150 °C, dando un valor de A de 0,00045 que reemplazaremos en las siguientes expresiones:

$$I_s = \left(\frac{D_o^2 * L_s}{14} \left(t + \frac{A_s}{L_s} \right) * A \right)$$
$$I_s' = \left(\frac{D_o^2 * L_s}{10,9} \left(t + \frac{A_s}{L_s} \right) * A \right)$$

Donde:

I_s : Momento requerido de la sección del anillo (mm^4).

I_s' : Momento de inercia requerido del anillo combinado sección transversal de la carcasa alrededor de su eje neutro paralelo al eje de la carcason (mm^4).

I : Momento de inercia existente (mm^4).

A_s : Área de la sección del anillo del refuerzo (mm^2).

L_s : Distancia entre el centro de la sección del anillo y la próxima línea de soporte (mm).

I' : Momento de inercia disponible del anillo-anillo combinado sección transversal sobre su eje neutro paralelo al eje de la cáscara (mm^4).

Como el anillo rigidizador tienes las siguientes dimensiones (2 x 3,75) in con un área transversal del perfil de 7,5 in^2 .

$$I_s = \left(\frac{(2225 mm)^2 * 1945,13 mm}{14} \left((9 mm) + \frac{4806,442}{1945,13} \right) * 0,00045 \right)$$

$$\begin{aligned}
I_S &= 3550544,189 \text{ mm}^4 \\
I_S &= 8,53 \text{ in}^4 \\
I_S' &= \left(\frac{D_o^2 L_S}{10,9} \left(t + \frac{A_s}{L_S}\right) A\right) \\
I_S' &= \left(\frac{(2225 \text{ mm})^2 * 1945,13 \text{ mm}}{10,9} \left(9 \text{ mm} + \frac{4806,442}{1945,13}\right) * 0,00045\right) \\
I_S' &= 4560331,986 \text{ mm}^4 \\
I_S' &= 11 \text{ in}^4
\end{aligned}$$

Como el anillo rigidizador tenemos una inercia del perfil de 15 in^4 y el momento de inercia requerido es menor que el momento de inercia existente, entonces el anillo es adecuado para el diseño del recipiente a presión.

$$I \geq I_S' \text{ o } I_S$$

$$6243184,81 \text{ mm}^4 \geq 3550544,189 \text{ mm}^4 \text{ o } 4560331,986 \text{ mm}^4$$

$$15 \text{ in}^4 \geq 8,53 \text{ in}^4 \text{ o } 11 \text{ in}^4$$

3.13.2. Diseño a presión externa de los cabezales hemisféricos

La norma ASME VIII división 1 en la sección UG-28 para cabezales hemisféricos el acero SA 516 Gr 70 es un acero, como se puede ver en el Anexo A que se encuentra en la fila 33 con una caracterización de tipo CS2 que se puede observar en el Anexo B, este dato es importante al momento de elegir la gráfica para determinar los factores A y B.

En la tabla 3-3 se especifica la composición de carbono la cual es de 0,28% la cual entraría en la primera fila de la tabla 19-3. Se procede a interpolar con la temperatura de $50 \text{ }^\circ\text{C}$ el valor del módulo de elasticidad para el acero es de $200,6 \times 10^3 \text{ MPa}$ ya que su composición química es menor al 0,30%.

Tabla 18-3: Valores de módulo de elasticidad para diferentes temperaturas.

Tabla TM-1					
Módulo de elasticidad de materiales ferrosos para diferentes temperaturas					
Módulo de elasticidad E= valores dados $\times 10^3 \text{ MPa}$, para temperatura $^\circ\text{C}$					
Materiales	-200	-125	-75	25	100
Aceros al carbono con C \leq 0,30%	216	212	209	202	198

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

El valor de A que se aplican para cuerpos esféricos o cabezales hemisféricos viene dado por la ecuación (24.3). El espesor que se utiliza es el espesor corroído que se encuentra en la ecuación (19.3). Recalcando que es un espesor asumido en caso de que no cumpla con la condición de que la presión admisible debe ser mayor que la presión atmosférica del sitio, se debe cambiar por otro espesor.

3.13.2.1. Cabezales hemisféricos presión sobre lado convexo

Según la norma ASME VIII división 1 en el apartado UG-33, para los cabezales hemisféricos el espesor requerido que tiene presión en el lado convexo, el valor de A se determina con la ecuación (24.3).

$$A = \frac{0,125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (24.3)$$

$$A = \frac{0,125}{\left(\frac{1112,5 \text{ mm}}{6,5 \text{ mm}}\right)}$$

$$A = 0,00073$$

El valor de A se localiza a la izquierda de la figura 11-3 por ende, para determinar la presión admisible en las tapas hemisféricas se utiliza la ecuación (25.3).

$$P_a = \frac{0,0625 * E}{\left(\frac{R_o}{t}\right)^2} \quad (25.3)$$

Donde:

P_a : Presión externa máxima admisible de los cabezales hemisféricos (MPa).

E: Modulo de Young ($x10^3$ MPa).

D_o : Diámetro externo (mm).

t: espesor a condiciones corroídas (mm).

$$P_a = \frac{0,0625 * 200,66 x10^3 \text{ MPa}}{\left(\frac{1112,5 \text{ mm}}{6,5 \text{ mm}}\right)^2}$$

$$P_a = 0,428 \text{ MPa}$$

$$P_a > P_e$$

La presión atmosférica de la ciudad del Sacha provincia de Orellana, lugar donde se va a instalar el tanque es de 0,101 MPa. El tanque resiste una presión externa de 0,428 MPa, la cual cumple con la condición de tener que ser mayor que la presión atmosférica del sitio, el material SA-516 Gr 70 los valores se exponen en la tabla 20-3.

Tabla 19-3: Valores de presión admisible (presión externa) del recipiente

Componente	SA516 Gr 70	
Cuerpo	Anillos atizadores	2
	Material del anillo	A36
	Presión admisible	0,109 MPa
	Momento de inercia existente	6243184,81 mm ⁴
	Momento de inercia requerido	4560331,986 mm ⁴
Cabezal	Presión admisible	0,428 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.14. Verificación de espesores por tensiones

Todos los recipientes a presión diseñados con la norma ASME VIII división 1 deben cumplir con los siguientes requerimientos aparte de la presión interna. (Chiavassa y Fernandez Bernis, 2016) Además, se tiene que el tanque como los cabezales hemisféricos tiene un espesor de 9,5 mm (3/8 in) empleados para la verificación de tensiones.

- Cargas por viento.
- Por impacto.
- Sismo.
- Generadas por el peso propio y de su contenido.

3.14.1. Esfuerzos debido al viento

Para las cargas de viento la norma ASME VIII división 1 en base al trabajo de Zick como recomienda la practica Según (Megyesy, 1973) “los recipientes de presión horizontales con una relación de espesor diámetro pequeñas están sujetos a distorsiones debido a cargas por viento , se hace la consideración para este tipo de recipientes diseñados para una presión externa de 1 psi, resisten de manera adecuada a la cargas por viento en la localidad”.

$$P_{a \text{ cuerpo}} = 0,109 \text{ MPa}$$

$$P_{a \text{ cabezales}} = 0,428 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{viento}} = 0,007 \text{ MPa} = 1 \text{ psi}$$

$$P_a > P_{viento} \text{ ok}$$

Teniendo en cuenta la tabla 17.3 se establece las presiones externas tanto del cuerpo como de los cabezales hemisféricos. Las presiones mencionadas anteriormente son mayores que la presión propuesta por Megyesy de 1 psi (0,007 MPa) se concluye que el tanque soportará de manera satisfactoria las cargas externas.

3.14.2. Esfuerzos por impacto

Este tipo de cálculos se los realiza cuando el recipiente a presión se encuentra en movimiento durante el transporte y como se sabe, este tanque es de tipo horizontal estacionario. por ende es complicado realizar este tipo de estudios quedando fuera del alcance del presente proyecto de integración curricular.(Chiavassa y Fernandez, 2016)

3.14.3. Esfuerzos debido a movimientos sísmicos

Para la ciudad del Sacha provincia de Orellana en la figura 15-3 según (NEC, 2014) “la aceleración máxima en roca esperada para el sismo de diseño, expresada como fracción de la aceleración de la gravedad” tiene un valor de Z de 0,15 g.

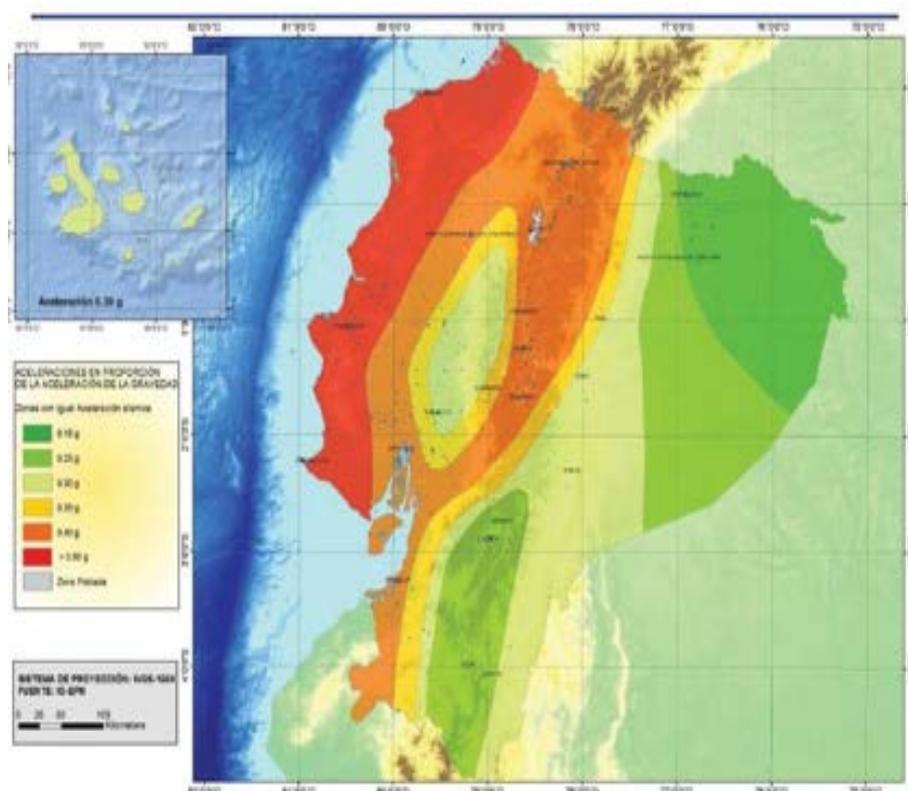


Ilustración 14-3: Ecuador, zonas sísmicas para propósitos de diseño

Fuente: (NEC, 2014)

Zona sísmica	I	II	III	IV	V	VI
Valor factor Z	0.15	0.25	0.30	0.35	0.40	≥ 0.50
Caracterización del peligro sísmico	Intermedia	Alta	Alta	Alta	Alta	Muy alta

Ilustración 15-3: Valores del factor Z en función de la zona sísmica adoptada

Fuente: (NEC, 2014)

Todo el Ecuador se considera una zona sísmica alta a excepción del Nororiente que tiene una caracterización intermedia. (NEC, 2014) En la figura 16-3. Se tiene una zona sísmica de I y una caracterización de peligro de sismo intermedio.

POBLACIÓN	PARROQUIA	CANTÓN	PROVINCIA	Z
SAN FRANCISCO DE BORJA	SAN FRANCISCO DE BORJA	QUIJOS	NAPO	0.40
EL CHACO	EL CHACO	EL CHACO	NAPO	0.40
BAEZA	BAEZA	QUIJOS	NAPO	0.40
PAPALLACTA	PAPALLACTA	QUIJOS	NAPO	0.40
ARCHIDONA	ARCHIDONA	ARCHIDONA	NAPO	0.35
COTUNDO	COTUNDO	ARCHIDONA	NAPO	0.35
TENA	TENA	TENA	NAPO	0.35
LA JOYA DE LOS SACHAS	LA JOYA DE LOS SACHAS	LA JOYA DE LOS SACHAS	ORELLANA	0.15

Ilustración 16-3: Valores del factor Z para la población ecuatoriana.

Fuente: (NEC, 2014)

Dado que la localización donde se va a realizar la instalación de tanque tiene una caracterización de sismo de tipo intermedia de acuerdo a lo especificado en la norma NEC y con la consideración de que el recipiente a presión es estacionario tipo horizontal, por ende, las cargas por sismo se desprecian, por esta razón el estudio de este aparato de esfuerzos queda fuera del alcance del proyecto de integración curricular.

3.14.4. Esfuerzos generados por el peso propio y contenido

Para estos cálculos se consideran las tensiones que se originan por el peso propio del tanque, en los recipientes horizontales se deben estudiar la forma de cómo deben ir apoyados, siendo lo más recomendable los soportes tipo montura como se puede observar en la figura 14-3. El método de diseño se basa en los estudios de Zick, los mismos que fueron tomados por la norma ASME, se prefiere la opción de dos soportes a la de múltiples soportes, ya que representa una mejor opción tanto a nivel estructural como económico. (Chiavassa y Fernandez, 2016)

3.15. Cálculo del peso del recipiente vacío

3.15.1. Cálculo del peso de los cabezales

El diámetro interno del recipiente es de 2206 mm y el tipo de cabezal es hemisférico lo que se realiza es reemplazar la fórmula para encontrar el área de las cabezas hemisféricas. El diámetro tiene que estar unidades (ft).

$$A_{cabezal} = 1,5708 * Di^2$$

Donde

$A_{cabezal}$: Área de los cabezales (in^2).

Di: Diámetro interno (in).

$$A_{cabezal} = 1,5708 * (2206mm)^2$$

$$A_{cabezal} = 7644197 \text{ mm}^2$$

$$A_{cabezal} = 82,28 \text{ ft}^2$$

El mismo procedimiento se hace interpolando los valores de la figura 8-3 obteniendo un área del cabezal de 7644197 mm^2 . Una vez encontrada el área se calcula el peso del cabezal. En la tabla se pueden encontrar el peso teórico en lb/in³ para el cálculo del peso del tanque vacío.

Tabla 20-3: Valores de peso teórico de los aceros

Material	Peso teórico (kg/m^3)
SA-516-Gr 70	7861

Fuente: (Luz, 2020)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$P_{1 \text{ cabezal}} = (A_{cabezal} * t_c) * Pt_{acero}$$

Donde:

$P_{1 \text{ cabezal}}$: Peso de 1 solo cabezal (kg).

$A_{cabezal}$: Área de cabezal (mm^2).

t_c : espesor de cabezales (mm).

Pt_{acero} : Peso teórico del acero (kg/m^3).

$$Peso_{1 \text{ cabezal}} = \left(7644197 \text{ mm}^2 * 9,5 \frac{mm}{1000} \right) * 7861 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{1 \text{ cabezal}} = 570,864 \text{ kg}$$

Como son dos cabezales hemisféricos el resultado se multiplica por 2 quedando un peso de 1141,728 kg.

$$P_{2 \text{ cabezales}} = 1141,728 \text{ kg}$$

3.15.2. Cálculo del peso del cuerpo

Para este cálculo vamos a determinar el área del cuerpo cilíndrico.

$$A = \pi * d * L_{cilindro}$$

Donde:

A: Área del cilindro en (mm^2).

D: Diámetro interno en condiciones corroídas (mm).

$L_{cilindro}$: longitud del cilindro (mm).

$$A = \pi * 2206 \text{ mm} * 5100 \text{ mm}$$

$$A = 35,34 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta que para calcular el espesor del cilindro se calcula con la siguiente expresión:

$$P_{cilindro} = (A_{cilindro} * t_{cilindro}) P_{t_{acero}}$$

Donde:

$P_{cilindro}$: Peso del cilindro (kg).

$A_{cilindro}$: Area del cilindro (m^2).

$t_{cilindro}$: Espesor del cilindro (mm).

$P_{t_{acero}}$: Peso teórico del acero ($\frac{kg}{m^3}$).

$$P_{cilindro} = (35,34 \text{ m}^2 * 9,5\text{mm}/1000) * 7861 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{cilindro} = 2639,17 \text{ kg}$$

Ahora se calcula el peso total del recipiente con la siguiente ecuación:

$$P_{(vacío)} = P_{cilindro} + P_{2 \text{ cabezales}}$$

Donde:

$P_{(vacío)}$: Peso total del recipiente vacío (kg).

$P_{cilindro}$: Peso del cilindro (kg).

$P_{2\text{ cabezales}}$: Peso de los 2 cabezales (kg).

$$P_{(vacío)} = 2639,17353\text{ kg} + 1141,728\text{ kg}$$

$$P_{(vacío)} = 3780,9\text{ kg}$$

$$P_{(vacío)} = 8317,9756\text{ lb}$$

Agregamos un 6% al peso real del tanque vacío para obtener una aproximación real, considerando los accesorios y material excedente entre otros. (Corralco Hernández, 2016)

$$P_{tanque\ (vacío)} = 3780,9\text{ kg} + \left(3780,9\text{ kg} * \frac{6}{100}\right)$$

$$P_{tanque\ (vacío)} = 4007,754\text{ kg}$$

$$P_{tanque\ (vacío)} = 8817,058\text{ lb}$$

$$P_{vacío} = 4007,754\text{ kg}$$

3.15.3. Cálculo del recipiente lleno con agua

$$P_W = V_{Total\ del\ recipiente} * \gamma$$

Donde:

P_W : Peso del tanque con agua (lb/ft³)

$V_{Total\ del\ recipiente}$: Volumen del tanque (ft³)

γ : Peso específico del agua (lb)

Tabla 21-3: Datos para el cálculo del peso del tanque con agua

Peso específico (kg/m ³)	1000
$V_{Total\ del\ recipiente}$ (m ³)	25

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$P_W = 25\text{m}^3 * 1000\text{ kg/m}^3$$

$$P_W = 25000\text{ kg}$$

Se calcula la expresión para saber el peso del recipiente final.

$$P_{final\ del\ recipiente} = P_{vacío} + P_W$$

Donde:

$P_{final\ del\ recipiente}$: Peso final del recipiente (kg).

P_W : Peso del tanque con agua (kg/m³).

$P_{(vacío)}$: Peso total del recipiente vacío. (kg).

$$P_{final\ del\ recipiente} = 4007,754\ kg + 25000\ kg$$

$$P_{final\ del\ recipiente} = 29007,8\ kg$$

3.15.4. Cálculo de la carga a soportar de las silletas

Con el acero SA516 Gr 70 se selecciona de la tabla 20-3 los valores del peso de tanque vacío el cual es 4007,754 kg y el peso del tanque lleno de agua 29007,8 kg.

$$Q = \frac{P_W + P_{tanque\ (vacío)}}{2}$$

Donde:

Q: carga de una silleta (kg).

P_W : Peso del tanque lleno de agua (kg).

$P_{tanque\ (vacío)}$: Peso del tanque vacío (kg).

$$Q = \left(\frac{25000\ kg + 4007,754\ kg}{2} \right) kg$$

$$Q = 14503,88\ kg$$

Obteniendo una carga para cada silleta de 14503,88 kg, la tabla 21-3 expone los valores de pesos calculados.

Tabla 22-3: Tabla Resumen de los pesos del recipiente (Kg).

Designación	SA-516-Gr 70
Cabezales hemisféricos	1141,728
Cuerpo	2639,17
Tanque vacío 6%	4007,75
Tanque lleno de agua	25000
Tanque	29007,8

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.16. Dimensionamiento de las silletas

En la norma ASME VIII división 1 en el apartado G-6, dice que los recipientes horizontales de pueden apoyar mediante silletas. (ASME, 2019) Por estética y factor económico los recipientes a presión estacionarios de forma horizontal, se le recomienda el uso de 2 silletas, ya que si usamos más de dos silletas corre el riesgo de que se sienta, y en vez de ayudarnos a soportar el tanque de almacenamiento, los soportes serán apoyados por este, considerando cargas que no se evaluaron al principio. (Corralco Hernández, 2016) en la figura 17-3 hace referencia a las consideración de diseño de las silletas a utilizar, ya que entran en un rango de diámetro de 24 in hasta 144 in. (León Estrada, 2001)

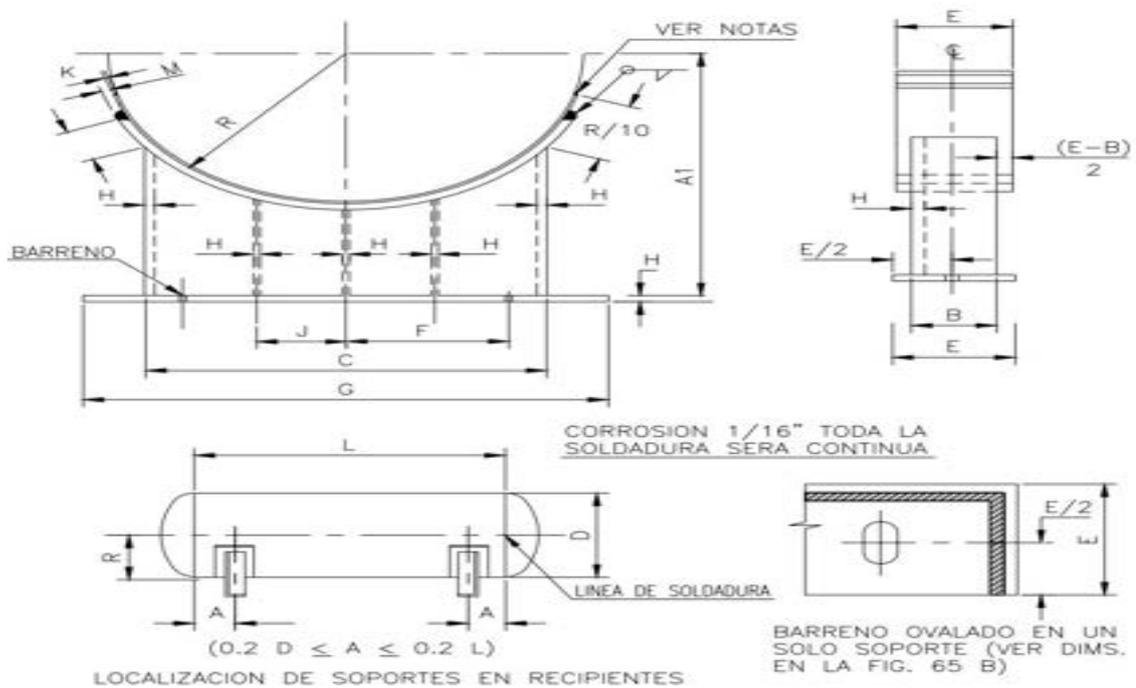


Ilustración 17-3: Consideraciones de las silletas.

Fuente: (León Estrada, 2001)

En el Anexo G se observan los valores interpolados con un diámetro externo a condiciones corroídas del recipiente de 2206 mm (86,85 in) . Con estos valores se calculan los esfuerzos a los que esta sometido un recipiente a presión horizontal. Como las unidades de los peso estan en kg se cambia por unidades de libra para un correcto calculo de los esfuerzos del tanque de almacenamiento.

Tabla 23-3: Dimensiones de el diseño de las silletas (mm)

CARACTERÍSTICAS UNIDADES MILÍMETROS								
Díámetro del recipiente	2206	Carga máxima para 2 silletas	73082 kg	Peso de una silleta		236 kg	Cartabones intermedios	2
A1	B	C	D	E	F	G	H	J
1270	228	1930	19	254	864	1981	16	483
K	Ø Ancla	Ø Barreno		Barreno ovalado		Filete		
12	22	32		32X 44		10		

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.16.1. Esfuerzos presentes en las silletas

Los tanques de almacenamiento que en su diseño tienen silletas para soportar el peso de dicho recipiente están sometidos a tres tipos de esfuerzos. (Corralco Hernández, 2016)

- Esfuerzos longitudinales por flexión.
- Esfuerzos de corte tangencial.
- Esfuerzo circunferencial.

En la figura 24-3, se observa los puntos clave del recipiente a presión que facilitaran los cálculos de los esfuerzos de las sillas.

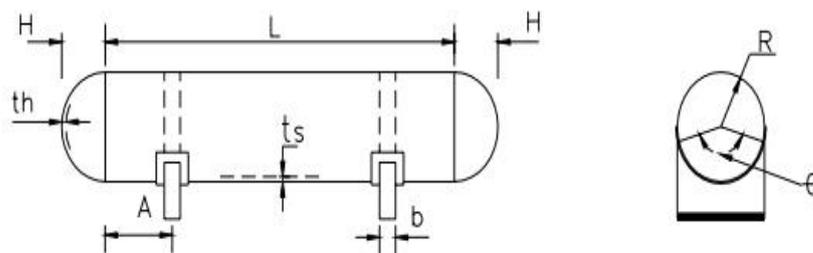


Ilustración 18-3: Puntos clave del tanque de almacenamiento

Fuente: (León Estrada, 2001)

Donde:

L: longitud del cilindro (mm).

H: Altura externa de la tapa hemisférica (mm).

th: Espesor de la tapa.

A: Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

ts: Espesor del cuerpo (mm).

b: Ancho de la silleta (mm).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

θ : Angulo de agarra (Grados).

Para la distancia de A, el valor de esta longitud no debe exceder el valor de 0,2 de la longitud del cuerpo cilíndrico, dicha longitud es 5100 mm.

$$\begin{aligned} A_{max} &= 0,2L & (26.3) \\ A_{max} &= 0,2 * 5100 \text{ mm} \\ A_{max} &= 1020 \text{ mm} \end{aligned}$$

De la ecuación (26.3) se tiene un valor a 1,02 metros de longitud. Según el código ASME VIII división 1, el valor del ángulo mínimo de contacto entre la silleta y el cuerpo recomendado es de 120°. (Corralco Hernández, 2016)

3.16.1.1. Valores de la contante K

En la tabla 22:3 se muestran los valores de K1 hasta el K8 valores que serán usados para el cálculo de los esfuerzos. El valor de K3 para cualquier ángulo de contacto es de 0,319.

Con los parámetros del ángulo de contacto de 120° y la relación entre Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas 1020 mm y el radio externo en condiciones corroídas es de 1112,5 mm, el cual da un valor de 0,92. Obteniendo un valor de K6 de 0,05.

Tabla 24-3: Valores de la contante K

Valores de la constante "K" (Interpolar para valores intermedios)											
Angulo	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	K11
120	0,335	1,171	0,319	0,880	0,401	0,051	0,760	0,603	0,34	0,053	0,204

Fuente: (León Estrada, 2001)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

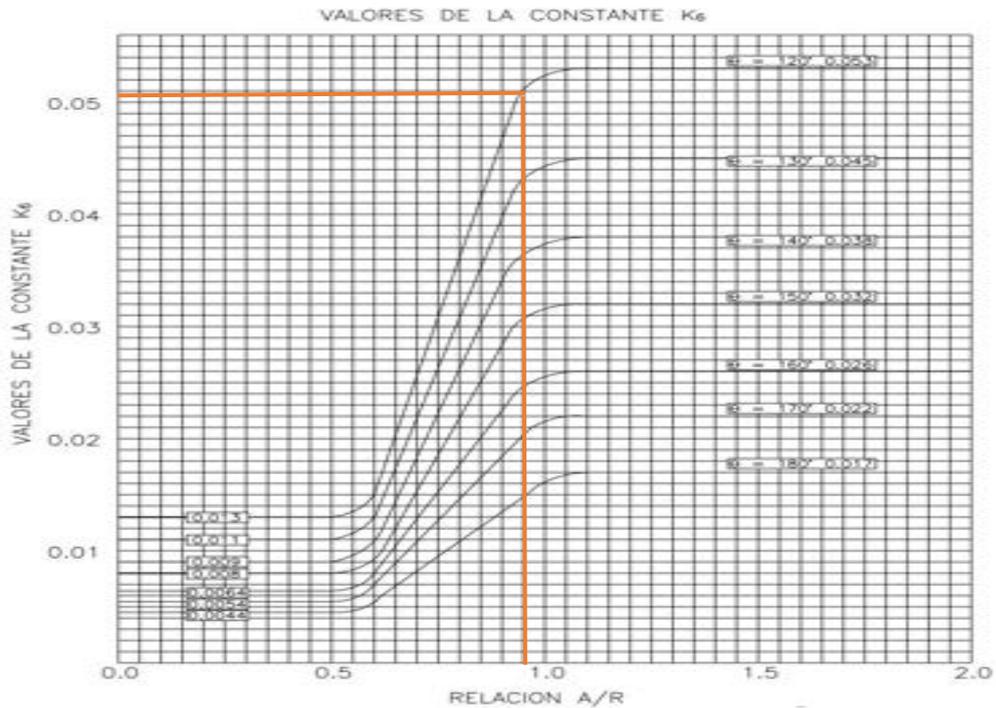


Ilustración 19-3: Valor de la contante K6.

Fuente: (León Estrada, 2001)

3.16.1.2. Esfuerzo longitudinal por flexión

- El máximo esfuerzo longitudinal (S_1) puede ser positivo (tensión) o negativo (compresión).
- Cuando se calcule el esfuerzo a la tensión, en la ecuación el máximo esfuerzo longitudinal, se debe usar el valor de K1 en vez del valor de K.
- Cuando se calcule el esfuerzo a compresión, en la ecuación del máximo esfuerzo longitudinal, se debe usar el valor de K8 en vez del valor de K.
- Si el recipiente tiene anillo rigidizadores en el cuerpo, el valor de K será de 3,14 para la ecuación del máximo esfuerzo longitudinal.
- El esfuerzo a compresión no se debe tomar en cuenta si la relación de espesor y radio es igual o mayor a 0,005, el recipiente solamente trabajará a presión interna.

Tabla 25-3: Datos para el cálculo de los esfuerzos longitudinales

Longitud del cilindro	L	5100 mm
Altura del cabezal hemisférico	h	1103 mm
Distancia entre línea tangente	A	1020 mm
Radio externo	R	1112,5 mm
Carga de una sola silleta	Q	14503,88 kg

Espesor del cuerpo	ts	9,5 mm
Espesor del cabezal	th	9,5 mm
Factor adimensional	K1	0,335

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

ESFUERZOS	CONDICIONES	MAXIMO ESFUERZO EN	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
PANDEO LONGITUDINAL	CUERPO REFORZADO POR TAPAS O ANILLOS O CUERPO SIN REFORZAR	EN LAS SILLETAS (TENSION EN LA PARTE SUPERIOR COMPRESION EN EL FONDO)	$S_1 = \pm \frac{QA \left(\frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$ (VER IMPORTANTE EN PAG. SIG.)		Si a TENSION MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA PR/2 ts NO DEBERA EXCEDER EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DE LA SOLDADURA PERIMETRAL. EN COMPRESION EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA MENOS SI NO DEBERA EXCEDER LA MITAD DEL VALOR DEL PUNTO DE CEDENCIA A COMPRESION DEL MATERIAL O VALOR DADO POR $S_1 \leq \left(\frac{E}{29} \right) (t/R) \times [2 - (2/3)(100)(t/R)]$ E = MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL CUERPO O ANILLO ATESADOR LB/PULG. ²
		EN EL CENTRO (TENSION EN EL FONDO COMPRESION EN LA PARTE SUPERIOR)	$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$		

Ilustración 20-3: Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos longitudinales por flexión.

Fuente: (León Estrada, 2001)

La ecuación (27.3) se utiliza para calcular los esfuerzos en las silletas, S1 con (K1)

$$S_1 = \pm \frac{Q * A \left(1 - \frac{1}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 * A * L} \right)}{K_1 * R^2 * t_s} \quad (27.3)$$

Donde:

S₁: El máximo esfuerzo longitudinal (MPa).

L: Longitud del cilindro (mm).

H: Altura externa de la tapa hemisférica (mm).

A: Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

ts: Espesor del cuerpo (mm).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

K1: Factor adimensional.

Q: Carga de una sola silleta (kg).

$$S_1 = \pm \frac{14503,88kg * 1020 mm \left(1 - \frac{1 - \frac{1020 mm}{5100 mm} + \frac{1112,5 mm^2 - 1103 mm^2}{2 * 1020 mm * 5100 mm}}{4 *}\right)}{1 + \frac{1}{3 * 5100 mm}}$$

$$S_1 = 13,83 MPa$$

Esfuerzo en el centro (mitad del claro)

$$S_1 = \pm \frac{\frac{Q * L}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4 * H}{3 * L}} - \frac{4 * A}{L}\right)}{\pi * R^2 * ts}$$

$$S_1 = \pm \frac{\frac{14503,88kg * 5100 m}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{1112,5 mm^2 - 1103 mm^2}{5100mm^2}}{1 + \frac{4 * 1103 mm}{3 * 5100 mm}} - \frac{4 * 1020}{5100}\right)}{\pi * 1112,5 mm^2 * 9,5 mm}$$

$$S_1 = -0,107 MPa$$

Máximo esfuerzo permisible para S1 es la suma del máximo esfuerzo longitudinal y el esfuerzo debido a la presión interna, no debe ser mayor que el esfuerzo permitido por el material del casco, multiplicado por la eficiencia.

$$S_1 + \frac{P * R}{2 * ts} \leq S * E_C \quad (28.3)$$

Donde

S_1 : El máximo esfuerzo longitudinal (MPa).

P: presión de diseño (MPa).

R: Radio externo del cilindro (mm).

E_C : Eficiencia de la junta circunferencial.

S: Esfuerzo máximo admisible del material (MPa).

Como la presión de diseño es de 0,324 MPa, el radio externo del cuerpo cilíndrico en condiciones corroídas es de 1112,5 mm, la eficiencia de la junta circunferencial tanto para el acero SA 516 Gr 70 y SA 285 C es el mismo con un valor de 1, con un esfuerzo máximo admisibles para el acero 516 Gr 70 de 138 MPa.

$$13,83 MPa + \frac{0,324 MPa * 1112,5 mm}{2 * 9,5 mm} \leq 138 MPa * 1$$

$$32,80 \text{ MPa} \leq 138 \text{ MPa}$$

La condición a la tensión viene dada por la ecuación (28.3) tenemos que el recipiente a presión cumple exitosamente para el material analizado, los valores se presentan en la tabla 25-3.

Tabla 26-3: Tabla resumen de máximo esfuerzo longitudinal.

Designación		SA 516 Gr 70
El máximo esfuerzo longitudinal	S1 en las silletas	13,83 MPa
El máximo esfuerzo longitudinal	S1 en el centro	-0,107 MPa
Condición	Tensión	32,80 MPa
Condición	$S * E_c$	138 MPa
Carga en cada silleta	Q	14503,88 kg

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.16.1.3. Esfuerzo por corte tangencial

Para el cálculo del esfuerzo por corte tangencia (S_2), hace referencia a que la placa de respaldo se proyecte $R/10$ sobre el extremo de la silleta y hacia los lados de la misma. Como se puede observar en la figura 20-3. Cuando se hace uso de anillos rigidizadores, el máximo esfuerzo cortante se encuentra en la parte central del recipiente. (Corralco Hernández, 2016)

CORTE TANGENCIAL	SILLETAS LEJANAS A LAS TAPAS $A > R/2$ VER NOTA	EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$	<p>S2 NO DEBERA EXCEDER 0.8 VECES DEL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE</p> <p>S3 MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA NO DEBERA EXCEDER DE 1.25 VECES EL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DE LA TAPA.</p> <p>NOTA: USE LA FORMULA CON EL FACTOR K_2 SI NO SE USAN ANILLOS DE REFUERZOS O SI ESTOS ESTAN PROXIMOS A LA SILLETAS USE LA ECUACION CON EL FACTOR K_1 SI EL ANILLO DE REFUERZO ESTA EN EL PLANO DE LA SILLETA</p>
		EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$	
	SILLETAS CERCANAS A LAS TAPAS $A \leq R/2$	EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$	
		EN LAS TAPAS	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}$	
		ESFUERZOS ADICIONALES EN LAS TAPAS	$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h}$	

Ilustración 21-3: Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos de corte tangenciales.

Fuente: (León Estrada, 2001)

La condición (29.3) se aplica para silleta que se encuentran lejanas a las tapas, como el valor de A es de 1020 mm y el valor del radio externo del recipiente es de 1112,5 mm.

$$A > \frac{R}{2} \tag{29.3}$$

$$1020 \text{ mm} > \frac{1112,5 \text{ mm}}{2}$$

$$1020 \text{ mm} > 556,25 \text{ mm}$$

La condición (29.3) cumple satisfactoriamente se procede aplicar las siguientes ecuaciones, donde el esfuerzo del cuerpo, S2 en la ecuación (30.3)

$$S_2 = \frac{K_2 * Q}{R * t_s} * \left(\frac{L - 2 * A}{L + 4 * \frac{H}{3}} \right) \tag{30.3}$$

Donde:

S₂: Esfuerzo de corte tangencial (MPa).

L: Longitud del cilindro (mm).

H: Altura externa de la tapa hemisférica (mm).

A: Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

t_s: Espesor del cuerpo (mm).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

K₂: Factor adimensional.

Q: Carga de una sola silleta (kg).

Tabla 27-3: Datos para el cálculo de esfuerzos de corte tangencial.

L	5100 mm
H	1103 mm
A	1020 mm
R	1112,5 mm
<i>Q_{SA 516 Gr 70}</i>	14503,88 kg
K ₂	1,171
K ₃	0,319
t _s	9,5 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Esfuerzo en el cuerpo S2 con el factor adimensional K2. Se usa el factor K2 cuando el anillo está cercano a la silleta.

$$S_2 = \frac{1,171 * 14503,88 \text{ kg}}{1112,5 \text{ mm} * 9,5 \text{ mm}} * \left(\frac{5100 \text{ mm} - 2 * 1020 \text{ mm}}{5100 \text{ mm} + 4 * \frac{1103 \text{ mm}}{3}} \right)$$

$$S_2 = 7,3 \text{ MPa}$$

Esfuerzo en el cuerpo S2 con el factor adimensional K3. Se usa el factor K3 si se usa un anillo en el plano.

$$S_2 = \frac{K_3 * Q}{R * t_s} * \left(\frac{L - 2 * A}{L + 4 * \frac{H}{3}} \right)$$

Donde:

S₂: esfuerzo de corte tangencial (MPa).

L: longitud del cilindro (mm).

H: Altura externa de la tapa hemisférica (mm).

A: Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

t_s: Espesor del cuerpo (mm).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

K3: factor adimensional.

Q: carga de una sola silleta (kg).

$$S_2 = \frac{0,319 * 14503,88 \text{ kg}}{1112,5 \text{ mm} * 9,5 \text{ mm}} * \left(\frac{5100 \text{ mm} - 2 * 1020 \text{ mm}}{5100 \text{ mm} + 4 * \frac{1103 \text{ mm}}{3}} \right)$$

$$S_2 = 2 \text{ MPa}$$

Para el esfuerzo de corte S2. La condición no deberá exceder en más de 0,8 veces el esfuerzo máximo admisible del material SA 516 Gr 70.

$$S_2 \leq 0,8 * S$$

$$7,3 \text{ MPa} \leq 0,8 * 138 \text{ MPa}$$

$$7,3 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$$

Es esfuerzo de corte S2 para el valor de K2 aplicado en el material SA 516 Gr 70, cumple de manera satisfactoria la condición.

$$S_2 \leq 0,8 * S$$

70

$$2 \text{ MPa} \leq 0,8 * 138 \text{ MPa}$$

$$2 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$$

Es esfuerzo de corte S2 para el valor de K3 aplicado en el material SA 516 Gr 70, cumple de manera satisfactoria la condición.

Tabla 28-3: Tabla resumen de esfuerzo por corte tangencial.

Designación		SA 516 Gr 70
Esfuerzo de corte tangencial	S2 con K2	7,3 MPa
Esfuerzo de corte tangencial	S2 con K3	2 MPa
Condición	0,8*S	110 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.16.1.4. Esfuerzos circunferenciales

Si el envolvente cilíndrico tiene anillo rigidizadores, los máximos valores del esfuerzo a compresión se presentan en el fondo del cuerpo. Teniendo en cuenta que el ancho de la silleta es de 9 in y el factor K6 tiene un valor de 0,051.

CIRCUNFERENCIAL	CON O SIN ATIESADORES	EN UNION CON LA SILLETA		
	L < 8R			
	L > 8R	$S_4 = \frac{Q}{4ts(b + 1,56\sqrt{Rts})} - \frac{12K_6 QR}{Lts^2}$		
CON O SIN ATIESADOR	EN LA PARTE INFERIOR DEL CUERPO	$S_5 = \frac{K_7 Q}{ts(b + 1,56\sqrt{Rts})}$	<p>S₄ NO DEBERA EXCEDER 1.5 VECES EL VALOR DE ESFUERZO A LA TENSION DEL MATERIAL DEL CUERPO.</p> <p>S₅ NO DEBERA EXCEDER 0.5 VECES EL VALOR A COMPRESION DEL LIMITE DE FLUENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO.</p>	

Ilustración 22-3: Fórmulas para el cálculo de los esfuerzos circunferenciales.

Fuente: (León Estrada, 2001)

Para el esfuerzo circunferencial tenemos la siguiente condición:

$$L < 8R \tag{31.3}$$

Donde:

L: Longitud del cuerpo cilíndrico (mm)

R: Radio externo del cuerpo cilíndrico condiciones corroídas (mm)

$$\begin{aligned}
 &5100 \text{ mm} < 8 * 1112,5 \\
 &5100 \text{ mm} < 8900 \text{ mm} \\
 S_4 &= \frac{Q}{4 * t_s * (b + 1,56\sqrt{R * t_s})} - \frac{12 * K6 * Q * R}{L * t_s^2} \quad (32.3)
 \end{aligned}$$

Donde:

S_4 : esfuerzo circunferencial en unión con la silleta (MPa).

L: longitud del cilindro (mm).

b: ancho de la silleta (mm).

A: Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

t_s : Espesor del cuerpo (mm).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

K6: factor adimensional.

Q: carga de una sola silleta (kg).

$$\begin{aligned}
 S_4 &= \frac{14503,88 \text{ kg}}{4 * 9,5 \text{ mm} * (229 \text{ mm} + 1,56\sqrt{1112,5 \text{ mm} * 9,5 \text{ mm}})} - \frac{12 * 0,051 * 14503,88 \text{ kg} * 1112,5 \text{ mm}}{5100 \text{ mm} * (9,5 \text{ mm})^2} \\
 S_4 &= -200,85 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

La condición (33.3) establece que el esfuerzo máximo para el esfuerzo circunferencial no debe exceder en 1,5 el máximo esfuerzo admisible del material SA 516Gr C.

$$\begin{aligned}
 S_4 &\leq 1,5 * S \quad (33.3) \\
 200,85 \text{ MPa} &\leq 1,5 * 138 \text{ MPa} \\
 200,85 \text{ MPa} &\leq 207 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

La ecuación (34.3) se utiliza para calcular el esfuerzo en la parte inferior del cuerpo, S_5 se lo calcula con el factor K7, el cual tiene un valor de 0,760.

$$S_5 = - \frac{K_7 * Q}{t_s * (b + 1,56\sqrt{R * t_s})} \quad (34.3)$$

Donde:

S_5 : Esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo (MPa).

R: Radio exterior del cilindro (mm).

b: Ancho de la silleta (mm).

ts: Espesor del cuerpo (mm).

K7: Factor adimensional.

Q: Carga de una sola silleta (kg).

$$S_5 = - \frac{0,760 * 14503,88 \text{ kg}}{9,5 \text{ mm} * (229 \text{ mm} + 1,56\sqrt{(1112,5 \text{ mm} * 9,5 \text{ mm})}}$$
$$S_5 = -29,23 \text{ MPa}$$

El punto de cendencia del material SA 516 Gr 70 es de 260 MPa, este esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo no debe exceder la mita del punto de cedencia.

$$S_5 \leq 0,5 S_{cedencia}$$
$$29,23 \text{ MPa} \leq 0,5 * 260 \text{ MPa}$$
$$29,23 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Tabla 29-3: Resumen de esfuerzos circunferenciales

Designación		SA 516 Gr 70
Esfuerzo circunferencial en unión con la silleta	S4	-200,88 MPa
Esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo	S5	-29,23 MPa
Condición	0,5*S cedencia	130 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Para el acero SA 516 Gr-70 se observa que las condiciones esfuerzo circunferencial en unión con la silleta y del esfuerzo circunferencial en la parte inferior del cuerpo, cumplen de manera satisfactoria.

3.16.2. Área efectiva de la placa de la silleta

El promedio de los esfuerzos, no debe exceder a 2/3 del esfuerzo a la tensión permisible de material SA 516 Gr 70, las silletas son fabricadas de un acero estructural SA-36.

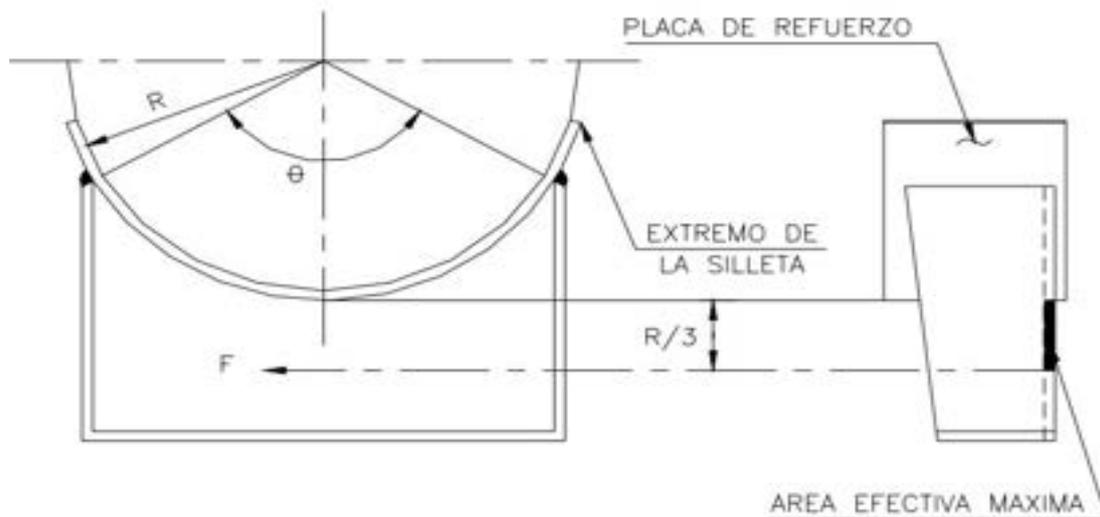


Ilustración 23-3: Área efectiva de la silleta.

Fuente: (León Estrada, 2001)

En la tabla 21-3, se puede observar el valor de espesor de la placa del alma, teniendo en cuenta que la sección más baja de la silleta debe resistir la fuerza calculada en la ecuación (35.3) con un factor de K11 de 0,204 que se puede obtener de la tabla 22-3 y de la tabla 26-3 se obtiene el valor de la carga de cada silleta para el material SA 516 Gr 70 de 14503,88 kg.

$$F = K_{11} * Q \quad (35.3)$$

Donde:

F: Fuerza aplicada en el soporte (kg).

K11: Factor adimensional.

Q: carga en cada silleta (kg).

$$F = 0,204 * 14503,88 \text{ kg}$$

$$F = 2958,79 \text{ kg}$$

Se obtiene un valor de fuerza de 6529,26 lb, la ecuación (36.3) se utiliza para calcular el área efectiva de la silleta.

$$A = \left(\frac{R}{3}\right) * t \quad (36.3)$$

Donde:

A: área efectiva (mm²)

R: Radio externo (mm)

t: espesor del alma de la silleta (mm)

$$A = \left(\frac{1112,5 \text{ mm}}{3} \right) * (16 \text{ mm})$$
$$A = 5933,3 \text{ mm}^2$$

Obteniendo un valor de área efectiva de 5933,3 mm², para el cálculo del esfuerzo se utiliza la siguiente expresión.

$$S = \frac{F}{A}$$

Donde:

S: esfuerzo de la silleta (MPa).

F: Fuerza aplicada en el soporte (kg).

A: Área efectiva mm².

$$S = \frac{2958,79 \text{ kg}}{5933,3 \text{ mm}^2}$$
$$S = 4,89 \text{ MPa}$$

Tabla 30-3: Datos del material SA-36

MATERIAL (SA-36)			
Material	M	SA-36	
Esfuerzos permitidos			
Esfuerzo a tensión del material	δ	400 MPa	58000 psi
Punto de cedencia		250 MPa	36000 psi

Fuente: (Corralco Hernández, 2016)

Para el cálculo del esfuerzo permisible, hace uso del esfuerzo de tensión del acero SA-36.

$$S_p = \left(\frac{2}{3} \right) * S_t$$

Donde:

S_p: Esfuerzo permisible (psi).

S_t: Esfuerzo de tensión de material (psi).

$$S_p = \left(\frac{2}{3} \right) * 400 \text{ MPa}$$

$$S_p = 267 \text{ MPa}$$

Como resultado se obtiene el esfuerzo permisible de 267 MPa. El promedio del esfuerzo no debe exceder 2/3 del esfuerzo de tensión del material SA 36.

$$S \leq S_p$$

$$4,89 \text{ MPa} \leq 267 \text{ MPa}$$

Como el promedio de los esfuerzos es de menor que el esfuerzo permisible, entonces el espesor de la placa del alma resiste de manera adecuada la fuerza “F” de 2958,79 kg.

Tabla 31-3: Valores de esfuerzos y fuerzas aplicado en las siletas.

Material	SA 516 Gr 70
F	2958,79 kg
Esfuerzo de la silla (S)	4,89 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.17. Expansiones y contracciones en el recipiente

Con el principal objetivo de absorber las expansiones y dilataciones como se puede observar en la figura 31-3 originados por cambios de temperaturas, es conveniente el movimiento de una de las sillas, se recomienda que se la sileta que este opuesta a las conexiones de tubería. (León Estrada, Juan, 2001)

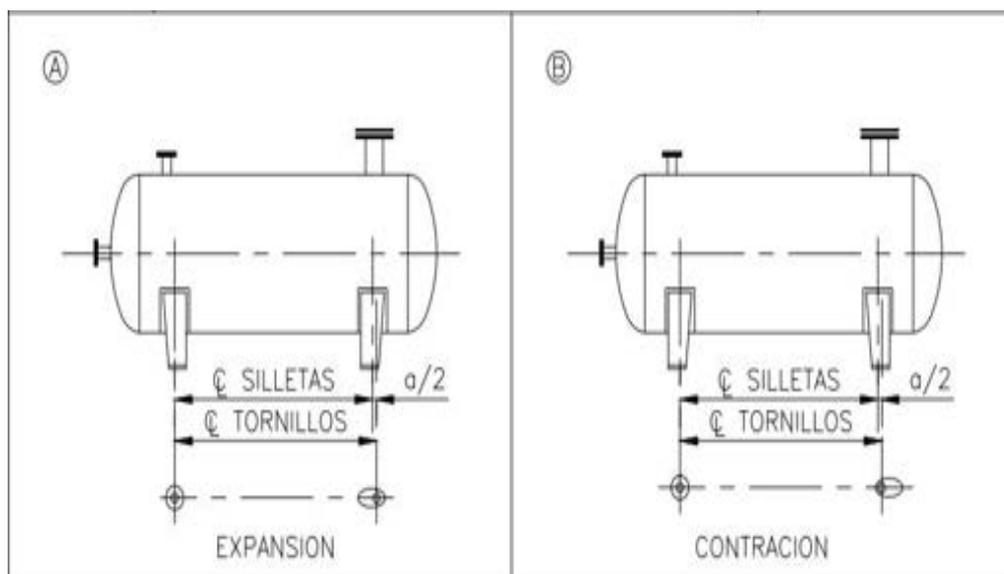


Ilustración 24-3: Expansión y contracción del tanque de almacenamiento

Fuente: (León Estrada, 2001)

Para calcular la distancia entre silletas se tiene que el valor de la longitud del cuerpo es de 5100 mm de la ecuación (26.3), se obtiene el valor de la distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas siendo este valor de 1020 mm.

$$D_{silleta} = L - 2 * A_{max}$$

Donde:

$D_{silleta}$: Distancia entre silletas (mm).

L: longitud del cuerpo cilíndrico (mm).

A_{max} : Distancia entre línea tangente entre las tapas y las silletas (mm).

$$D_{silleta} = 5100 \text{ mm} - 2 * 1020 \text{ mm}$$

$$D_{silleta} = 3060 \text{ mm}$$

$$D_{silleta} = 10,03 \text{ ft} \approx 10 \text{ ft}$$

Al ser un tanque de almacenamiento horizontal estacionario y con una temperatura de diseño de 50 °C, según la figura 32-3 la longitud mínima de la ranura es despreciable. Ya que este procedimiento es aplicado con la carga de la silleta del material SA 516 Gr 70. Los valores calculados se presentan en la tabla 32-3.

Tabla 32-3: Longitud mínima de ranura “a”.

DISTANCIA ENTRE SILLETAS EN PIES	LONGITUD MÍNIMA DE LA RANURA (a)									
	TEMPERATURA EN °F									
	-50	100	200	300	400	500	600	700	800	900
10	0	0	0	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4
20	0	0	1/4	3/8	5/8	3/4	1	1-1/8	1-1/4	1-3/8
30	1/4	1/8	3/8	5/8	7/8	1-1/8	1-3/8	1-5/8	1-5/8	2
40	1/4	1/8	3/8	3/4	1-1/8	1-1/2	1-7/8	2-1/8	2-3/8	2-1/2
50	3/8	1/4	1/2	1	1-3/8	1-5/8	2-1/4	2-5/8	3	3-3/8
60	3/8	1/4	5/8	1-1/4	1-5/8	2-1/8	2-3/4	3-1/8	3-5/8	4-1/8
70	1/2	1/4	3/4	1-3/8	1-7/8	2-1/2	3-1/8	3-5/8	4-1/4	4-5/8
80	1/2	3/8	3/4	1-1/2	2-1/8	2-7/8	3-5/8	4-1/8	4-7/8	5-3/8
90	5/8	3/8	7/8	1-3/4	2-3/8	3-1/4	4	4-5/8	5-3/8	6
100	5/8	3/8	1	1-7/8	2-5/8	3-5/8	4-1/2	5-1/8	6	6-5/8

Fuente: (León Estrada, 2001)

3.18. Cálculo de orejas de izaje

Las orejas de izaje tienen la finalidad de transportar, localizar, dar mantenimiento a los tanques de almacenamiento, por lo menos se deben instalar 2 orejas en dichos equipos.

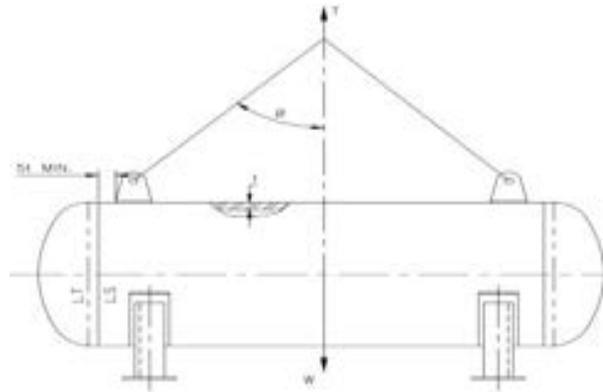


Ilustración 25-3: Orejas de izaje.

Fuente: (León Estrada, 2001)

El valor peso del recipiente vacío se lo puede encontrar la tabla 21.3 y es de 4007,754 kg. El espesor de las orejas de izaje se calcula Con la siguiente ecuación:

$$t_o = \frac{P_{vacío}}{S * D} \quad (37.3)$$

Donde:

t_o : espesor de la oreja de izaje (mm).

$P_{vacío}$: peso del recipiente vacío (kg).

S: esfuerzo a la tensión del material de la oreja SA 36.

D: Distancia (mm).

Tabla 33-3: Dimensiones en pulgadas de las orejas de izaje

CAPACIDAD Máx. Egs.	OREJAS DE IZAJE							NORMAS	
	DIMENSIONES EN PULGADAS							FIGURA No. 66	
	A	B	C	D	F	Total (No. de Barridos)	G	H	CARGA P/RECIPIENTE
2000	3/4	4-1/2	4-1/2	1-1/2	2-1/4	1-1/2	3/4	3/8	2
4500	3/4	7-3/4	7-3/4	1-1/2	2-1/4	1-1/2	3/4	3/8	2
5800	1	8-7/16	8-7/16	1-1/2	2-1/2	1-1/2	3/4	3/8	2
13500	1-1/2	8-3/4	8-3/4	1-1/2	3-1/2	1-1/2	3/4	1/2	2
24500	2	9-3/4	9-3/4	1-5/8	3-1/2	1-11/16	3/4	1/2	4

Fuente: (León Estrada, 2001)

El peso del recipiente vacío se divide para el numero de orejas de izaje que tenga el tanque, lo recomendable son 2 orejas de izaje.

$$Q_{oreja} = \frac{P_{vacío}}{2}$$

Donde:

Q_{oreja} : Carga en una sola oreja (kg).

$P_{vacío}$: peso del recipiente vacío (kg).

$$Q_{oreja} = \frac{4007,754 \text{ kg}}{2}$$
$$Q_{oreja} = 2003,9 \text{ kg}$$

La capacidad máxima que se muestra en la figura 34-3 es solo para una oreja, la carga de la oreja se aproxima al inmediato superior 4500 kg. El espesor de la oreja de izaje se obtiene por la ecuación (37.3).

$$t_o = \frac{4007,754 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2}{400 \text{ MPa} * 38 \text{ mm}}$$
$$t_o = 2,6 \text{ mm}$$

Es recomendable verificar el si los espesores del recipiente resisten las cargas aplicadas en la oreja de izaje. La ecuación del espesor mínimo requerido en el cuerpo viene dada por la siguiente expresión:

$$t_c = \frac{P_{vacío}}{2 * S * (C + t_o)} \quad (38.3)$$

Donde:

t_c : espesor mínimo requerido en la placa o en el cuerpo (mm).

C : distancia encontrada en la figura 34-3 (mm).

t_o : Espesor de la oreja de izaje (mm).

$P_{vacío}$: peso del recipiente vacío (kg).

S : Esfuerzo máximo a tensión del material del tanque de almacenamiento (MPa).

De la tabla 2-3 se obtiene que el esfuerzo a tensión del material SA 516 Gr 70 es de 485 MPa.

$$t_c = \frac{4007,754 \text{ kg}}{2 * 485 \text{ MPa} * (197 \text{ mm} + 2,6 \text{ mm})}$$
$$t_c = 0,2 \text{ mm}$$

La norma ASME requiere un espesor mínimo de 1,5 mm (0,06 in) se reemplaza por dicho valor.

$$t_c = 1,5 \text{ mm}$$

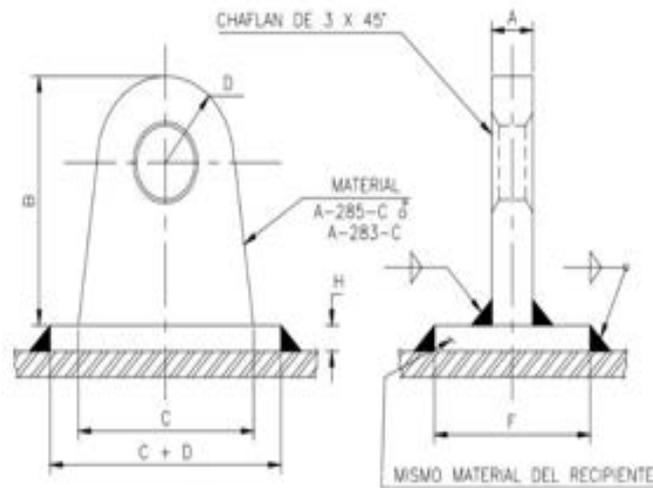


Ilustración 26-3: Dimensiones en pulgadas de las orejas de izaje.

Fuente:(León Estrada, 2001)

3.18.1. Verificación por soldadura de orejas de izaje

Para la verificación de que la soldadura aplicada en la oreja sea la adecuada se hace uso de las siguientes ecuaciones.

$$A_s = 1,4142 * t_o * C$$

$$A_r = \frac{P_{vacío}}{S}$$

Donde:

A_s : Área de soldadura aplicada (mm^2).

A_r : Área mínima de soldadura requerida (mm^2).

C: distancia de oreja de izaje (mm).

t_o : Espesor de la oreja de izaje (mm).

S: máximo esfuerzo admisible del material del tanque de almacenamiento (MPa).

Cálculo del área de soldadura aplicada

$$A_s = 1,4142 * 2,6 \text{ mm} * 197 \text{ mm}$$

$$A_s = 723,44 \text{ mm}^2$$

Cálculo del área mínima de la soldadura

$$A_r = \frac{4007,754 \text{ kg}}{485 \text{ MPa}} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$A_r = 81,06 \text{ mm}^2$$

$$A_s > A_r$$

$$723,44 \text{ mm}^2 > 81,06 \text{ mm}^2 \text{ ok}$$

Como el área de soldadura aplicada es mayor que el área mínima de la soldadura ($A_s > A_r$), el material SA-36 cumple de manera satisfactoria las condiciones de diseño, para el material SA-516 Gr 70.

Tabla 34-3: Resumen de áreas para elementos de izaje.

Designación		SA 516 Gr 70
Carga en una sola oreja	Q oreja	2003,9 kg
Espesor mínimo requerido en la placa o en el cuerpo	tc	1,5 mm
Espesor de la oreja de izaje	to	2,6 mm
Área de soldadura aplicada	As	723,44 mm ²
Área mínima de soldadura requerida	Ar	81,06 mm ²

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021.

3.19. Registro para entrada de hombre (Manhole)

En la norma ASME VIII división 1 en el apartado UG-46, dicta que los recipientes que tengan un diámetro superior a 36 in, Se recomienda instalar un orificio con diámetro nominal de 16 in, en el apartado UG -36, dicta que la abertura mínima para recipientes a presión un diámetro interior de 60 in no debe exceder 1/3 del diámetro hasta 40 in.(ASME, 2019)

Con el diámetro externo de 2225 mm (87,6 in) se opta por una abertura con diámetro de 609,6 mm (24 in), se usa esta dimensión del diámetro porque es una medida estándar para bridas comerciales.



Ilustración 27-3: Posición de Registro para entrada de hombre

Fuente:(Corralco Hernández, 2016)

3.19.1. Dimensionamiento del tubo de inspección

Tabla 35-3: Datos para el cálculo del registro para entrada del hombre

PARÁMETROS			
Presión de diseño	P	0,324 MPa	
Número de cedula propuesta		Cédula 40	
Diámetro externo	D	24 in	609,6 mm
Diámetro interno	d	23,5 in	597 mm
Espesor propuesto	t	6,35 mm	
Radio interno	Ri	299 mm	
Radio externo del cilindro (condición corroída)	R	1112,5 mm	
Eficiencia de la junta	E	1	
Material	M1	SA 516 Gr 70	
Esfuerzo máximo permitido	S1	138 MPa	
Corrosión admisible	Ca	3 mm	

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Según la norma ASME VIII división 1 en el apartado UG-45, los espesores del tubo de la boca y del orificio de inspección se calculan con la ecuación. La siguiente ecuación se usa para calcular el espesor requerido.

$$t_r = \frac{P * R_o}{S * E + 0,4 * P}$$

Donde:

P: presión de diseño (MPa).

t_r : Espesor mínimo del cuello de la boquilla (registro para la entrada de hombre) sin corrosión admisible (mm).

R_o : Radio externo de la entrada de registro (mm).

S: esfuerzo máximo admisible del material (mm).

E: Eficiencia de la junta.

$$t_r = \frac{0,324 \text{ Mpa} * (305 \text{ mm})}{138 \text{ MPa} * (1) + 0,4 * 0,324 \text{ MPa}}$$
$$t_r = 0,7 \text{ mm}$$

La norma ASME VIII división 1 recomienda un espesor mínimo de 1,5 mm.

$$t_r = 1,5 \text{ mm}$$

Para obtener el valor del diámetro interno del tubo de inspección ya corroído, se reemplaza en la siguiente ecuación. Los valores para el cálculo del diámetro se encuentran en la tabla 30-3.

$$d = (D - 2t_n) + 2 * Ca \quad (39.3)$$

Donde:

d: Valor del diámetro interno del tubo de inspección en condiciones corro (mm).

D: Diámetro del registro de entrada de hombre (mm).

Ca: Corrosión admisible (mm).

$$d = (609,6 \text{ mm} - 2(6,35\text{mm})) + 2 * (3\text{mm})$$
$$d = 603 \text{ mm}$$

De la ecuación (39.3) se obtiene un diámetro interno del tubo de inspección en condiciones corroídas de 23,5 para el material SA 516 Gr 70, lo que en el apartado UG-45 de la norma ASME VIII división 1. Espesor mínimo del cuello de la boquilla (registro para la entrada de hombre) con corrosión admisible (mm).

$$t_{rn} = \frac{P * R_o}{S * E + 0,4 * P} + Ca$$

Donde:

P: presión de diseño (MPa).

t_{rn} : Espesor mínimo del cuello de la boquilla (registro para la entrada de hombre) con corrosión admisible (mm).

R_o : Radio externo de la entrada de registro (mm).

S: esfuerzo máximo admisible del material (mm).

$$t_{rn} = \frac{0,324 \text{ MPa} * (305 \text{ mm})}{138 \text{ MPa} * (1) + 0,4 * 0,324 \text{ MPa}} + 3 \text{ mm}$$

$$t_{rn} = 3,72 \text{ mm}$$

Se utiliza el espesor de 6,35 mm. Pero la condición más favorable que viene dada por la figura 27-3. Esto es con la finalidad de tener en cuenta los esfuerzos de las bridas y el pescante.

$$t_e = 6,35 \text{ mm}$$

Para el cálculo real del espesor del cuerpo se tiene la siguiente expresión.

$$t = t_e - Ca$$

$$t = 6,35 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$t = 3,35 \text{ mm}$$

3.19.2. Cálculo del área de refuerzo

En la norma ASME VIII en el apartado UG-37 para el cálculo de área de refuerzo, El área total de la sección transversal del refuerzo A de debe ser menos que la ecuación (40.3).

Tabla 36-3: Datos para el cálculo del registro para entrada del hombre

Notación	Denominación	Valor
t_r	Espesor requerido del cuerpo	1,5 mm
t_n	Espesor nominal de la pared del tubo de inspección sin tomar la forma del producto	6,35 mm
t	Espesor real de la boquilla	3,35 mm
t_{rn}	Espesor nominal de la pared del tubo de inspección sin tomar la forma del producto	3,72 mm
h	Penetración del cuello de boquilla en el recipiente	2,375 mm
E	Eficiencia de la junta	1
F	Factor de corrección para la variación de tensiones debido a la presión en diferentes planos con respecto a los ejes del recipiente.	1
f_{r1}	Sn/Sv para la pared de la boquilla o tubo de inspección insertada a través de la pared del recipiente.	1
f_{r2}	Sn/Sv relación entre la tensión admisible del tubo de inspección y la tensión admisible del recipiente.	1

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Tabla 37-3: Datos para el cálculo del registro para las bridas de DN25 y DN50.

Notación	Denominación	Valor
t_r	Espesor requerido del cuerpo	1,5 mm
t_n	Espesor nominal de la pared del tubo de inspección sin tomar la forma del producto	4,7 mm
t	Espesor real de la boquilla	1,76 mm
t_{rn}	Espesor nominal de la pared del tubo de inspección sin tomar la forma del producto	3 mm
h	Penetración del cuello de boquilla en el recipiente	1,6 mm
E	Eficiencia de la junta	1
F	Factor de corrección para la variación de tensiones debido a la presión en diferentes planos con respecto a los ejes del recipiente.	1
f_{r1}	Sn/Sv para la pared de la boquilla o tubo de inspección insertada a través de la pared del recipiente.	1
f_{r2}	Sn/Sv relación entre la tensión admisible del tubo de inspección y la tensión admisible del recipiente.	1

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Figura UG-37.1
Nomenclatura y Fórmulas para Aberturas Reforzadas

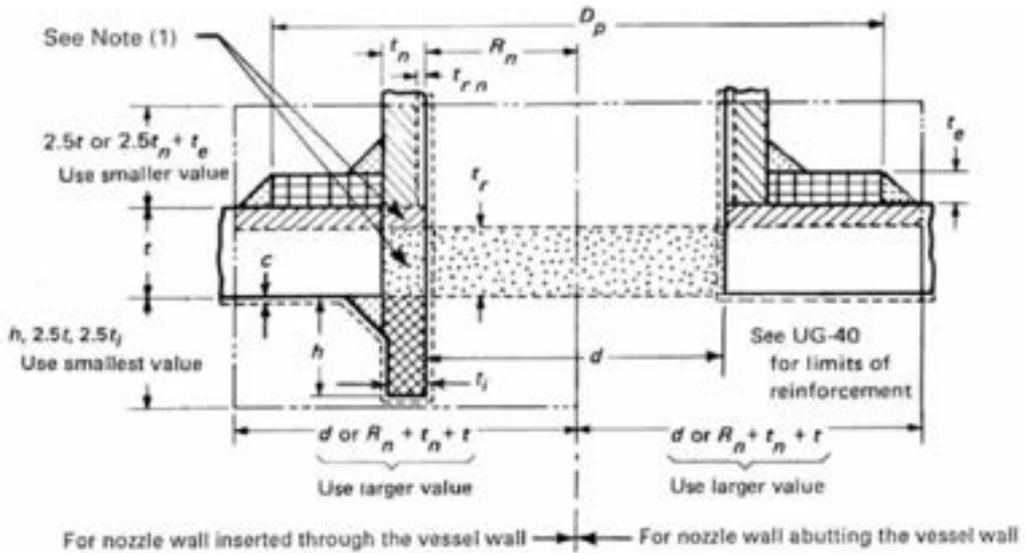


Ilustración 28-3: Áreas y espesores de refuerzo para la abertura.

Fuente:(ASME, 2019)

$$A = d * t_r + 2 * t_n * t_r * F * (1 - f_{r1}) \quad (40.3)$$

Donde:

A: Área total de la sección transversal del refuerzo (mm^2).

F: Factor de corrección que compensa la variación de las tensiones por presión interna en diferentes planos.

t_r : Espesor mínimo del cuello de la boquilla (registro para la entrada de hombre) con corrosión admisible (mm).

t_n : espesor real de la boquilla (mm).

De la ecuación 39-3 se obtiene un diámetro de tubo de 603 mm, el cálculo del área del agujero del recipiente, al aplicar la ecuación 40-3, se debe tener en consideración que $f_{r1} = 1$, esto es que en el apartado UG-37 de la norma, establece este valor cuando la boquilla está diseñada con el mismo material que el cuerpo cilíndrico, reduciendo la ecuación (64) a:

$$A = d * tr$$

Donde:

A: Área total de la sección transversal del refuerzo (mm^2).

d= Diámetro interno del registro (mm).

tr : Espesor mínimo del cuello de la boquilla (registro para la entrada de hombre) condiciones corroídas.

$$A = 603 \text{ mm} * 3,72 \text{ mm}$$

$$A = 2243 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo del área de refuerzo A1 (Exceso del casco), se exponen las siguientes fórmulas:

$$A1_1 = d * (E * t - F * tr) - 2 * t_n * (E * t - F * tr) * (1 - f_{r1}) \quad (41.3)$$

$$A1_2 = 2(t + t_n) * (E * t - F * tr) - 2 * t_n * (E * t - F * tr) * (1 - f_{r1}) \quad (42.3)$$

La ecuación (41.3) y la ecuación (42.3) se reducen a las siguientes ecuaciones, como esfuerzo longitudinal es la mitad de los esfuerzo circunferenciales, en la abertura, “el plano que contiene al eje del cuerpo es el plano de máxima carga unitaria debido a la presión corresponde un valor de $F=1$ ”.(Chiavassa y Fernandez Bernis, 2016) y la eficiencia de la junta es de un valor unitario.

$$A1_1 = d * (t - tr)$$

$$A1_2 = 2(t + t_n) * (t - tr)$$

La norma recomienda que el valor mayor de la ecuación (41.3) y la ecuación (42.3).

$$A1 = \max(A1_1; A1_2) \quad (43.3)$$

Reemplazando valores.

$$A1_1 = 603 * (3,35\text{mm} - 1,5\text{mm}) = 1115,6 \text{ mm}^2$$

$$A1_2 = 2((3,35 \text{ mm}) + (1,5\text{mm})) * ((6,35\text{mm}) - 3,35\text{mm}) = 29,1 \text{ mm}^2$$

De la ecuación 43.3 se escoge el A1 de un valor de $43,475 \text{ mm}^2$, para determinar el área del exceso en el cuello de la boquilla denominada A2, para el cálculo de dicha área se presentan las siguientes ecuaciones.

$$A2_1 = (t_n - t_{rn}) * 5t * f_{r2} = (6,35\text{mm} - 3,72 \text{ mm}) * 5(3,35) * (1) = 44,05 \text{ in}^2$$

$$A2_2 = (t_n - t_{rn}) * 5t_n * f_{r2} = (6,35\text{mm} - 3,72 \text{ mm}) * 5(6,35) * (1) = 83,50 \text{ in}^2$$

$$A2 = \min (A2_1; A2_2)$$

Para la respuesta del A2 (área del exceso en el cuello de la boquilla) se escoge el valor máximo entre las dos ecuaciones anteriores.

$$A2 = 44,05 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo de Penetración del cuello de la boquilla en el tanque de almacenamiento (h), se manejan las siguientes expresiones H1 se escoge el menor de las 2 condiciones expuestas a continuación:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2,5 t = 2,5 (3,35 \text{ mm}) = 8,375 \text{ mm} \\ 2,5 t_n + te = 2,5 (6,35\text{mm}) + (6,35 \text{ mm}) = 22,22\text{mm} \end{array} \right.$$

El valor de H1 es de 8,37 mm, para el valor de H2 también se exponen 2 condiciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2,5 t = 2,5 (3,35 \text{ mm}) = 8,37 \text{ mm} \\ 2,5 t_n = 2,5 (6,35 \text{ mm}) = 15,875 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Tomando el valor de 8,375 mm tanto para H1 y H2, de estos dos valores se escoge el menor entre los H1 y H2, ya que es el mismo valor entonces el valor de H es de 8,375 mm. Se reemplaza en la siguiente ecuación. Quedando una distancia en la penetración del cuello de la boquilla del recipiente de 9,37 mm.

$$h \leq H - 2 * Ca$$

Donde:

h: Penetración del cuello de la boquilla en el tanque en condiciones corroídas (mm).

H: Penetración del cuello de la boquilla en el tanque (mm).

Ca: corrosión admisible (mm).

$$h \leq 8,375 \text{ mm} - 2 * (3\text{mm})$$

$$h = 2,375 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro de la placa refuerzo:

$$\left\{ \begin{array}{l} d = W = 603 \text{ mm} \\ \frac{d}{2} + t_n + t = \frac{603 \text{ mm}}{2} + 6,35 \text{ mm} + 3,35\text{mm} = 311 \text{ mm} \end{array} \right.$$

De las 2 condiciones anteriores se escoge el valor mayor quedando un valor de del diámetro de la placa refuerzo (W) de 603 mm.

Para el cálculo del A3 (extensión de la boquilla hacia el interior).

$$A3 = 2 * t_n * h$$

$$A3 = 2 * 6,35 \text{ mm} * 2,375 \text{ mm}$$

$$A3 = 30,1625 \text{ mm}^2$$

Para el área A4 (área de la soldadura de filete), para el valor de altura del cordón de soldadura (a) la norma ASME recomienda un valor del espesor nominal.

$$A4 = f_{r2} * a^2$$

$$A4 = f_{r2} * t_n^2$$

$$A4 = (6,35 \text{ mm})^2$$

$$A4 = 40,325 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo del área disponible en el elemento A5 se calcula de la siguiente manera:

$$A5 = A - \sum (A1 + A2 + A3 + A4)$$

$$A5 = 2243 \text{ mm}^2 - (1115,6 + 44,05 + 30,1625 + 40,325) \text{ mm}^2$$

$$A5 = 1012,86 \text{ mm}^2$$

Cálculo del diámetro de la placa de refuerzo:

$$Dp = \frac{A5}{t_n} + D$$

Donde:

Dp: Diámetro de la placa refuerzo (mm).

D: Diámetro interno del registro para entrada del hombre (mm).

tn: Espesor nominal de la placa refuerzo (mm).

$$Dp = \frac{1012,86 \text{ mm}^2}{6,35 \text{ mm}} + 603 \text{ mm} = 762,51 \text{ mm}$$

El material SA 516 Gr 70 tiene un diámetro de la placa de refuerzo de 722,4 mm.

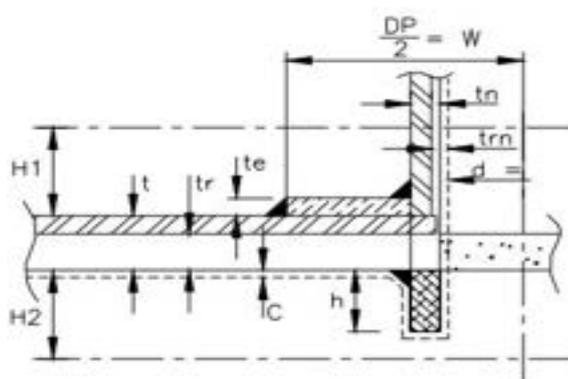


Ilustración 29-3: Esquema de boquilla para registro de entrada de hombre

Fuente:(León Estrada, 2001)

Tabla 38-3: Resumen de áreas del refuerzo para las bridas del tanque

Designación		SA 516 Gr 70
Entrada de registro de hombre (Manhole)		
Diámetro interno del registro	d	603 mm
Área total de la sección transversal del refuerzo	A	2243 mm ²
Área del exceso del casco	A1	1115,6 mm ²
Área del exceso en el cuello de la boquilla	A2	44,05 mm ²
Extensión de la boquilla hacia el interior	A3	30,16 mm ²
Área de la soldadura de filete	A4	40,325 mm ²
Área disponible en el elemento	A5	1012,86 mm ²
Diámetro de la placa refuerzo	Dp	762,5 mm
Bridas de entrada y salida de DN25		
Diámetro interno del registro	d	21,48 mm
Área total de la sección transversal del refuerzo	A	75 mm ²

Área del exceso del casco	A1	5,58 mm ²
Área del exceso en el cuello de la boquilla	A2	3,39 mm ²
Extensión de la boquilla hacia el interior	A3	15,33 mm ²
Área de la soldadura de filete	A4	22,65 mm ²
Área disponible en el elemento	A5	28,05 mm ²
Brida de descarga DN50		
Diámetro interno del registro	d	46,48 mm
Área total de la sección transversal del refuerzo	A	145 mm ²
Área del exceso del casco	A1	13,94 mm ²
Área del exceso en el cuello de la boquilla	A2	14,94 mm ²
Extensión de la boquilla hacia el interior	A3	16,18 mm ²
Área de la soldadura de filete	A4	22,65 mm ²
Área disponible en el elemento	A5	77,3 mm ²

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.19.3. Cálculo de brida para el registro

Se recomienda una brida ciega, este tipo de brida entran en la clasificación de tapas planas

$$t = d \sqrt{C' * \frac{P}{S * E}} \quad (44.3)$$

$$t = d \sqrt{\left(\frac{C' * P}{S * E}\right) + \frac{1,9 * W * hg}{S * E * d^3}} \quad (45.3)$$

Consideraciones

La ecuación (45.3) se usa para el cálculo de bridas ciegas atornilladas, de acuerdo a los detalles “E” y “F” y se toma a considerar de la figura 38-3 independiente de las consideraciones de diseño, usando la mayor de ellas. Los rangos de presión y temperatura deben estar respaldados por la norma ANSI B-16.5. (Rosendo Corralco Hernández, 2016)

$$W_{m1} = 0,785 * G^2 * P + 2b * (\pi) * G * m * P \quad (46.3)$$

$$W_{m2} = b * (\pi) * G * y \quad (47.3)$$

Se recomienda que, para las condiciones del sello de empaque, la presión de diseño (P) sea igual a 0, el valor de máximo esfuerzo admisible (S) sea tomado a temperatura ambiente, teniendo la ecuación para el cálculo del valor carga total de los tornillos (W)

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} * S_a$$

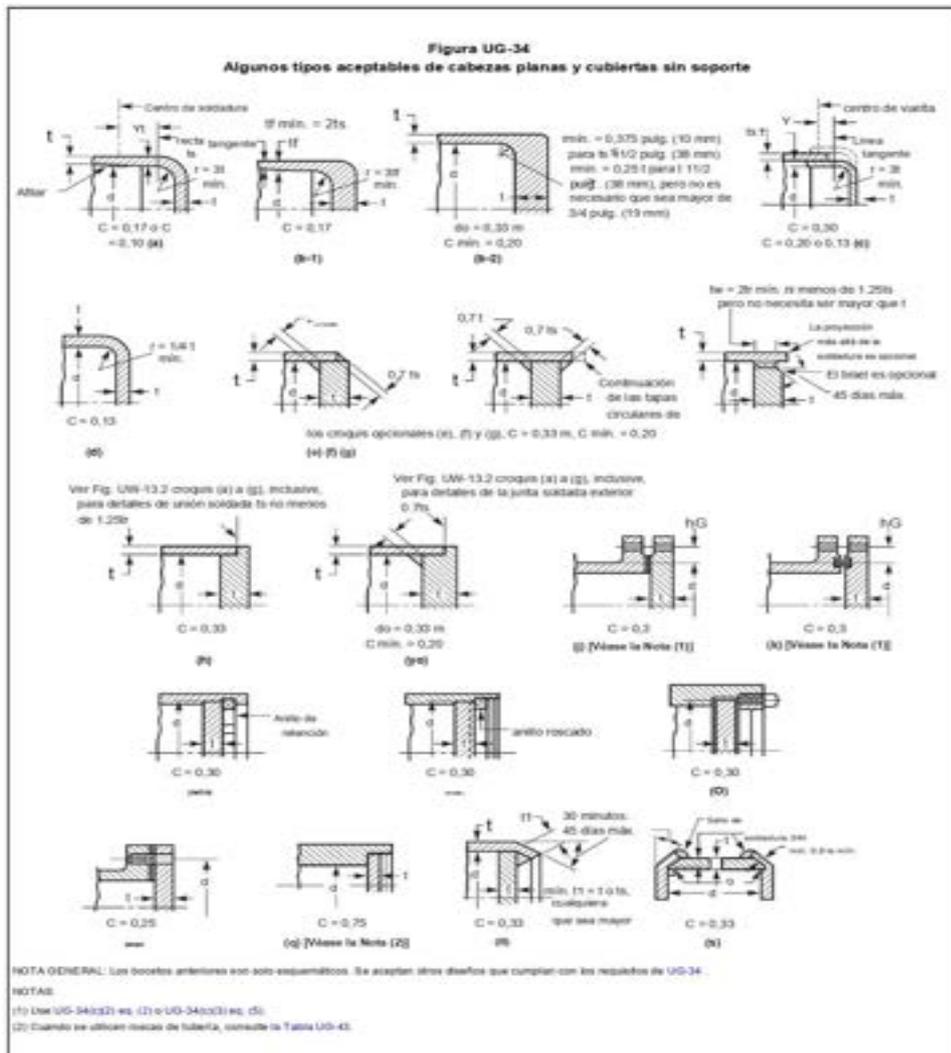


Ilustración 30-3: Detalles de uniones para placas planas.

Fuente: (ASME, 2019)

Donde:

A_m : Área transversal requerida del tornillo tomado como la resultante mayor entre A_{m1} y A_{m2} .

A_{m1} : Área transversa requerida de los tornillos en condiciones de operación (mm^2).

A_{m2} : Área neta del tornillo (mm^2).

b: Ancho efectivo de contacto del empaque ver en figura 39-3. (mm)

Bo: Ancho básico del empaque. Ver figura 39-3 (mm).

C': Constante depende de la forma de unión entra la tapa y el cilindro ver figura 38-3.

d: diámetro medido como indica la figura 38-3 (mm)

E: eficiencia de las soldaduras.

G: Diámetro donde se localiza la reacción del empaque, ver figura 39-3 (mm)

hg: brazo palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción (mm).

m: relación entre t_r/t_s .

P: presión de diseño (MPa).

S: esfuerzo máximo admisible del material de la tapa tensión y a la temperatura de diseño (MPa).

t_r : espesor requerido en el cuerpo (mm).

t_s : Espesor real del cuerpo (mm).

S_a : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura ambiente (MPa).

S_b : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño (MPa).

t: espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar corrosión (mm).

W: Carga total del tornillo (kg).

y: Carga máxima permisible en el empaque, en su valor depende de la forma y material (MPa).

Tabla 2-5.2
Ancho efectivo de la junta

Brazos reforzados integrados		Ancho de asiento de la junta (Tabla 2-5.1)	
		Columna #1	Columna #2
(1a)		$\frac{B}{2}$	$\frac{B}{2}$
(1b)		$\frac{B}{2}$	$\frac{B}{2}$
(1c)		$\frac{B + T}{2} \left(\frac{W + B}{4} \text{ mm} \right)$	$\frac{B + T}{2} \left(\frac{W + B}{4} \text{ mm} \right)$
(1d)		$\frac{B + W}{2}$	$\frac{B + 3W}{2}$
(2)	Resquillo de 1/16 pulg. (0.4 mm)	$\frac{B}{4}$	$\frac{3W}{8}$
(3)	Resquillo de 1/16 pulg. (0.4 mm)	$\frac{3W}{8}$	$\frac{3W}{8}$
(4)	Ver Nota (7)	$\frac{B}{4}$	$\frac{3W}{8}$
(5)	Ver Nota (7)	$\frac{B}{4}$	$\frac{3W}{8}$
(6)		$\frac{B}{4}$	$\frac{3W}{8}$

Ancho efectivo de asiento de la junta, B
Ancho, tamaño del A = 1/16 pulg. (0.4 mm) (S₁) Ancho, tamaño del A = 1/16 pulg. (0.4 mm)

Ilustración 31-3: Ancho efectivo del asentamiento del empaque b.

Fuente:(ASME, 2019)

Tabla 39-3: Ancho efectivo del asentamiento del empaque b.

Tabla 2-5.1 Materiales de juntas y caras de contacto Factores de empujamiento para condiciones de funcionamiento y tensión mínima de diseño para el asiento y				
Material de la junta	Factor	mín. Diseño Estrés asentado y, psi (MPa)	Bocetos	Boceto enfrentado y columna en Tabla 2-5.2
Tipos de autoenergización (juntas tóricas, metálicas, elastoméricas, otras juntas tipos considerados como autoeficientes)	0	0 (0)	---	---
Elastómeros sin tejido o con alto porcentaje de fibra mineral: Por debajo de 75A, Dureómetro Shore Dureómetro Shore de 75A o superior	0.50 1.00	9 (0) 200 (1.4)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5), Columna II
Fibra mineral con ligante adecuado para las condiciones de funcionamiento: 78 avg. (3.2 mm) de espesor 78 avg. (1.8 mm) de espesor 732 avg. (3.8 mm) de espesor	2.00 2.75 3.50	1,800 (11) 3,700 (26) 6,500 (45)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5), Columna II
Elastómeros con inserción de tejido de algodón	1.25	400 (2.8)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5), Columna II
Elastómeros con inserción de tejido de fibra mineral (con o sin refuerzo de alambre): 3 capas 2 capas 1 capa	2.25 2.50 2.75	2,200 (15) 2,900 (20) 3,700 (26)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5), Columna II
Fibra vegetal	1.75	1,100 (7.6)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5), Columna II
Metal enrollado en espiral, relleno de fibra mineral: Carbón Acero inoxidable, titanio y aleaciones a base de níquel	2.50 3.00	10,000 (69) 10,000 (69)		(1a), (1b), Columna II
Metal corrugado, fibra mineral insertada, o metal corrugado, cubierta de fibra mineral sellada: Aluminio blando Cobre suave o latón Hierro o acero dulce Monel o 4-6% de cromo Aceros inoxidables y aleaciones base níquel	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2,900 (20) 3,700 (26) 4,500 (31) 5,500 (38) 6,500 (45)		(1a), (1b), Columna II
Metal corrugado: Aluminio blando Cobre suave o latón Hierro o acero dulce Monel o 4-6% de cromo Aceros inoxidables y aleaciones base níquel	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3,700 (26) 4,500 (31) 5,500 (38) 6,500 (45) 7,800 (52)		(1a), (1b), (1c), (1d), Columna II
Metal plano, relleno de fibra mineral con camisa: Aluminio blando Cobre suave o latón Hierro o acero dulce Monel 4-6% de cromo Aceros inoxidables y aleaciones base níquel	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5,500 (38) 6,500 (45) 7,800 (52) 8,000 (55) 9,000 (62) 9,000 (62)		(1a), (1b), (1c) (Nota 1)E, (1d) (Nota 1)E, Q) (Nota 1)E, Columna II

Fuente: (ASME, 2019)

En la tabla 40-3 se exponen las dimensiones extraídas del Anexo H de las bridas estándar, mediante el diámetro del registro que es de 609,6 mm (24 in).

Tabla 40-3: Dimensiones de las bridas estándar para el Manhole (mm)

Diámetro Nominal	Diámetro Externo	Espesor (Q)	Altura total Y (1) (4)			Número de barrenos	Diámetro del círculo de barrenos	Diámetro del círculo de barrenos
			Con cuello	Deslizable	Traslape			
609,6	813	48	152	83	111	20	749	32

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Para el cálculo del ancho del empaque

$$d = D_n - 2 * t_n + 2ca$$

Donde:

d: Diámetro interior nominal de la boquilla (mm).

D_n : Diámetro de la brida realzada (mm).

ca: corrosión admisible (mm).

$$d = 609,6\text{mm} - 2(6,35\text{mm}) + 2 * (3\text{mm})$$

$$d = 603\text{ mm}$$

Para el cálculo del ancho del empaque se tiene la siguiente expresión:

$$N = \frac{De - d}{2}$$

Donde:

N: Ancho del empaque (mm).

De: Diámetro de la brida realzada (mm).

d: Diámetro interior nominal de la boquilla (mm).

$$N = \frac{813\text{ mm} - 603\text{ mm}}{2}$$

$$N = 105\text{ mm}$$

El cálculo del ancho real del empaque viene dado por la siguiente expresión:

$$b_o = 3 * \frac{N}{8}$$

$$b_o = 3 * \frac{105\text{ mm}}{8}$$

$$b_o = 39,4\text{ mm}$$

En la figura 34-3 se establece 2 condiciones para el ancho efectivo del asentamiento del empaque (b).

$$\left\{ \begin{array}{ll} b_o < 6\text{ mm} & b = b_o \end{array} \right. \quad (48.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} b_o > 6\text{ mm} & b = \frac{\sqrt{b_o}}{2} \end{array} \right. \quad (49.3)$$

Como el valor del ancho del empaque es de 39,4mm cumple con la condición (49.3) por ende el ancho real queda con la siguiente ecuación:

$$b = \frac{\sqrt{39,4mm}}{2}$$

$$b = \frac{\sqrt{1,55 in}}{2}$$

$$b = 0,622in = 15,8 mm$$

Para el material del empaque, se ha seleccionado un empaque de 3,175 mm (1/8 in) de espesor, de asbesto como se puede observar en la tabla 38-3. El esfuerzo del empaque (Y) es de 11 MPa (1600 psi) y el factor del empaque (m) es de 2.

Para el cálculo de la localización de la cara de reacción se tiene la siguiente expresión:

$$G = \frac{De + d}{2}$$

Donde:

G: Localización de la cara de reacción (mm).

$$G = \frac{812,8 mm + 603}{2}$$

$$G = 708 mm$$

Con un valor de la localización de la reacción de 708 mm (27,9) in.

Tabla 41-3: Dimensiones del empaque

Material	SA 516 Gr 70
Diámetro interior nominal de la boquilla (d)	603 mm
Ancho del empaque (N)	105 mm
Ancho del empaque (b)	15,8 mm
Localización de la cara reacción (G)	708 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.19.4. Cálculo del espesor de la tapa

Consideraciones, la tapa tiene que ser ciega, de geometría circular está regulada por la norma ANSI B-165 considerando margen de corrosión.(Corralco Hernández, 2016)

La carga total que soportan los tornillos viene dada por la siguiente ecuación (46.3) para esta ecuación tenemos una presión de diseño (P) de 0,324 MPa, una cara de reacción (G) de 603 mm, un ancho real del empaque (b) de 15,8 mm y un factor de empaque (m) de 2.

Tabla 42-3: Datos para el cálculo total del tornillo SA 516 Gr 70

Datos		
Presión de diseño	P	0,324 MPa
Cara de reacción	G	708 mm
Ancho real del empaque	b	15,8 mm
Factor del empaque	m	2
Carga máxima permisible en el empaque	y	11 MPa

Realizado: Perugachi, Michael, (2021)

$$W_{m1} = 0,785 * G^2 * P + 2b * (\pi) * G * m * P$$

$$W_{m1} = 0,785 * (708mm)^2 * (0,324MPa) + 2(15,8 mm) * (\pi) * (708mm * 2 * 0,324MPa)$$

$$W_{m1} = 173,036 kN$$

Y para la ecuación (71) reemplazamos los datos de la tabla 33-3.

$$W_{m2} = b * (\pi) * G * y$$

$$W_{m2} = 15,8 * (\pi) * 708 mm * 11 MPa$$

$$W_{m2} = 386,574 kN$$

Para la carga total del tornillo se escoge el valor mayor de la siguiente expresión:

$$W = \max(W_1; W_{m2})$$

$$W = \max(173,036 kN; 386,574 kN)$$

Quedando un valor de la carga total del tornillo de 386,574 kN para el acero SA 516 Gr 70.

Tabla 43-3: Datos para la carga total del tornillo.

Material del tornillo	SA-193
Esfuerzo máximo permisible	172 MPa
Carga total del tornillo	386,574 kN

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Cálculo de palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque, en la tabla 40-3 se observa el valor de diámetro del círculo de barrenos el cual de 749 mm y un diámetro interno del registro para la entrada del hombre de 603 mm.

$$hg = \frac{\varnothing Cb - d}{2}$$

Donde:

$\varnothing Cb$: Diámetro de círculo de barrenos (mm).

d: Diámetro interior del registro condiciones corroídas (mm).

hg: Brazo palanca (distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque) (mm).

$$hg = \frac{749 \text{ mm} - 603 \text{ mm}}{2}$$

$$hg = 2,87 \text{ mm}$$

3.19.5. Cálculo del espesor de la tapa para el registro

Para la tapa plana, se usa la siguiente ecuación:

$$t = d \sqrt{\left(\frac{C' * P}{S * E}\right) + \frac{1,9W * hg}{S * E * d^3}}$$

Tabla 44-3: Datos para la carga total del tornillo SA 516 Gr 70

Presión de diseño	P	0,324 MPa
Diámetro interno del registro	Di	603 mm
Contante adimensional figura 33-3	C'	0,3
Esfuerzo máximo admisible	S1	138 MPa
Eficiencia de la junta	E	1
Carga total del tornillo	W	386,574 kN
Brazo palanca	hg	2,87 mm
Área transversa requerida de los tornillos en condiciones de operación	Wm1	173,036 kN

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Donde:

P: Presión de diseño (MPa).

t: Espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar corrosión (mm).

d: Diámetro interno del registro (mm).

C': Constante adimensional ver figura 38-3.

S: Esfuerzo del material (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

W: Carga total del tornillo (kg).

hg: Brazo palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque (mm).

$$t_1 = 603mm * \sqrt{\left(\frac{0,3 * 0,324 MPa}{138 MPa * 1}\right) + \frac{1,9 * 386,574 kN * 2,87 mm}{138 MPa * 1 * 603 mm^3}}$$
$$t_1 = 22,56 mm$$

Se van a utilizar pernos SA-193 con un esfuerzo máximo permisible de 172 MPa (25000 psi), el área transversal neta requerida de los tornillos viene dada por la siguiente ecuación:

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b}$$

Donde:

A_{m1} : Área transversal requerida de los tornillos en condiciones de operación (mm^2).

S_b : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño (MPa).

W_{m1} : Carga total del tornillo (kN).

$$A_{m1} = \frac{173,036 kN}{172 MPa} = 1006,02 mm^2$$

Para el área neta del tornillo tenemos la siguiente ecuación:

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_b}$$

Donde:

A_{m2} : Área neta del tornillo (mm^2).

S_a : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura ambiente (MPa).

W_{m2} : Carga total del tornillo (kN).

$$A_{m2} = \frac{386,574 \text{ kN}}{172 \text{ MPa}} = 2244,186 \text{ mm}^2$$

Se toma el valor máximo entre el área neta del tornillo y el área transversal requerida de los tornillos.

$$A_m = \max(A_{m1}; A_{m2})$$

$$A_m = \max(1006,02 \text{ mm}^2; 2244,186 \text{ mm}^2)$$

$$A_m = 2244,186 \text{ mm}^2$$

Quedando un valor de área transversal requerido del tornillo de $2244,186 \text{ mm}^2$. El área transversal para cada tornillo viene dada por la siguiente expresión:

$$A_t = 613 \text{ mm}^2$$

El área transversal para 20 tornillos.

$$A_b = 20 * A_t = 20 * 613 \text{ mm}^2 = 12260 \text{ mm}^2$$

Quedando la ecuación para calcular la carga total del tornillo:

$$W = \frac{(A_m + A_b) * S a}{2}$$

$$W = \frac{(2244,186 \text{ mm}^2 + 12260 \text{ mm}^2) * 172 \text{ MPa}}{2}$$

$$W = 1247,360 \text{ kN}$$

Por último, reemplazamos en la siguiente expresión cuando la presión de diseño es igual a 0.

$$t_2 = d \sqrt{\left(\frac{C' * P}{S * E}\right) + \frac{1,9W * hg}{S * E * d^3}}$$

$$t_2 = 603 \text{ mm} * \sqrt{\frac{1,9 * 1247,360 \text{ kN} * 2,87 \text{ mm}}{138 \text{ MPa} * 1 * 603 \text{ mm}^3}}$$

$$t_2 = 8,95 \text{ mm}$$

$$t_2 < t_1$$

$$8,95 \text{ mm} < 22,56 \text{ mm}$$

La condición de los espesores se cumple de manera satisfactoria para el acero SA 516 Gr 70.

Tabla 45-3: Valores del área del tornillo para la tapa del Manhole

Material	Designación	SA 516 Gr 70
Área neta del tornillo	Am	2244,186 mm ²
Carga total del tornillo	W	1247,360 kN
Espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar corrosión	t1	22,56 mm
Espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar la presión de diseño	t2	8,95 mm

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.20. Selección de bridas

Para la selección de las bridas, se escoge el acero SA-105 que en la norma ASME VIII sección II parte D. El material se ubica en la fila 19 del Anexo H, con una temperatura de diseño de 50 °C. El tanque de almacenamiento de la central térmica posee 6 bridas de clase 150 tipo (Welding Neck). Para el dimensionamiento de las bridas se usa el software Pipedata-Pro que se basa en la norma B16-5, como se puede observar en la figura 32-3.

Las bombas de alta presión que conectan las tuberías al tanque con un diámetro nominal de 1 pulgada, se utiliza el software (Pipedata-Pro) con la finalidad de proporcionar dimensiones de las bridas solicitadas.

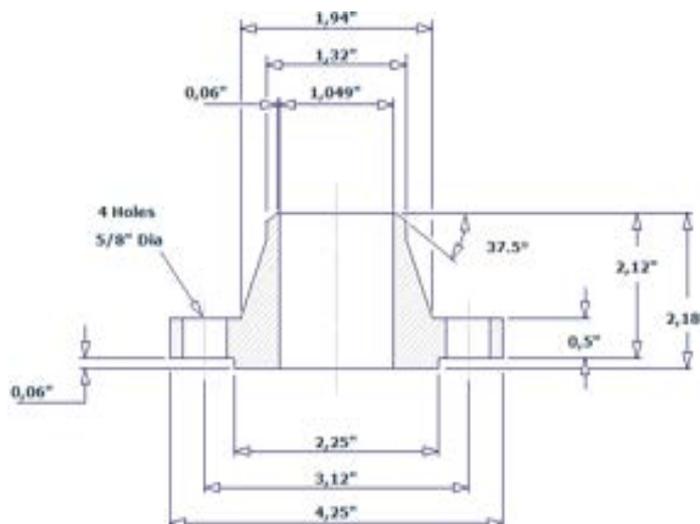


Ilustración 32-3: Dimensiones de la brida Welding Neck

Tabla 46-3: Parámetros para el cálculo de la brida (WN)

Datos		
Material	M	SA 105
Temperatura de diseño	T	50°C
Esfuerzo máximo admisible	S	138 MPa
Diámetro brida	D	57 mm
Radio de la brida	R	29 mm
Presión de diseño	P	0,324 MPa
Eficiencia de la junta	E	1

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

$$t_a = \frac{P * R}{S * E + 0,4 * P}$$

Donde:

P: presión de diseño (MPa).

R: Radio externo de la brida (mm).

S: Esfuerzo máximo admisible del material de la brida (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

$$t_a = \frac{0,324 \text{ MPa} * 29 \text{ mm}}{138 \text{ MPa} * 1 + 0,4 * 0,324 \text{ MPa}}$$
$$t_a = 0,07$$

Como la norma establece que el valor mínimo del espesor del cuerpo es de 1,5 mm (0,06 in) entonces:

$$t_a = 1,5 \text{ mm}$$
$$t_{b1} = \frac{P * R}{S * E + 0,4 * P} + Ca$$

Donde:

P: presión de diseño (MPa).

R: Radio externo de la brida (mm).

S: Esfuerzo máximo admisible del material de la brida (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

Ca: Corrosión admisible (mm).

$$t_{b1} = 1,5 + 3 \text{ mm}$$

$$t_{b1} = 4,5 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que la presión externa de la ciudad del sachá de 1012 hPa es de 0,101 MPa

$$t_{b2} = \frac{Pe * R}{S * E + 0,4 * Pe} + Ca$$

Donde:

Pe: presión externa de la ciudad del sachá (MPa).

R: Radio externo de la brida (mm).

S: Esfuerzo máximo admisible del material de la brida (MPa).

E: Eficiencia de la junta.

Ca: Corrosión admisible (mm).

$$t_{b2} = \frac{0,101 MPa * 29 mm}{138 MPa + 0,4 * 0,101 MPa} + 3 mm$$

$$t_{b2} = 3,1$$

Tabla 47-3: Requisitos de espesor mínimo de la boquilla.

Tabla UG-45		
Requisitos de espesor mínimo de la boquilla.		
Valor Nominal	in	mm
NPS 1 (DN 25)	0,116	2,96 mm

Fuente: (ASME, 2019)

$$t_{b3} = 2,96 mm + 3 mm$$

$$t_{b3} = 5,96 mm$$

$$t_b = \min(t_{b3}; \max(t_{b1}; t_{b2}))$$

$$t_b = \min(5,96 mm; \max(4,5 mm; 3,1 mm))$$

$$t_b = 4,5 mm$$

Como En este caso la brida (WN) ya viene unido con el tubo el cual el espesor es de 4,5 mm (3/16 in) lo cual comprueba que la brida cumple de manera satisfactoria los requerimientos de espesor. El recipiente consta de 4 ingreso de agua permeada y 2 salidas de agua permeada, que tienen la misma dimensión de la brida calculada anteriormente.

$$MAWP = \frac{S * E_1 * t}{R + (0,6 * t)}$$

$$MAWP = \frac{138 MPa * 1 * 4,5 mm}{29 mm + (0,6 * 4,5 mm)}$$

$$MAWP = 20,7 \text{ MPa}$$

$$MAWP > P$$

$$20,7 \text{ MPa} > 0,324 \text{ MPa } ok$$

Ya calculada la máxima presión admisible de trabajo se corrobora que la brida Welding Neck de 1 diámetro con un espesor de 4,8 mm (3/16 in) resiste, ya que el MAWP es mayor a la presión de diseño.

Tabla 48-3: Lista de bridas instaladas.

Codificación	NPS	Tipo	Orientación	Elevación	Clase	SCH	Servicio
M1	24"	W.N.R.F	180°	2392	150	40	Mantenimiento
N1	1"	W.N.R.F	180°	1279	150	40	Salida de agua
N2	1"	W.N.R.F	270°	1279	150	40	Entrada de agua
N3	1"	W.N.R.F	180°	2392	150	40	Salida de agua
N4	1"	W.N.R.F	90°	1279	150	40	Salida de agua
N5	1"	W.N.R.F	900°	1279	150	40	Salida de agua
N6	1"	W.N.R.F	270°	1279	150	40	Salida de agua
N7	1"	W.N.R.F	0°	167	150	40	Descarga

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

3.21. Soldadura

La norma ASME VIII division 1 recomienda que en la soldadura del tanque se utilicen los electrodo E6010 y el E7018, (López Aguirre, 2019) dichos electrodos se utilizan en la mayoría de los recipientes a presión siguiendo la denominación expuesta a continuación.

EXXX

Donde:

Las dos primeras x indican la resistencia última del material (ksi).

La segunda x es la posición del soldador.

La tercera x son parámetros como escoria, penetración.

Para el tratamiento térmico posterior a la soldadura se toma como referencia la norma (ASME IX, 2019), tomando como recomendación la sección USC-56 se aplica alivio de esfuerzos en el sistema o revenido.

3.22. Cálculo de la temperatura de diseño mínima del metal (MDMT)

Según (ASME, 2019) en el apartado UCS-66 da una breve descripción de la temperatura de diseño mínima del metal, donde se especifica que MDMT se debe aplicar para cada material establecido por el diseñador.

3.22.1. MDMT para el cilindro

El material a utilizar para el cilindro es SA-516 Gr. 70 nos ubicamos en la curva B ya que en la nota 2 de la norma ASME VIII división 1, se especifica la curva donde se encuentra el material aplicado.

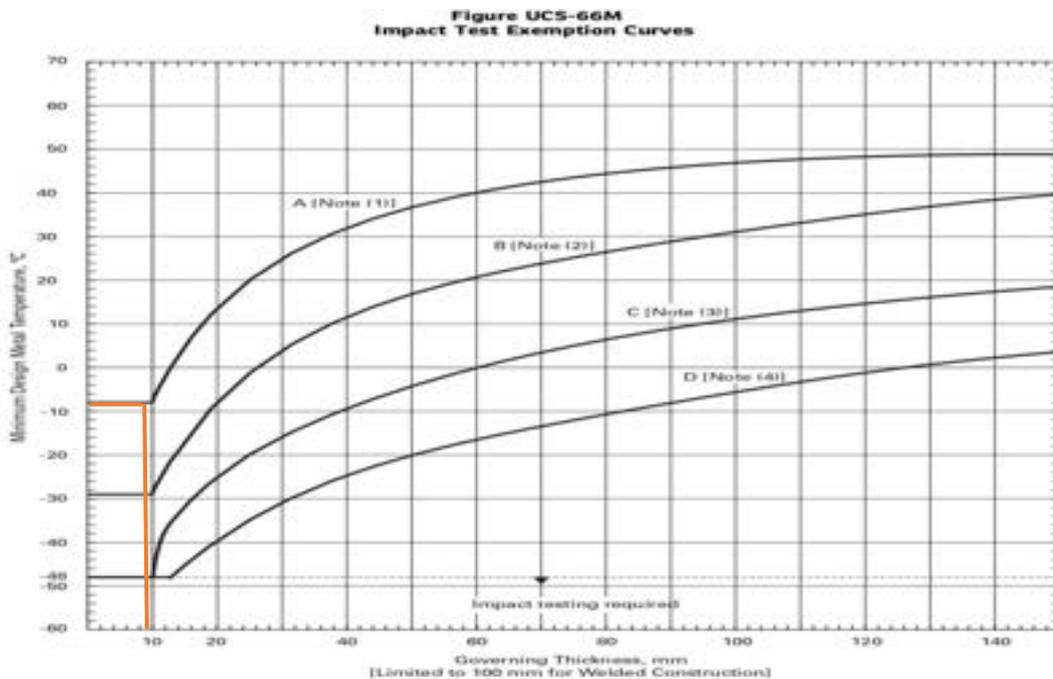


Ilustración 33-3: UCS-66 Curvas de exención de la prueba de impacto

Fuente: (ASME, 2019)

Realizado por: Perugachi, Michael, 2021

Se define un espesor mínimo de 9,5 mm si se tiene un MDMT de -29 °C, donde se define que el material no requiere pruebas de alto impacto.

3.22.2. MDMT para la cabeza hemisférica

Para los cabezales se define un espesor gobernante de 9,5 mm con un MDMT disponible de -20°F, donde se define que el material no requiere pruebas de alto impacto. Ya que se repetiría el mismo proceso de MDMT del cilindro, donde se aplica el siguiente material SA-516 Gr 70.

3.22.3. MDMT para las gargantas

Para el diseño de las gargantas se escogió el siguiente material SA 106 Gr B, el grafico 3-4 muestra el material relacionado con el espesor.

La nota 1 especifica que todo el material que no se encuentran descritos entran en la curva A, por ende, tenido un valor de 18 °C se obtiene un valor para el espesor mínimo 9,5 mm, este material no requiere test de impacto.

Tabla 49-3: Espesor gobernante requerimientos

Espesor gobernante	25,56 mm
MDMT disponible	18 °C
MDMT requerido	20 °C
Presión de diseño	0,324 MPa
Temperatura de diseño	50 °C
Optimizar MDMT disponible	No
Prueba de impacto	No

Realizado por: Perugachi, Michael,2021

Tabla 50-3: Resumen de espesores corroídos con sus respectivos MDMT

Parte	Número	Material	Espesor (tn)	MDMT disponible	MDMT requerido
Cuerpo	1	SA 516 Gr 70	9,5 mm	-29 °C	20 °C
Cabezales	2	SA 516 Gr 70	9,5 mm	-29 °C	20 °C
Tapa plana	1	SA-105	25,56 mm	18 °C	20 °C
Gargantas Bridas WN 1"	6	SA 106 Gr B	4,5 mm	-8 °C	20 °C
Gargantas Bridas WN 2"	1	SA 106 Gr B	4,5 mm	-8 °C	20 °C
Gargantas Manhole 24"	1	SA 106 Gr B	6,35 mm	-8 °C	20 °C

Realizado por: Perugachi, Michael,2021

$$MDMT \text{ rquerido} > MDMT \text{ disponible}$$

$$20 \text{ °C} > 18 \text{ °C} \text{ ok} \quad (3.50)$$

3.22.4. Porcentaje máximo de elongación de la fibra externa (cuerpo)

En el apartado UCS-79 (d) de la sección C de la norma, se calcula el porcentaje máximo de elongación de la fibra externa con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_f = \left(\frac{50}{R_f}\right) * \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right)$$

Donde:

ε_f : Porcentaje máximo de elongación de la fibra externa.

R_f : Radio final medio (in).

R_o : Radio original medio valor de ∞ (in)

$$\varepsilon_f = \left(\frac{50}{1103}\right) * \left(1 - \frac{1103}{\infty}\right)$$
$$\varepsilon_f = 0,05 \%$$

La elongación de la fibra no excede el 5 %, el PFHT (Post Forming Heat Treatment), no es necesario.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Validación de componentes en el software CAE

Para este capítulo se utiliza el software ANSYS para la simulación de los parámetros involucrados en el recipiente como son, el análisis estático, análisis de deformación, esfuerzos por Rankine y factor de seguridad, para la selección del material del recipiente se opta por el acero SA-516 Gr 70 por poseer un esfuerzo mayor a la rotura y por su aplicación, ya que este tipo de aceros se los utiliza para temperaturas bajas y medias, como la temperatura de diseño es de 50 °C, queda como el material con el cual se simula el recipiente a presión.

4.1.1. *Objetivos*

- Comprobar que el recipiente este correctamente diseñado mediante el análisis estático donde consta la distribución de esfuerzos, deformación y factor de seguridad que soportará el recipiente.
- Verificar el comportamiento del recipiente a presión, diseñando con el acero SA 516 Gr 70, producto de la presión interna y del peso propio del recipiente.
- Verificar que los elementos de izaje soporten los esfuerzos a los que están sometidos.

4.1.2. *Alcance*

En el presente proyecto se realizó un análisis estático se utilizó con la finalidad de determinar el estado del recipiente a presión, cuando está sujeto a cargas conocidas como presión interna, peso entre otros, para la condición del análisis estático del recipiente es que todas las fuerzas deben estar en equilibrio.(PTC)

4.1.3. *Documentos de referencia*

El valor de esfuerzo admisible del acero SA 516 Gr 70 se recolecta de la Norma ASME II parte D, las unidades de los materiales están en el sistema internacional, para los valores de esfuerzos de las siletas y las orejas de izaje se utiliza el libro de Juan León Estrada (Diseño y cálculo de recipientes a presión) y el libro de Eugene F. Megyesy (Pressure Vessel Handbook).

4.1.4. Códigos, estándares y normas aplicables

Para el diseño del recipiente a presión se sigue los parámetros establecidos en la norma ASME VIII división 1, el valor máximo del esfuerzo nominal se extrajo para las situaciones normales de servicio de la norma UNE-EN 13445-3 capítulo 6 y para el factor de seguridad en elementos de izaje ASME B 30.9.

4.1.5. Descripción del análisis

Para la realización del modelado en 3D se utilizó el software SolidWorks, luego se exportó el archivo con extensión. Step, al software de simulación ANSYS para la validación y análisis de cada componente que conforma el recipiente. A continuación, en la tabla 1-4 se presentan un resumen de las cargas que se aplican en cada componente descrito, obtenidos previamente en el capítulo III.

Como punto importante se elimina los pernos, las bridas con sus respectivos neoprenos entre otros, por el hecho de que estos componentes ya vienen en catálogo lo que significa que no es necesaria su simulación ya que tienen un rígido análisis bajo normativa.

Tabla 1-4: Resumen de cargas de los componentes del recipiente

Cargas	SA 516 Gr 70
Presión de diseño	0,324 MPa
Peso del recipiente	29007,8 kg
Orejas de izaje	2003,9 kg
Silletas	2958,78 kg

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.6. Bases y premisas del análisis

Para reducir recursos poder tener una mejor comparativa entre los resultados calculados y los simulados en el capítulo III y IV del recipiente, se opta por transformar todo el sólido a un cuerpo 2D tipo Shell, que básicamente es llevar todo el cuerpo a un solo espesor el cual es de 9,5 mm.

4.1.7. Método de análisis

Para una correcta simulación se aplica un análisis estático lineal, el recipiente a presión se analiza en condiciones de equilibrio, el objetivo del análisis estático es establecer las condiciones de

contorno de forma simple, (SAMAT, 2019) aplicando el peso del recipiente lleno de agua, la presión de diseño y los soportes.

4.1.8. Descripción del modelo numérico

Se analizó el tanque usando el método Shell, llevando al tanque a un solo espesor para ahorrar recursos en la simulación. Los soportes de la silleta se aplicaron en una sola cara y en los anillos atiesadores se les aplico en las dos caras como se logra ver en la figura 1,4

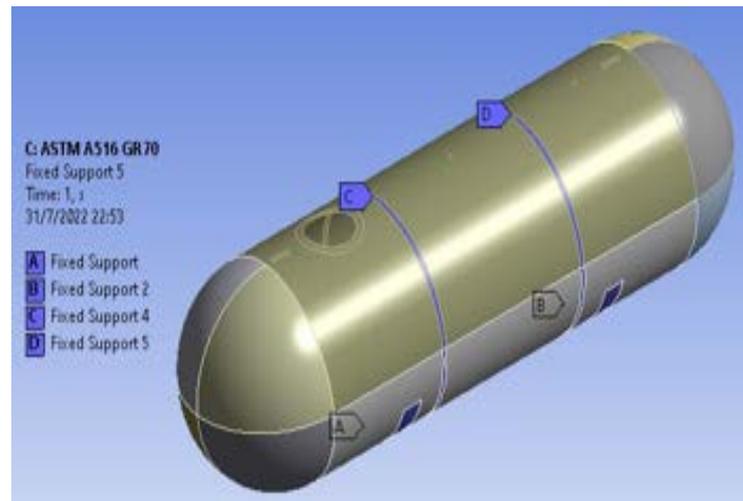


Ilustración 1-4: Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

La presión interna tiene el signo negativo por la distribución interna de dicha presión, se le aplica en todo el cuerpo del recipiente, el estándar earth gravity, es una opción del software ANSYS para representar la gravedad, el peso del tanque está definido en la densidad del acero SA 516 Gr 70 el cual es de $7,8 \text{ kg/mm}^3$.

4.1.9. Geometría

El modelado se lo ha realizado en SolidWorks, donde se puede apreciar los detalles de cada una de las bridas de carga y descarga del agua tratada, como el diseño también de los anillos atiesadores, las silletas, las orejas de izaje y el manhole con su respectivo refuerzo.

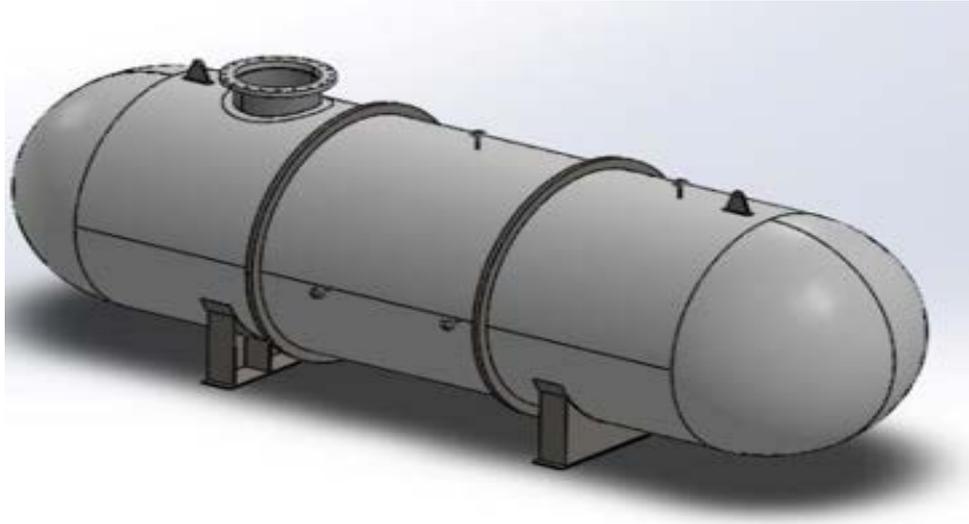


Ilustración 2-4: Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Quedando un cuerpo en 2D ya resumido y listo para los detalles del mallado, se eliminaron los cuerpos 3D, para que no haya interferencia en las uniones de las bridas y el software no de problemas a la hora de simular.

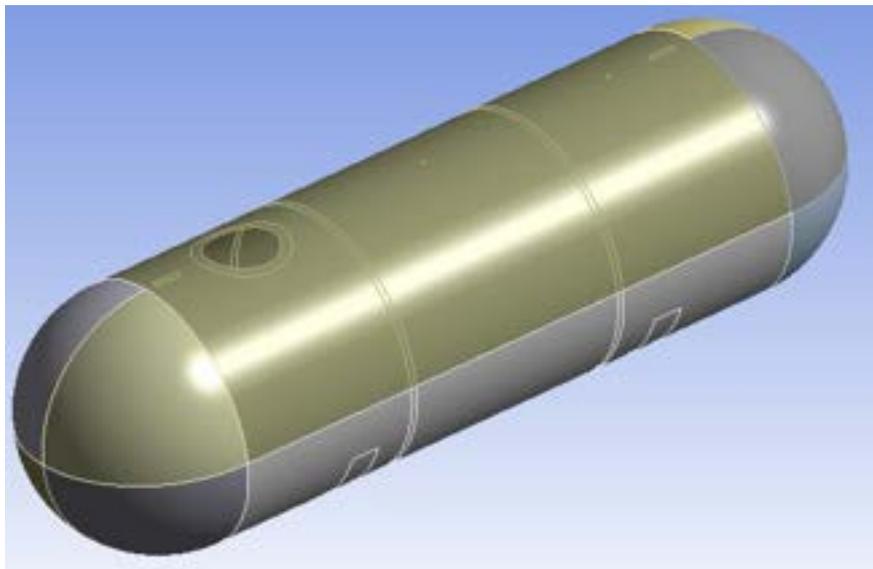


Ilustración 3-4: Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.10. Mallado

Ya calculados los esfuerzos para la simulación del tanque en el capítulo III, se aplica un Método automático, donde se establece que el mallado está regida por cuadriláteros para una mejor presentación de la malla.

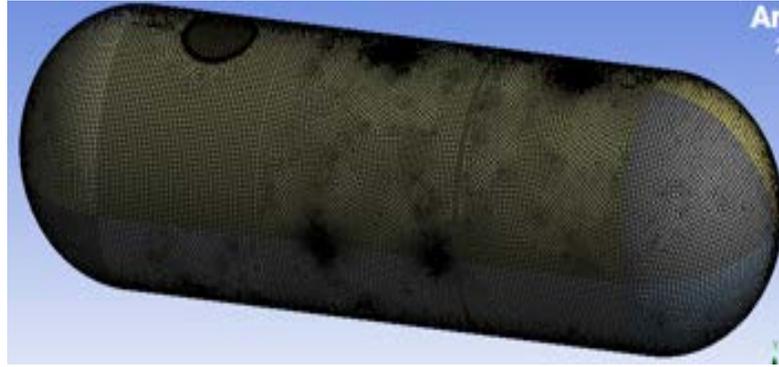


Ilustración 4-4: Mallado general del tanque de almacenamiento

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Se establece un mallado general de una medida de 40 mm, como se logra observar en la figura 4-4, como las bridas tiene un diámetro de 25,4 mm que es pequeño con respecto a la longitud del recipiente, para que los resultados no tengan ningún inconveniente, se procede a realizar un mallado en cada brida.

Tabla 2-4: Características del mallado del tanque

Mallado por defecto	
Preferencia física	Mecánica
Orden del elemento	El programa controla
Tamaño de la malla	40 mm

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

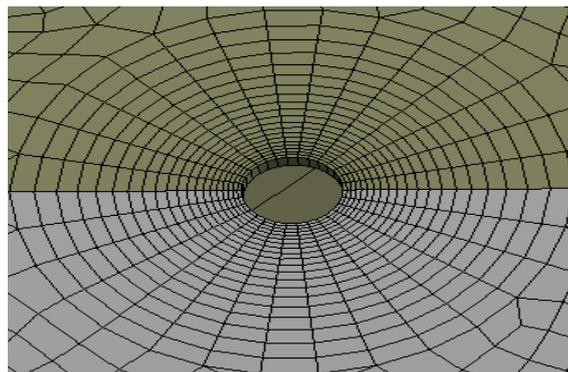


Ilustración 5-4: Mallado de bridas de carga y descarga del agua tratada

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 5-4 se aprecia un mejoramiento exponencial de la malla del alojamiento de la brida, para ello, se escoge la opción de inflación dándole una mejor calidad a esos puntos pequeños, la tabla 4-4 expresa que la altura de la primera capa es de 1 mm y que el número de capas alrededor de la brida va a ser de 20.

Tabla 3-4: Propiedades del mallado general (Método Automático)

Definición	
Método	Cuadriláteros
Orden del elemento	Configuraciones globales
Tipo de malla	Cuádruple

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Tabla 4-4: Propiedades del mallado de las bridas

Definición	
Método de inflación	Espesor de la primera capa
Altura de la primera capa	1 mm
Capas máximas	20

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 6-4 se realiza el mismo método de inflación de las bridas de carga y descarga del agua tratada, el mallado de la entrada de registro queda con las mismas propiedades de la tabla 3-4.

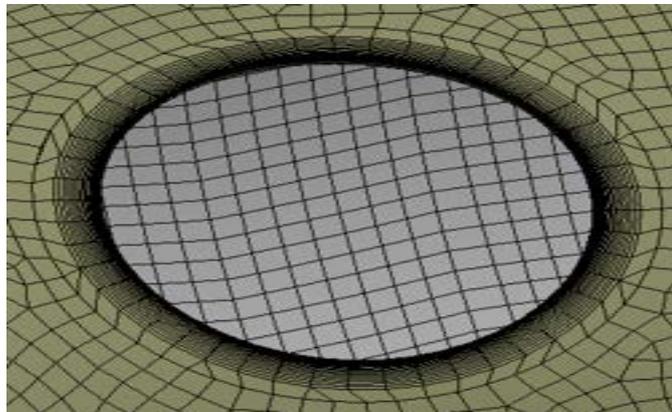


Ilustración 6-4: Mallado del refuerzo de la entrada de registro de hombre

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Los controles locales nos ayudan a tener una simplificación más detallada del análisis estático aplicado en el tanque, el control global en el Manhole representa que, al momento de simular dicho tanque, el software tome como referencia de que el recipiente se simula con la condición principal de que se encuentre lleno de agua.

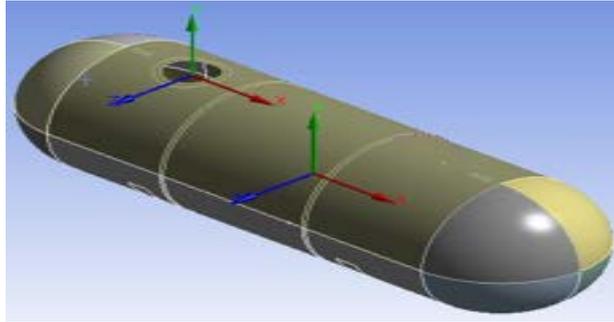


Ilustración 7-4: Controles globales

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 10-4 se presentan todos los procesos aplicados en la malla, el face meshing se aplica en los anillos atiesadores, con la finalidad de crear una mejor distribución de la malla en esos elementos.



Ilustración 8-4: Controles locales

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Como el modelado se transforma a elemento Shell, lo recomendable cuando se trabaja con este tipo de elementos en 2D, es trabajar con el elemento jacobiano. El elemento jacobiano es una de las mejores medidas de mallado, un promedio de mallado con un valor de 1 significa que la calidad de la malla es muy buena, los valores negativos representan un mallado ineficiente, como recomendación el promedio de la malla no debe pasar el valor de 1,8 mm (Molina y Vilaña, 2018), como en la tabla 4,4 el promedio de mallado es de 1,153 mm, dando un resultado excelente para la simulación del tanque.

Tabla 5-4: Métrica obtenida del mallado del recipiente

Calidad de la malla	
Métrica del mallado	Radio Jacobiano
Promedio	1,153 mm
Desviación estándar	0,29247

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 9-4, se realiza un análisis de convergencia con uno de los parámetros simulados en el análisis estático el cual fue la deformación del recipiente con el acero SA 516 Gr 70, en la tabla 5-4 se observa los valores del tamaño de la malla con su respectivo resultado de deformación.

Tabla 6-4: Análisis de convergencia

Tamaño de malla (mm)	Deformación (mm)
20	0,285107275
25	0,298409743
30	0,299032415
35	0,298723367
40	0,299827472
50	0,300203587
60	0,303466581
70	0,31151596

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

De la malla de 20 mm a la malla de 40 mm no hay una variación significativa, como el objetivo del análisis de convergencia es observar cual es el mejor comportamiento del mallado al momento de simular con la finalidad de que se aprovechen al máximo los recursos a la hora de simular.

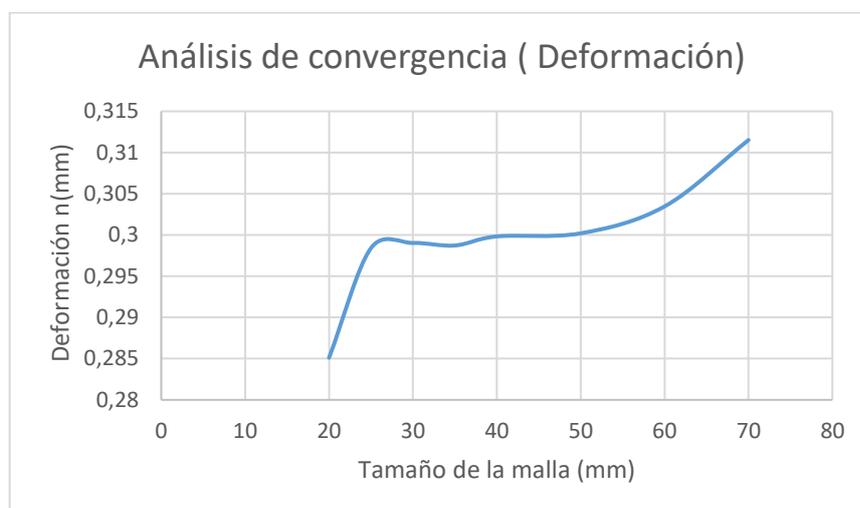


Ilustración 9-4: Análisis de convergencia del acero 516 Gr 70

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Quedan como resultado un mallado de 40 mm para el recipiente, con esto se asegura un mayor aprovechamiento de recursos y una correcta convergencia de resultados, quedando un modelo 2D con las características que se mencionan en la tabla 3-4.

Tabla 7-4: Nodos y elementos del recipiente

Nodos y Elementos	
Nodos	46198
Elementos	46194

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.11. Materiales

El material del recipiente seleccionado es el acero SA 516 Gr 70, el mismo material se utiliza para el refuerzo diseñado para la entrada de registro de hombre, el acero SA-36 se aplica en los elementos de izaje y en las silletas en la tabla 7-4, se encuentra el valor del esfuerzo admisible del acero aplicado en el recipiente, encontrados en el capítulo III en la tabla 7-3.

Tabla 8-4: Esfuerzo admisible

Esfuerzos admisibles	
SA 516 Gr 70	138 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Estos valores conjuntamente con las propiedades mecánicas de los aceros fueron incluidos en la parte de materiales del software ANSYS.

4.1.12. Cargas y condiciones de borde

En el capítulo III al momento de calcular el peso del recipiente a presión, se toma la variable de presión hidrostática que es un análisis del tanque lleno de agua.

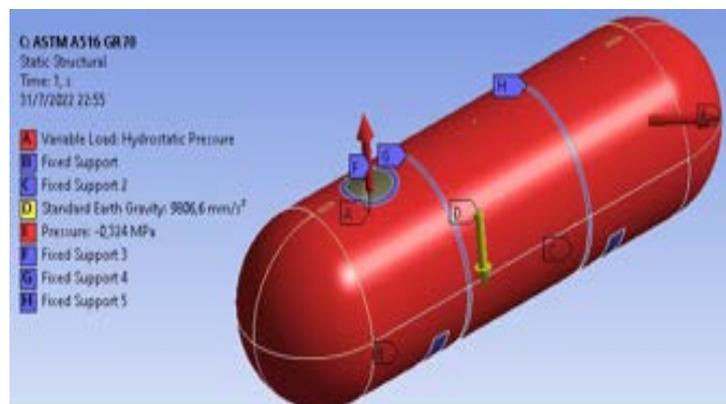


Ilustración 10-4: Modelo del tanque exportado con extensión. STEP.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

La carga principal de diseño se aplica en todo el cuerpo de tanque, las opciones de soporte para una mejor distribución de resultados se ubican en las silletas de montar y en los anillos atezadores como también en el refuerzo del manhole

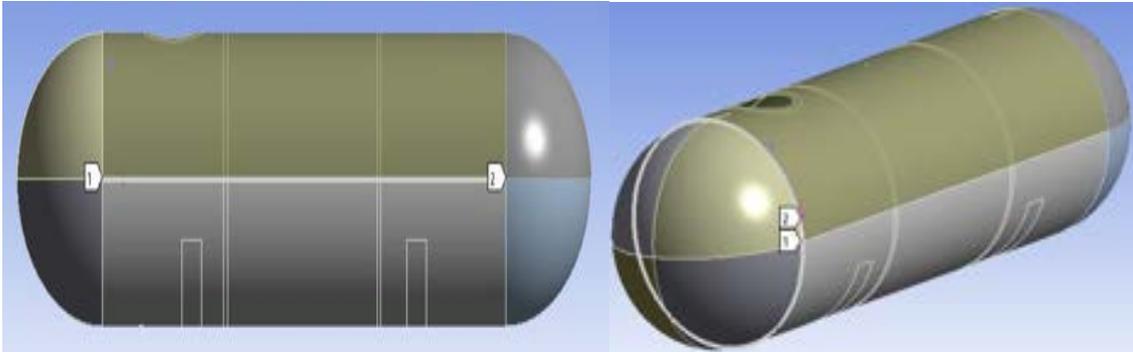


Ilustración 11-4: Aplicación de path a) Unión del tanque y b) unión cabezales

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Los paths son rutas que se establecen entre dos nodos, con la finalidad de ver el comportamiento de los esfuerzos calculados y las deformaciones a las que está sometida el recipiente (Lamendola, 2020), se toman como referencia la unión de la membrana del recipiente, y la unión de los cabezales hemisféricos con el cuerpo del recipiente, con el propósito de observar cómo se comportan los parámetros establecidos en el análisis estático.

4.1.13. Validación del modelo

4.1.13.1. Análisis de esfuerzos por Rankine

Se analizaron los esfuerzos por el método de Rankine en una envolvente cilíndrica aplicando el acero SA 516 Gr 70, con el principal objetivo de dirigir de manera correcta la simulación en el software Ansys. La figura 12-4 muestran el comportamiento de las tensiones calculadas.

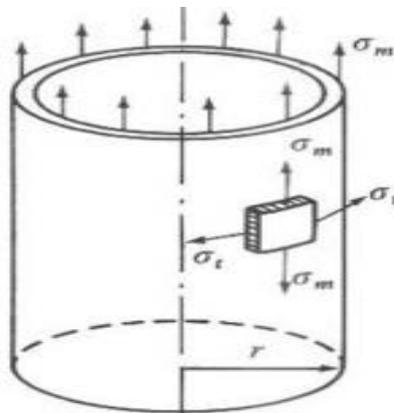


Ilustración 12-4: Tensiones en envolvente cilíndrica

Fuente: (Escudero Vega, 2016)

El esfuerzo en dirección al meridiano viene dada por ecuación 1.4 y el esfuerzo en el sentido transversal viene descrito por la ecuación 2.4. (López Aguirre, 2019)

Esfuerzo radial

$$\sigma_r = -P \tag{1.4}$$

Esfuerzo circunferencial

$$\sigma_\theta = \sigma_t = P * \left(\frac{k^2+1}{k^2-1}\right) \tag{2.4}$$

Esfuerzo longitudinal

$$\sigma_z = \sigma_m = \frac{P}{k^2 - 1} \tag{3.4}$$

Donde:

k: Cociente de diámetros (diámetro externo/ diámetro interno)

P: Presión de diseño (MPa)

Como en el capítulo III se concluye, que para el acero SA 516 Gr 70 el diseño tanto del cuerpo como de los cabezales hemisféricos, tienen un espesor de 9,5 mm por ende en las tablas 8-4, se exponen los valores de los esfuerzos calculados para dicho espesor.

Tabla 9-4: Esfuerzos calculados Von Mises

Material	SA 516 Gr 70	
Presión de diseño	P	0,324 Mpa
Espesor del sistema	e	9,54 mm
Diámetro del recipiente	Di	2206 mm
Diámetro externo	Do	2225 mm
Resultados	Valores	
Esfuerzo longitudinal	σ_z	18,75 MPa
Esfuerzo circunferencial	σ_θ	37,83 MPa
Esfuerzo Radial	σ_r	-0,324 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la norma UNE-EN 13445-3 en el capítulo 6 especifica que, para los aceros con un alargamiento mínimo después de la rotura inferior al 30%. (AENOR, 2010) Se ocupa la ecuación 4-4:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{PO}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \tag{4.4}$$

Donde:

f_d : Valor máximo del esfuerzo nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio (MPa).

$R_{p0,2}$: Límite elástico al 0,2% a temperatura ambiente (MPa).

R_m : Resistencia a la tracción (MPa).

Se calcula tomando como referencia la ecuación 4.4, dando como resultado que dicho valor sea el límite elástico del material dividido para un factor de seguridad recomendado por la norma UNE-EN 13445-3 el cual es de 1,5. El valor calculado para el acero SA 516 Gr 70, se expone en la tabla 9-4.

Tabla 10-4: Esfuerzos máximos admisibles

Material	SA 516 Gr 70
R_m	485 MPa
$R_{p0,2}$	260 MPa
Alargamiento	21%
fd	173 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

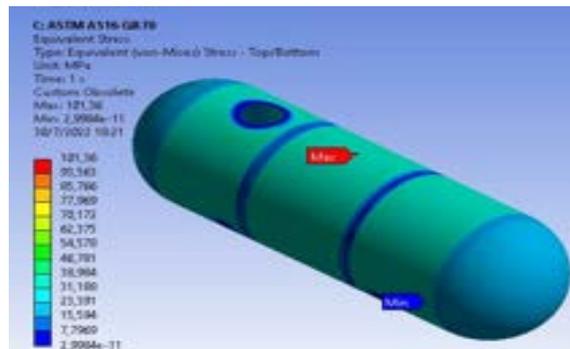


Ilustración 13-4: Análisis de esfuerzos por Von Misses en la membrana

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 15-4, el esfuerzo máximo de recipiente es de 101,36 MPa, el valor de la máxima tensión admisible del acero SA 516 Gr 70 es de 173 MPa, el esfuerzo simulado es menor que el esfuerzo máximo calculado.

Tabla 11-4: Valor máximo del esfuerzo nominal simulado

SA 516 GR 70		Von Mises calculado	Von Mises simulado
Esfuerzo nominal máximo	f_d	173 MPa	101,36 MPa
Esfuerzo máximo admisible	S1	138 MPa	

Realizado: Perugachi, Michael (2022)

4.1.13.2. Análisis de deformación total

Para la deformación total se toma como referencia el libro de diseño de recipientes a presión de Juan León Estrada, el recipiente se analiza como una viga empotrada, teniendo como punto importante que la deflexión máxima no debe exceder 6 in por 100 ft de longitud. Se realizó una regla de tres, para la longitud del recipiente la cual es de 5,1 m (16,73 ft), dando una deformación máxima de 1 in (25mm).

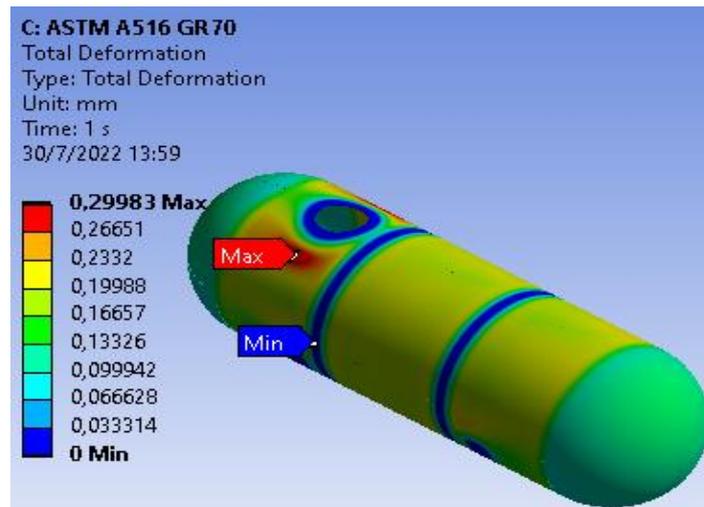


Ilustración 14-4: Análisis de deformación general del recipiente

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Para el cálculo de la deformación que sufre el recipiente por los esfuerzos calculados, se utilizó la siguiente expresión. (López Aguirre, 2019)

$$e = \frac{\sigma}{E} * l \quad (5.4)$$

Donde:

e: Deformación (mm).

E: Elasticidad del elemento (MPa).

l: longitud del cuerpo del tanque (mm).

Como dato calculado en el capítulo III, la longitud total del tanque es de 5,1 m y el módulo de elasticidad del acero SA 516 Gr 70 a 50 °C es de 200×10^3 MPa, se aplicó la ecuación 5-4 obteniendo un valor de deformación de 0,95 mm. En la figura 14-4 el valor de deformación es de 0,299 mm el cual es menor a la deflexión máxima de 25 mm, entonces la condición de deformación se cumple de manera correcta.

Tabla 12-4: Valores deformación del recipiente (SA 516 Gr 70)

Material	Deformación máxima Norma	Deformación calculada	Deformación simulada
Recipiente	25 mm	0,95 mm	0,299 mm
Unión de la membrana	25 mm	0,95 mm	0,23 mm
Unión de los cabezales	25 mm	0,95 mm	0,17 mm

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.13.3. Análisis de factor de seguridad

Según la norma ASME VIII división 1, el factor de seguridad recomendado para los recipientes a presión es de 4.(Fernández Díez) El factor de seguridad establecido por la norma ASME viene dado por la siguiente ecuación:

$$Fs = \frac{\sigma_T}{\sigma \text{ admisible}} \quad (6.4)$$

Donde:

Fs: Factor de seguridad

σ_T : Esfuerzo a la tensión del material (MPa).

$\sigma \text{ admisible}$: Esfuerzo máximo admisible del material, en la norma ASME II parte D (MPa)

El esfuerzo del acero SA 516 Gr 70 se encuentra en la tabla 2-3, se reemplazan en la ecuación 6.4, los valores calculados se exponen en la tabla 12-4.

$$e = \frac{V_{real} - V_{teórico}}{V_{real}} * 100 \quad (7.4)$$

Donde:

e: error relativo (en porcentaje)

V_{real} : Valor calculado de la ecuación 6.4

$V_{teórico}$: Valor simulado

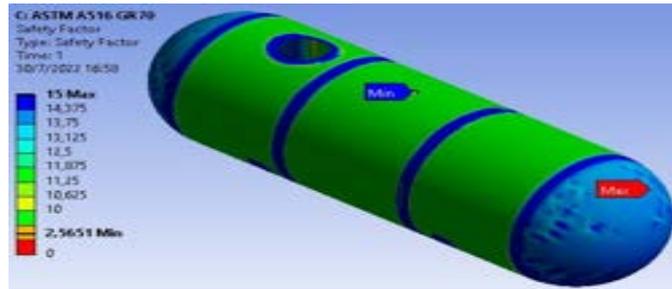


Ilustración 15-4: Análisis de factor de seguridad del tanque

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la tabla 2-3 se encuentra las propiedades mecánicas del acero SA 516 Gr 70, para aplicarlos en la ecuación 6.4, los resultados del factor de seguridad real, calculado y simulado se encuentran en la tabla 12-4.

Tabla 13-4: Factores de seguridad

Material	SA 516 Gr 70
FS Norma	4
FS Real	3,52
Fs simulado	2,57
% error	12%

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

El factor de seguridad es de 2,57 mayor a 1, por lo que se asegura un correcto dimensionamiento del recipiente, lo que quiere decir que el esfuerzo de trabajo es mayor que el admisible.

4.1.14. Análisis de esfuerzos locales en aberturas y puntos críticos

Se analizan las uniones soldadas tanto de la unión del cuerpo del tanque como la unión de los cabezales, para el acero SA 516 Gr 70, los esfuerzos simulados son menores que los esfuerzos admisibles, se asegura un correcto dimensionamiento del recipiente.

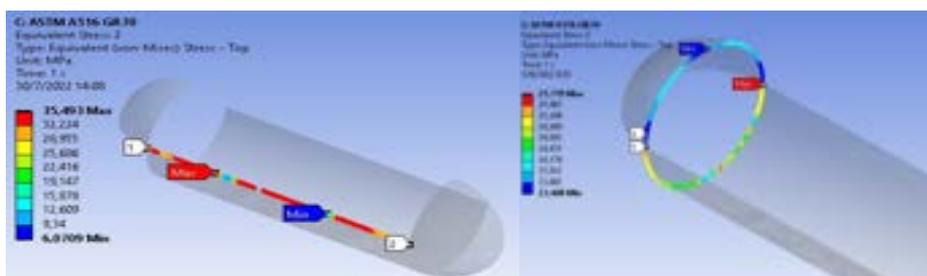


Ilustración 16-4: Análisis de esfuerzos a) unión de la membrana b) unión cabezales

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 17-4 el máximo esfuerzo es de 35,493 MPa a una distancia de 1,3 metros esto es porque la mayoría de componentes se encuentran distribuidos en cerca de esa distancia.

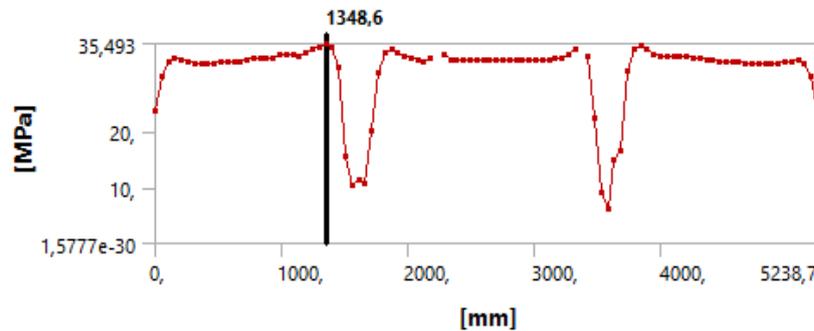


Ilustración 17-4: Distancia de la membrana donde se encuentra el esfuerzo máximo

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 18-4, se analiza los esfuerzos en cada una de las boquillas de entrada y descarga del agua tratada, también en la brida de descarga, como también en la entrada de registro de hombre, dichos valores se encuentran en la tabla 13-4. Como ninguna boquilla excede el esfuerzo a la rotura del acero SA 516 Gr 70 que es de 173 MPa, las bridas cumplen los criterios de esfuerzos de manera satisfactoria.

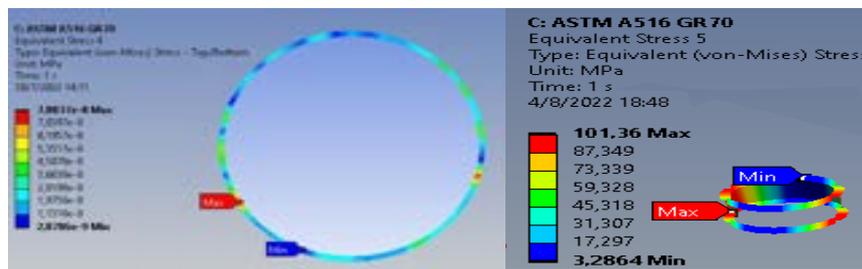


Ilustración 18-4: Análisis de esfuerzos a) en el refuerzo b) en las bridas.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Tabla 14-4: Esfuerzos simulados de las bocas del recipiente

Designación	Servicio	Esfuerzos Simulados
M1	Mantenimiento	7,8837e-8 MPa
N1	Salida del agua	101,36 MPa
N2	Entrada del agua	100,72 MPa
N3	Salida del agua	95,018 MPa
N4	Salida del agua	94,138 MPa
N5	Salida del agua	99,079
N6	Entrada del agua	100,2 MPa
N7	Drenaje	93,464 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Como punto importante se analiza la presión hidrostática por el hecho de que el recipiente, se debe diseñar con la condición de que el recipiente este lleno de agua dando una presión hidrostática de 0,0208 MPa, ya que el diámetro del tanque es de 2,2 metros.

4.1.15. Análisis de orejas de izaje

El peso del recipiente es la única carga que actúa en las orejas de izaje, como son 2 orejas el peso del recipiente se divide para dicho número. El archivo de SolidWorks se guarda con extensión. STEP para que no se generen problemas en el mallado, este procedimiento se repite para todas las piezas analizadas.

Para la simulación se exporta el modelado de la oreja de izaje, se aplica los soportes en la base de la oreja ya que viene soldadas al tanque. Como se observa en la tabla 14-4, el valor promedio del mallado es de 1,0008 con el parámetro de radio jacobiano, dichos valores garantizan credibilidad en la convergencia de los resultados obtenidos en la simulación.

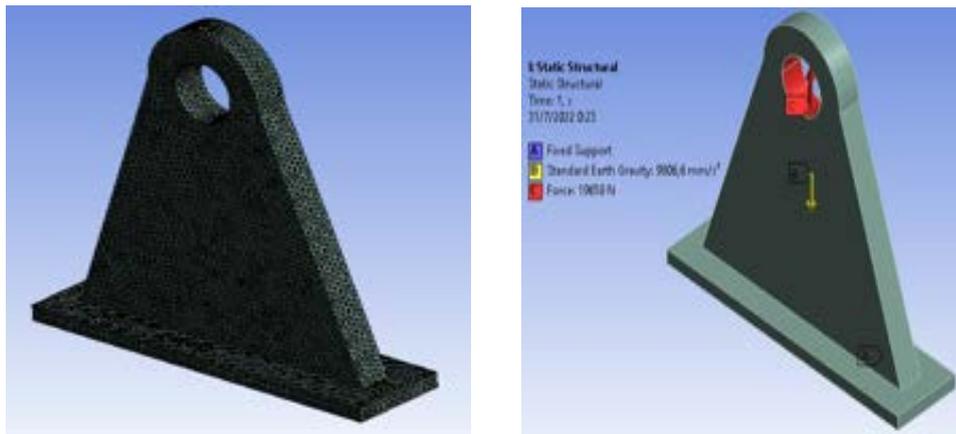


Ilustración 19-4: a) Mallado de la Oreja de izaje b) Cargas aplicadas en la oreja de izaje

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

La fuerza aplicada en la oreja se la aplica en las caras de la perforación, ya que con ese agujero se va aplicar la tensión del cable al momento de izar el tanque en su respectivo sitio de instalación.

Tabla 15-4: Características y calidad del mallado de la oreja

Calidad de la malla	
Métrica del mallado	Radio Jacobiano
Promedio	1,0008
Desviación estándar	7,0272e-003

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.15.1. Análisis de esfuerzos

Como la única carga significativa que actúa en la oreja es el peso del recipiente, se simula con la condición establecida por la norma UNE-EN 13445-3 donde se expresa con más detalle en la ecuación 4-4, para la selección del valor máximo del esfuerzo nominal se propuso el esfuerzo a fluencia del material dividido para un factor de seguridad de 1,5 propuesto por la norma. Como los elementos de izajes se diseñaron con un acero SA-36.

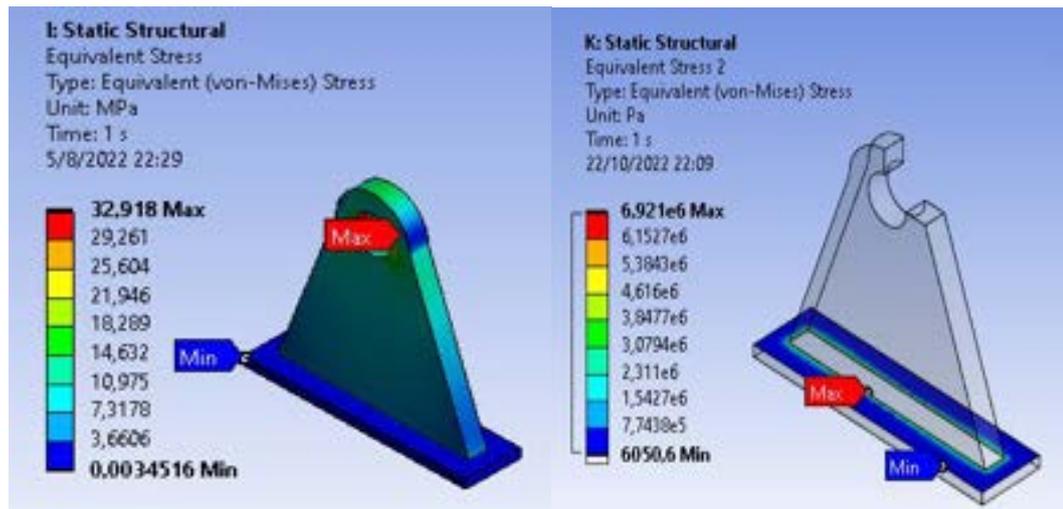


Ilustración 20-4: a) Oreja de izaje b) corte en la base para el análisis de esfuerzos

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Para la simulación al momento que se establecieron los parámetros de simulación. En la tabla 15-4 se designa la carga de la siguiente forma, F_{oreja} la carga que generó la densidad del acero SA 516 Gr 70.

Tabla 16-4: Valores de esfuerzos para el acero SA 516 Gr 70

Denominación	Oreja
F_{oreja}	2958,79 kg
Esfuerzo a la fluencia	250 MPa
Esfuerzo simulado	32,9 MPa

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 20-4 b) se realiza un corte en la parte inferior de la oreja, cerca de la base dando un valor máximo de 6,92 MPa entrando en el rango del material. En la figura 20-4 a) se observa el valor del esfuerzo máximo simulado de la oreja es de 32,918 MPa, es menor al valor máximo del esfuerzo nominal el cual es de 250 MPa, cumpliendo de manera satisfactoria el criterio de esfuerzos.

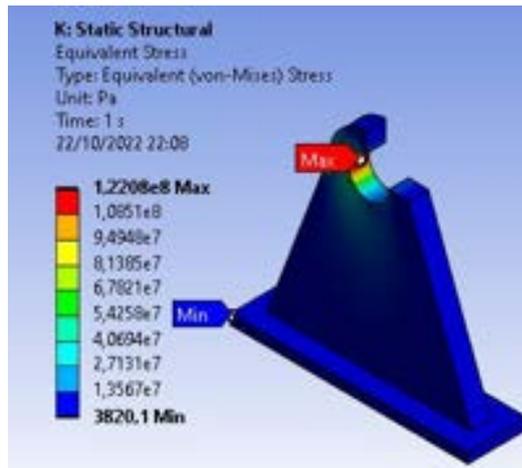


Ilustración 21-4: Corte en la oreja para el análisis de esfuerzos.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la figura 21-4 se realiza un corte en la perforación de la oreja, para observar el análisis de los esfuerzos ya que es una zona de la oreja donde se encuentra concentración de esfuerzos, logrando simular un esfuerzo de 1,22 MPa, el cual es un esfuerzo menor al de material, cumpliendo de manera correcta la simulación por esfuerzos.

4.1.15.2. *Análisis de factor de seguridad*

Según la norma ASME B 30.9 el factor recomendado para las orejas de izaje tiene un valor mínimo de 5, como se logra apreciar en la figura 21-4, la oreja de izaje tiene un valor de 7,5. (Mera Roca, 2017) Con lo que se concluye que este elemento de izaje cumple de manera correcta las condiciones del factor de seguridad.

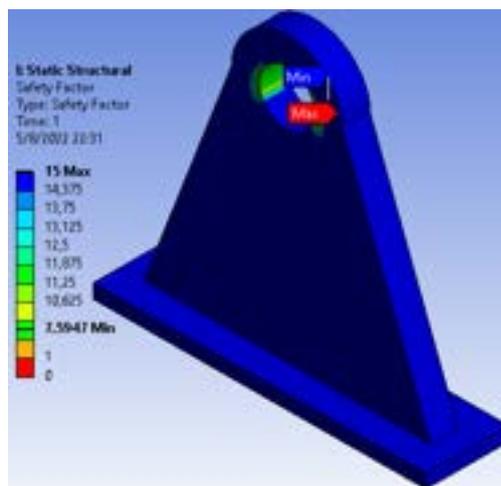


Ilustración 22-4: Oreja de izaje, análisis del factor de seguridad

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Tabla 17-4: Factor de seguridad del acero SA 516 Gr 70

Material	SA 516 Gr 70
Facto de seguridad Normativa	5
Facto de seguridad Simulado	7,5

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.16. Análisis de la silleta

El tanque de almacenamiento tiene una longitud del cuerpo 5100 mm, por lo que se dispusieron de 2 silletas de montar. La carga que genera el peso del recipiente se encuentra en la tabla 17-4.

Tabla 18-4: Carga aplicada en la silleta

Material	SA 516 Gr 70
Fuerza aplicada en el soporte	2958,78 kg

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

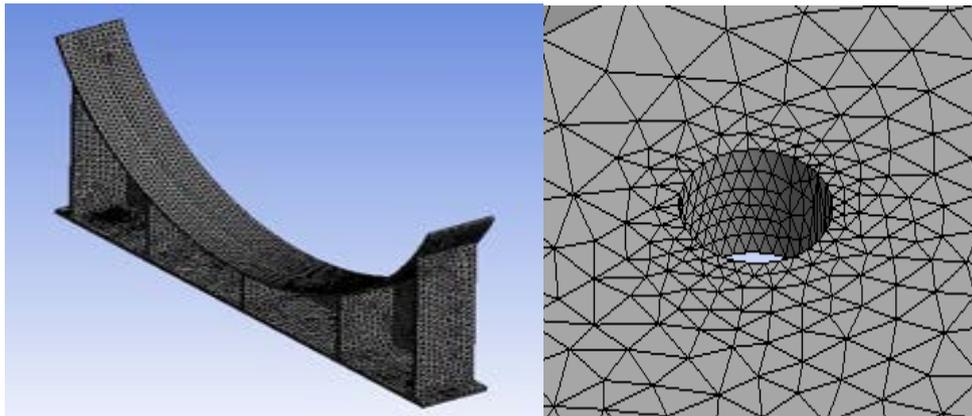


Ilustración 23-4: a) Mallado de silleta de montar b) Mallado pernos de izaje

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

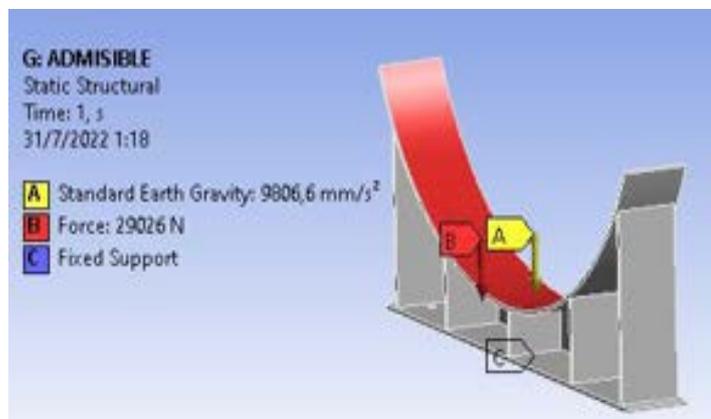


Ilustración 24-4: Cargas aplicadas en la silleta

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.16.1. Análisis de esfuerzos

El material con el que se diseñaron las silletas para el recipiente a presión, es de un acero SA-36, el cual tiene un esfuerzo a fluencia de 250 MPa, para el análisis de esfuerzos haciendo uso de la ecuación 4.4, dando el valor máximo del esfuerzo nominal de 167 MPa.

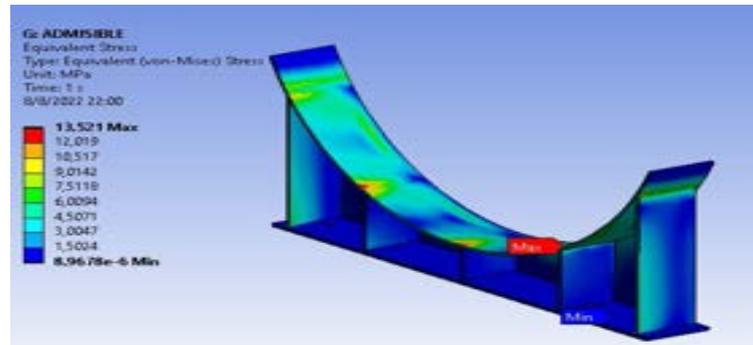


Ilustración 25-4: Análisis de esfuerzos por Von Mises de la silleta

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

En la simulación se obtuvo un esfuerzo máximo es de 13,5 MPa el cual es menor al valor máximo del esfuerzo nominal de 167 MPa.

En el capítulo III se calcula los esfuerzos aplicados en la silleta, dando un esfuerzo máximo longitudinal de 13,83 MPa para el acero SA 516 Gr 70, se contrasta con la simulación con un valor de 13,5 MPa, cumpliendo así de manera satisfactoria las condiciones de esfuerzo a las que está sometida la silleta, dichos valor simulado se proyectan en la tabla 18-4.

Tabla 19-4: Esfuerzos aplicados en la silleta.

Material	SA 516 Gr 70
Esfuerzo Von Mises calculado	167 MPa
Esfuerzo Von Mises simulado	13,5 MPa
Máximo esfuerzo longitudinal	13,83 MPa
% error	2,42 %

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

4.1.16.2. Análisis de deformación total

Para la deformación de las silletas el libro de Juan León propone un coeficiente de dilatación térmica de $0,0000067 \text{ } ft/^{\circ}F$ para aceros al carbono. La temperatura de diseño es de $122^{\circ}F$ dando un valor de deformación máxima para la silleta de 0,25 mm.

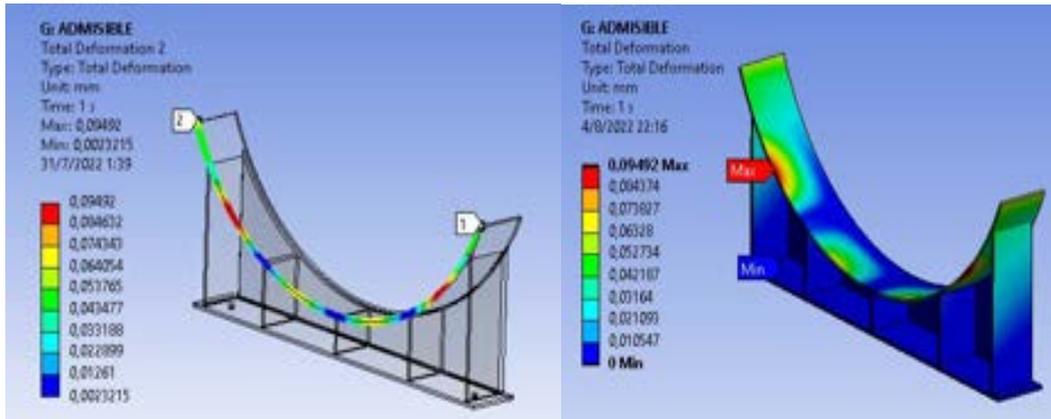


Ilustración 26-4: a) Deformación en el apoyo de la silleta b) Deformación total en la silleta.

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

El valor de la deformación máxima simulada para la carga que generó el acero SA 516 Gr 70 es de 0,094 mm, por lo que cumple con el criterio de deformaciones de manera satisfactoria.

Tabla 20-4: Deformaciones de las silletas

Material	SA 516 Gr 70
Deformación máxima Norma	0.25 mm
Deformación simulada	0,094 mm

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Tabla 21-4: Tabla resumen de valores simulados

Componente		SA 516 Gr 70
Membrana	Esfuerzos	101,3 MPa
	Deformación	0,29 mm
	Factor de seguridad	2,5
Oreja de izaje	Esfuerzos	32,918 MPa
	Factor de seguridad	7,54
Silleta	Esfuerzos	14,118 MPa
	Deformación	0,094 mm

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

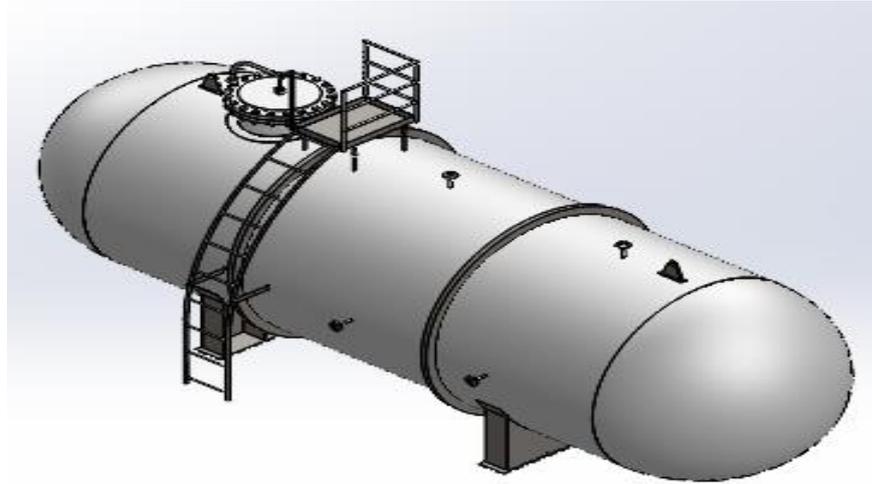


Ilustración 27-4: Modelado del recipiente a presión con el acero SA 516 Gr 70

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Datos completos del tanque de almacenamiento para los planos de detalle.

Donde:

P: Presión de diseño (psi).

S: Esfuerzo máximo admisible del material (psi).

E: Eficiencia de la junta

D: Diámetro externo del recipiente (in)

t: espesor (in).

Ca: Corrosión admisible (in)

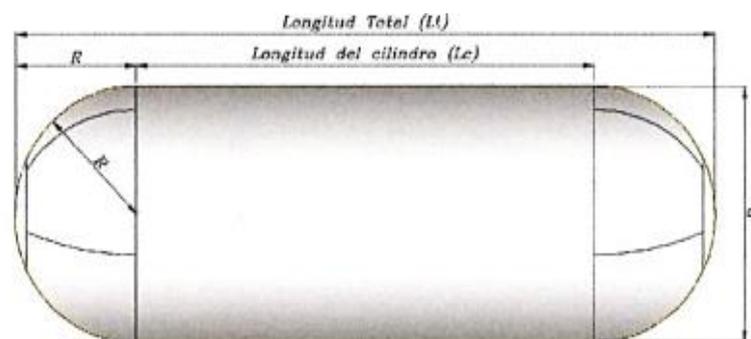


Ilustración 28-4: Tanque de almacenamiento con cabezales hemisféricos

Fuente: (Caqui, 2019)

Tabla 22-4: Valores para el diseño del cuerpo y de los cabezales

Componente	Envolvente cilíndrica	
P	46,57 psi	0,324 MPa
S	20000 psi	138 MPa
E	1	1
Di	86,61 in	2206 mm
t	3/8 in	9,5 mm
Ca	1/8 in	3 mm

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

Donde:

MAWP: Máxima presión admisible de trabajo (MPa).

MAP: Máxima presión admisible (MPa).

Tabla 23-4: Valores para la fabricación del recipiente

Normativa	ASME VIII división 1	
Material de la tapa	SA-516 Gr 70	
Material del cuerpo	SA-516 Gr 70	
MAWP cuerpo	111,5 psi	7,68 MPa
MAP	169,75 psi	11,68 MPa
MDMDT requerido	20 °C	68°F
MDMT disponible	18 °C	64°F
Presión admisible del cuerpo	15,01 psi	0,1 MPa
Presión admisible de los cabezales	60,041 psi	0,41 MPa
Anillo atiesadores	2	
Material de los anillos	SA-36	
Dimensiones	2x3,725 in	
Área transversal	7,45 in ²	
Capacidad del tanque	6604,3013 gal	25 m ³
Volumen del tanque	5169,61 gal	19,57 m ³
Volumen de los cabezales	717,34 gal	2,715 m ³
Longitud del cilindro	206,25 in	5,1 m
Longitud total	293,61 in	7,3 m

Realizado por: Perugachi, Michael (2022)

CONCLUSIONES

- Se diseñó el recipiente con 25 metros cúbicos de capacidad, por el motivo de que en la central térmica tenía instalado un tanque con una capacidad de 12 metros cúbicos, dicho tanque no abastecía con el caudal necesario, hasta el punto de que se le instaló un bulk tank de 1 metro cúbico, haciendo que los sistemas y subsistemas instalados al motor de combustión interna dependientes del agua tratada, tengan problemas a la hora de generar energía eléctrica, teniendo pérdidas económicas significativas para la central.
- El recipiente se diseñó a presión interna y externa, cumpliendo de manera satisfactoria los requerimientos de la norma ASME VIII división 1, quedando como la opción más viable un recipiente a presión de 7,3 metros de largo, un diámetro de 2,2 metros con una presión de diseño de 0,324 MPa, con un espesor para la envolvente cilíndrica de 9,5 mm, siendo el mismo valor de espesor para el diseño de los cabezales hemisféricos.
- Para el diseño a presión externa se implementó 2 anillos rigidizadores dando un valor de presión admisible de 0,103 MPa, ya que el recipiente no resistía la presión externa del sitio de instalación, ubicado en la ciudad del Sacha provincia de Orellana la cual proporciona una presión atmosférica de 0,101 MPa. Los anillos se diseñaron con un acero comercial SA-36, cumpliendo así los parámetros de presión externa establecidos por el código ASME VIII división 1.
- Se analizaron dos materiales quedando como opción más favorable el acero SA-516 Gr 70, ya que posee un esfuerzo a la rotura mucha mayor que el acero SA 285 C, se aplica a recipientes diseñados a temperaturas bajas y medianas, entrando en esta clasificación el recipiente con una temperatura de diseño de 50 °C.
- Se realizaron los planos de cada uno de los componentes del recipiente a presión, donde se detalla la ubicación y disposición de cada una de las bridas instaladas, así como también se hace un plano específico referente a los detalles de soldadura referenciado en la norma ASME IX.

RECOMENDACIONES

- Analizar las tablas resultantes del capítulo III y IV, para que el lector pueda familiarizarse con todo el trabajo realizado, con respecto al diseño del recipiente y sus componentes como tal.
- Realizar un análisis de costo, con un análisis del TIR y el VAN se debe expresar mediante porcentajes la rentabilidad de los gastos que conlleva la construcción del recipiente, se puede expresar mediante hojas de Excel en la parte de anexos.
- Contactar a la central térmica ubicada en la ciudad del sachá, para que se establezcan los permisos y los fondos económicos para la construcción del recipiente a presión.
- Entrega de los respectivos planos de detalles a los técnicos de taller, aceptar críticas y sugerencias, ya que es bueno tener la visión de un técnico experimentado en el área, para una mejora en la construcción del recipiente a presión.
- Reconocimiento del área de instalación del recipiente, verificación de suelo de cimentación, así como también la correcta instalación de las bridas de entrada y salida del agua tratada con su respectiva brida de descarga del fluido.
- Una vez instalado el recipiente realizar las pruebas hidrostáticas, de tintas penetrantes entre otras pruebas que aseguren el correcto funcionamiento del recipiente a presión.

BIBLIOGRAFÍA

- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE.** API 650 - *Código de diseño para tanques atmosféricos de almacenamiento sobre la superficie.* [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://www.oiltanking.com/es/publicaciones/glosario/api-650-codigo-de-diseño-para-tanques-atmosfericos-de-almacenamiento-sobre-la-superficie.html>.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.** *ASME Section IX, Welding, Brazing, and Fusing Qualifications.* 2019.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.** *ASME VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, division 1.* 2019. New York:
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.** *Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), Section II, Part D (metric).* 2019.
- ARRIAGADA, Felipe.** *Análisis de carga sobre boquillas en estanques y recipientes a presión (según ASME VIII) por el método WRC 107 y por método FEM.* En: Accepted: 2019-06-18T20:04:26Z [en línea], 2018, [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/169945>.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN.** *UNE-EN 13445-3. Recipientes a presión no sometido a llama. Parte 3: Diseño.* 2010. [en línea]. Disponible en: http://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/MATERIALS&COMPONENTS/Pressure_vessels/UNE-EN_13445-3%253D2010.pdf.
- CAQUI PASCACIO, Leonel Ulises.** Metodología para la calificación de un procedimiento de soldadura según el código Asme seccion VIII DIV.1 para la construcción de un tanque a presión en la empresa construcciones Metalicas S.A.C. 2019. [en línea], Disponible en: <https://1library.co/document/download/y9n249rz?page=1#> = .
- CHIAVASSA, José Luis. y FERNANDEZ BERNIS, Daniel Adolfo.** Recipiente a presión para almacenamiento industrial de gas propano. 2016. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://rdu.unc.edu.ar/handle/11086/4320>.
- CIA. GENERAL DE ACEROS.** *Acero grado estructural lámina 516 grado 70* [en línea]. 2020. Disponible en: https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/04/Ficha_T%C3%A9cnica_Aceros_Grado_Estructural_A516.pdf
- CORRALCO, Rosendo.** Análisis de los esfuerzos en las silletas de un recipiente horizontal, utilizado en la industria, mediante extensometría. 2016. [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://tesis.ipn.mx:8080/xmlui/handle/123456789/20000>.

- ESCUADERO, Rodrigo.** Diseño de recipientes a presión mediante el método de elementos finitos. 2016. [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://uvadoc.uva.es/handle/10324/18732>.
- FERMÍN, Karen y ROMERO Belkis.** Evaluación de los criterios de diseño y configuración estructural de recipientes a presión. 2010. [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://docplayer.es/29884315-Evaluacion-de-los-criterios-de-diseño-y-configuración-estructural-de-recipientes-a-presión.html>.
- FERNÁNDEZ, Pedro.** VIII.- *Diseño y análisis estructural de recipientes a presión*. [en línea], Disponible en: <https://www.udocz.com/apuntes/34752/diseño-estructural-de-recipientes-a-presión>.
- FLORES, Martha.** *Consideraciones para el diseño y fabricación de recipientes a presión y tanques atmosféricos*. 2005. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://comimsa.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1022/190>.
- GAMARRA SOTO, Fiorella Doris.** *Implementación de un sistema de gestión de calidad basado en el código Asme sección VIII, división 1, en tanques a presión para su certificación Asme estampa “U” en la empresa Masprod SAC–2018*. 2019.
- GARCÍA ARBOLEDA, Santiago David.** *Análisis Comparativo de Costos y Tiempos en la Construcción de un Reservorio de Vidrio Fusionado al Acero VS Tanque de Hormigón*. Universidad de Guayaquil. Facultad de Ciencias Matemáticas y Físicas. Carrera de Ingeniería Civil. 2018. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://repositorio.ug.edu.ec/handle/redug/29704>.
- HERNÁNDEZ ESQUIVEL, Alberto Luis.** Aplicación de código ASME sección VIII, división 1, edición 2015 para el diseño de un recipiente sujeto a presión interna. 2017.[en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://tesis.ipn.mx:8080/xmlui/handle/123456789/22543>.
- IZA PILLAJO, Alexis Javier.** *Diseño y simulación de un tanque hidroneumático vertical para el almacenamiento de agua, con capacidad de 400 gl para la empresa Pmec S.A. según la norma ASME Sección VIII División 1*. Quito, 2016. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/12872>.
- JIMÉNEZ, Vernon.** Diseño, e inspección de recipientes a presión y ficha técnica. 2001. [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/2623>.
- LAMENDOLA, Mark.** *Creation of a Path Between Nodes | Ansys Mechanical*. SimuTech Group. 2020 [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://simutechgroup.com/creation-of-a-path-between-nodes-in-mechanical/>.
- LEÓN, Juan.** JM León estrada. Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión. 2001. pp. 1-118.

- LÓPEZ AGUIRRE, Ricardo Esteban.** *Diseño y simulación de una cámara de vacío para el estudio de la interacción de partículas cargadas con materia* [en línea]. Quito, 2019. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/20606>.
- LUZ, Gelson.** *ASTM A516 Propiedades (Mecánicas, Químicas y Clasificación)* .2020. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://www.materiales.gelsonluz.com/2020/09/astm-a516-propiedades-mecanicas.html>.
- MASSA, Julio, GIRÓ, Juan. y GIUDICI, Alejandro.** Compendio Cálculo Estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica. 2017. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: https://kupdf.net/download/compendio-calculo-estructural-ii-59eab0e608bbc54b08e659cb_pdf.
- MEGYESY.** Pressure vessel handbook. Second edition. Pressure Vessel Handbook Publishing, Inc., Tulsa, 1973. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://www.osti.gov/biblio/4306037>.
- MERA ROCA, M.M.,** 2017. Diseño estructural de una canasta helitransportable de 2 toneladas de capacidad. En: Accepted: 2017-02-23T15:03:27Z [en línea], [Consulta: 23 febrero 2022]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/37696>.
- MOLINA BAÑO, Iván René y VILAÑA PEÑA, David Alejandro.** *Simulación numérica de contacto entre superficies con movimiento relativo para predicción de desgaste en cojinetes de fricción de aleación de aluminio* [en línea]. bachelorThesis: Quito, 2018. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/19315>.
- NORMA ECUATORIANA DE LA CONSTRUCCIÓN,** 2014. *Peligro Sísmico Diseño Sismo Resistente*.2014.
- ORTEGA DELGADO, Luis Manuel.** Análisis y diseño de recipientes a presión para el almacenamiento de GLP.2015.
- OTEGUI, José. y RUBERTIS, Esteban.** *Cañerías y recipientes de presión*. S.l.: EUDEM. ISBN 978-987-1371-18-1. 2008.
- PARRA, Hernando, TRUJILLO, Carlos. y OSPINA, Ricaurte.** Análisis de esfuerzos para dos uniones soldadas típicas. *Scientia et Technica*, vol. 3, no. 46, pp. 201-205. ISSN 2344-7214. DOI 10.22517/23447214.219. 2010.
- PELÁEZ ESPINOZA, Joaho Marco.** Diseño de un tanque de 6500 galones para transporte de GLP según ASME VIII – 2017 en la Empresa HALCÓN S.A. 2020 [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/17671>.
- PTC.** Acerca del análisis estático. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/r9.0/spanish/index.html#page/simulate/mec_h_des/static_anal_top.html.

- RODRÍGUEZ CUIEL, Jesús Antonio.** *Diseño de recipientes horizontales a presión para almacenamiento de fluidos tóxicos.* 2014. Universidad Nacional Autónoma de México. [en línea] Disponible en: http://132.248.9.195/ptd2014/febrero/0708812/0708812_A1.pdf.
- RODRÍGUEZ, Francisco.** *Diseño y cálculo de recipientes a presión bajo las especificaciones del código ASME sección VIII división 1.* Sta Catarina, Mexico. 2014. [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: https://www.academia.edu/34809016/DISE%C3%91O_Y_CALCULO_DE_DISE%C3%91O_Y_CALCULO_DE_RECIPIENTES_A_PRESION_RECIPIENTES_A_PRESION_BAJO_BAJO_ESPECIFICACIONES_DEL_ESPECIFICACIONES_DEL_CODIGO_ASME_SECCION_CODIGO_ASME_SECCION_VIII_DIVISION_1_VIII_DIVISION_1.
- CORRALCO, Rosendo.** *Análisis de los esfuerzos en las silletas de un recipiente horizontal, utilizado en la industria, mediante extensometría.* En: Accepted: 2016. [en línea], [Consulta: 17 noviembre 2021]. Disponible en: <http://tesis.ipn.mx:8080/xmlui/handle/123456789/20000>.
- SAMAT.** Utilidad calculos ANSYS (III) Evitar errores estructurales. 2019. [en línea]. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://ingenieriasamat.es/blog/utilidad-calculos-ansys-iii/>.
- TÚQUERES OÑA, Roberto Carlos.** *Análisis de viabilidad técnica del uso de biodiesel en centrales termoeléctricas* [en línea]. 2015. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7997>.
- YAFAC TORRES, Juan Jherson.** *Diseño de tanque de almacenamiento de Nafta con protección catódica para la refinería de Iquitos.* En: Accepted: 2020 [en línea], [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <http://repositorio.unprg.edu.pe/handle/20.500.12893/8334>.

ANEXO A: PROPIEDADES DEL ACERO SA 516 Gr 70

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy			P-No.	Group No.
					Desig./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/ Thickness, mm		
1	Carbon steel	Sheet	SA-414	E	K02704	1	1
2	Carbon steel	Plate	SA-662	B	K02203	1	1
# 3	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	1	65 < t ≤ 100	1	2
# 4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-691	CMSH-70	K12437	...	65 < t ≤ 100	1	2
5	Carbon steel	Plate, bar	SA/CSA-G40.21	44W	t ≤ 200	1	1
6	Carbon steel	Plate, bar	SA/CSA-G40.21	50W	t ≤ 150	1	1
7	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	PT460N	...	Normalized	≤150	1	1
8	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	PT460NR	...	Norm. rld.	≤150	1	1
9	Carbon steel	Forgings	SA/EN 10222-2	P280GH	...	NT or QT	35 < t ≤ 160	1	1
10	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH	60 < t ≤ 100	1	1
11	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH	≤60	1	1
12	Carbon steel	Forgings	SA/EN 10222-2	P280GH	...	Normalized	t ≤ 35	1	1
13	Carbon steel	Plate	SA/GB 713	Q345R	150 < t ≤ 200	1	2
14	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P355GH	150 < t ≤ 250	1	2
15	Carbon steel	Plate	SA/GB 713	Q345R	100 < t ≤ 150	1	2
16	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P355GH	100 < t ≤ 150	1	2
# 17	Carbon steel	Plate	SA-455	...	K03300	...	15 < t ≤ 20	1	2
18	Carbon steel	Bar	SA-675	70	1	2
19	Carbon steel	Forgings	SA-105	...	K03504	1	2
20	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	70	...	1	2
21	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	1	2
22	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	1	2
23	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	1	2
24	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	1	...	1	2
25	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	2	...	1	2
26	Carbon steel	Forgings	SA-508	I	K13502	1	2
27	Carbon steel	Forgings	SA-508	IA	K13502	1	2
28	Carbon steel	Forgings	SA-541	I	K03506	1	2
29	Carbon steel	Forgings	SA-541	IA	K03020	1	2
30	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCB	J03003	1	2
31	Carbon steel	Forgings	SA-765	II	K03047	1	2
32	Carbon steel	Plate	SA-515	70	K03101	1	2
33	Carbon steel	Plate	SA-516	70	K02700	1	2
34	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB70	K03101	1	2
35	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC70	K02700	1	2
36	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B70	K03101	1	2
37	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C70	K02700	1	2
38	Carbon steel	Plate	SA/JIS G3118	SGV480	1	2
39	Carbon steel	Smls. pipe	SA-106	C	K03501	1	2
40	Carbon steel	Wld. tube	SA-178	D	1	2
41	Carbon steel	Wld. tube	SA-178	D	1	2
42	Carbon steel	Wld. tube	SA-178	D	1	2
43	Carbon steel	Smls. tube	SA-210	C	K03501	1	2
44	Carbon steel	Castings	SA-216	WCC	J02503	1	2
45	Carbon steel	Smls. & wld. fittings	SA-234	WPC	K03501	1	2
46	Carbon steel	Castings	SA-352	LCC	J02505	1	2
47	Carbon steel	Castings	SA-487	16	...	A	...	1	2
48	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	3	100 < t ≤ 150	1	3

Fuente: (ASME Part D, 2019)

ANEXO B: TIPO DE GRÁFICA PARA LA PRESION EXTERNA DEL ACERO

ASME BPVC.II.D.M-2019

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	450	260	NP	NP	482	343	CS-2	G10, T1
2	450	275	NP	NP	371	343	CS-2	T1
3	450	310	NP	371	343	343	CS-2	T1
4	450	310	NP	371	NP	NP	CS-2	G26, T1, W10, W12
5	450	...	343	NP	343	343	CS-2	G18
6	450	...	343	NP	343	343	CS-2	G18
7	460	...	538	NP	538	NP	CS-2	G10, G18, S1, T1
8	460	...	538	NP	538	NP	CS-2	G10, G18, S1, T1
9	460	255	538	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T2
10	460	260	454	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
11	460	...	454	NP	538	343	CS-2	G10, G18, S1, T1
12	460	280	538	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T2
13	470	265	427	NP	427	NP	CS-2	T1
14	470	280	454	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
15	480	285	427	NP	427	NP	CS-2	T1
16	480	295	454	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
17	485	240	NP	204 (Cl. 3 only)	343	343	CS-2	...
18	485	240	454	343 (Cl. 3 only)	538	343	CS-2	G10, G15, G22, S1, T2
19	485	250	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
20	485	250	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
21	485	250	538	371	538	343	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
22	485	250	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
23	485	250	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
24	485	250	454	371	538	343	CS-2	G10, T2
25	485	250	454	371	538	343	CS-2	G10, T2
26	485	250	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
27	485	250	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
28	485	250	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
29	485	250	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
30	485	250	538	371	NP	NP	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
31	485	250	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
32	485	260	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
33	485	260	454	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
34	485	260	NP	371	NP	NP	CS-2	S5, W10, W12
35	485	260	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
36	485	260	NP	371	NP	NP	CS-2	S5, W10, W12
37	485	260	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
38	485	260	454	NP	NP	NP	CS-2	G10, S1, T2
39	485	275	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T1
40	485	275	538	NP	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1, W13
41	485	275	538	NP	NP	NP	CS-2	G4, G10, S1, T4
42	485	275	538	NP	NP	NP	CS-2	G3, G10, S1, T2
43	485	275	538	NP	538	343	CS-2	G10, S1, T1
44	485	275	538	371	538	343	CS-2	G1, G10, G17, S1, T1
45	485	275	427	371	427	343	CS-2	G10, T1, W14
46	485	275	NP	371	NP	NP	CS-2	G17, T1
47	485	275	NP	371	NP	NP	CS-2	...
48	485	275	NP	NP	371	343	CS-2	G23, W11

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

ANEXO C: ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE DEL ACERO SA 516 GR 70

ASME BPVC.III.D.M-2019

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding														
	40	65	100	125	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475
1	128	128	128	128	128	128	128	128	128	127	114	95.1	79.6	63.1	45.7
2	128	128	128	128	128	128	128	128	128	127	114	--	--	--	--
3	128	128	128	128	128	128	128	128	128	127	114	--	--	--	--
4	128	128	128	128	128	128	128	128	128	127	114	--	--	--	--
5	128	128	128	128	128	128	128	128	128	128	--	--	--	--	--
6	128	128	128	128	128	128	128	128	128	128	--	--	--	--	--
7	131	131	131	131	131	131	131	131	131	129	114	95.1	79.6	63.2	45.3
8	131	131	131	131	131	131	131	131	131	129	114	95.1	79.6	63.2	45.3
9	131	131	131	131	131	131	131	131	128	124	120	101	83.9	67.0	51.1
10	131	131	131	131	131	131	131	131	131	127	112	96.2	79.1	62.1	46.0
11	131	131	131	131	131	131	131	131	131	127	112	96.2	79.1	62.1	46.0
12	131	131	131	131	131	131	131	131	131	131	131	101	83.9	67.0	51.1
13	134	134	134	134	134	134	134	134	134	130	123	101	83.8	67.1	--
14	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	123	101	83.8	67.1	51.0
15	137	137	137	137	137	137	137	137	137	137	123	101	83.8	67.1	--
16	137	137	137	137	137	137	137	137	137	137	123	101	83.8	67.1	51.0
17	138	138	138	138	138	137	132	126	122	119	--	--	--	--	--
18	138	138	138	138	138	137	132	126	122	119	114	101	83.9	67.0	51.1
19	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
20	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
21	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
22	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
23	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
24	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
25	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
26	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
27	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
28	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
29	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
30	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
31	138	138	138	138	138	138	136	129	125	122	117	101	83.9	67.0	51.1
32	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	101	83.8	67.1	51.0
33	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	101	83.8	67.1	51.0
34	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	--	--	--	--
35	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	--	--	--	--
36	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	--	--	--	--
37	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	--	--	--	--
38	138	138	138	138	138	138	138	136	132	128	123	101	83.8	67.1	51.0
39	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.8	67.0	51.0
40	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.8	67.0	51.0
41	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.7	67.6	45.5
42	117	117	117	117	117	117	117	117	117	115	104	86.1	71.3	56.9	43.4
43	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.8	67.0	51.0
44	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.8	67.0	51.0
45	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	101	83.8	67.0	--
46	138	138	138	138	138	138	138	138	138	135	123	--	--	--	--
47	138	138	137	133	129	125	123	123	123	123	123	--	--	--	--
48	138	138	138	137	136	135	131	126	123	121	118	--	--	--	--

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

ANEXO D: PROPIEDADES DEL ACERO SA 285 C

ASME BPVC.III.D.M-2019

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy		Size/ Thickness, mm	P-No.	Group No.
					Desig./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper			
1	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283C	K02401	—	—	1	1
2	Carbon steel	Plate	SA-283	C	K02401	—	—	1	1
3	Carbon steel	Plate	SA-285	C	K02801	—	—	1	1
4	Carbon steel	Smls. & wld. pipe	SA-333	1	K03008	—	—	1	1
5	Carbon steel	Smls. & wld. tube	SA-334	1	K03008	—	—	1	1
6	Carbon steel	Wld. tube	SA-334	1	K03008	—	—	1	1
7	Carbon steel	Plate	SA-516	55	K01800	—	—	1	1
8	Carbon steel	Smls. pipe	SA-524	II	K02104	—	—	1	1
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CA55	K02801	—	—	1	1
10	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE55	K02202	—	—	1	1
11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	A55	K02801	—	—	1	1
12	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B55	K02001	—	—	1	1
13	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C55	K01800	—	—	1	1
14	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E55	K02202	—	—	1	1
15	Carbon steel	Sheet	SA-414	C	K02503	—	—	1	1
16	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	—	—	≤60	1	1
17	Carbon steel	Bar	SA-36	—	K02600	—	—	1	1
18	Carbon steel	Plate, sheet	SA-36	—	K02600	—	—	1	1
19	Carbon steel	Plate, sheet	SA-662	A	K01701	—	—	1	1
20	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	—	—	t > 40	1	1
21	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	—	—	t > 40	1	1
22	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	—	—	t > 40	1	1
23	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	—	—	20 < t ≤ 40	1	1
24	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	—	—	20 < t ≤ 40	1	1
25	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	—	—	20 < t ≤ 40	1	1
26	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P265GH	—	—	≤60	1	1
27	Carbon steel	Smls. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	—	—	40 < t ≤ 60	1	1
28	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	—	—	t ≤ 20	1	1
29	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	—	—	t ≤ 20	1	1
30	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	—	—	t ≤ 20	1	1
31	Carbon steel	Smls. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	—	—	16 < t ≤ 40	1	1
32	Carbon steel	Smls. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	—	—	t ≤ 16	1	1
33	Carbon steel	Forgings	SA-181	—	K03502	60	—	1	1
34	Carbon steel	Castings	SA-216	WCA	J02502	—	—	1	1
35	Carbon steel	Forgings	SA-266	I	K03506	—	—	1	1
36	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF1	K03009	1	—	1	1
37	Carbon steel	Castings	SA-352	LCA	J02504	—	—	1	1
38	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCA	J02504	—	—	1	1
39	Carbon steel	Bar	SA-675	60	—	—	—	1	1
40	Carbon steel	Bar	SA-675	60	—	—	—	1	1
41	Carbon steel	Forgings	SA-765	I	K03046	—	—	1	1
42	Carbon steel	Plate	SA-515	60	K02401	—	—	1	1
43	Carbon steel	Plate	SA-516	60	K02100	—	—	1	1
44	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CR60	K02401	—	—	1	1
45	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE60	K02100	—	—	1	1
46	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE60	K02402	—	—	1	1

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

ANEXO E: TIPO DE GRÁFICA PARA LA PRESIÓN EXTERNA DEL ACERO SA 285 C

ASME BPVC.II.D.M-2019

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
			1	380	205	NP		
2	380	205	NP	149 (CL 3 only)	343	343	CS-2	..
3	380	205	482	371	482	343	CS-2	G10, S1, T2
4	380	205	NP	371	343	343	CS-2	W12, W14
5	380	205	NP	371	343	343	CS-2	W12, W14
6	380	205	NP	NP	343	343	CS-2	G24, W6
7	380	205	454	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
8	380	205	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
9	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
10	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
11	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
12	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
13	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
14	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
15	380	230	NP	371	482	343	CS-2	G10, T1
16	390	..	NP	NP	204	204	CS-2	G10, G18
17	400	250	343	343 (SPT)	482	343	CS-2	G10, G15, T1
18	400	250	NP	371	343	343	CS-2	G9, G10, T1
19	400	275	NP	NP	371	343	CS-2	T1
20	410	230	NP	NP	343	343	CS-2	..
21	410	230	NP	NP	343	343	CS-2	..
22	410	230	NP	NP	343	NP	CS-2	..
23	410	240	NP	NP	343	343	CS-2	..
24	410	240	NP	NP	343	343	CS-2	..
25	410	240	NP	NP	343	343	CS-2	..
26	410	245	NP	NP	371	NP	CS-2	T1
27	410	245	538	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
28	410	250	NP	NP	343	343	CS-2	..
29	410	250	NP	NP	343	343	CS-2	..
30	410	250	NP	NP	343	343	CS-2	..
31	410	255	538	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
32	410	265	538	NP	538	NP	CS-2	G10, S1, T1
33	415	205	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
34	415	205	538	371	538	343	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
35	415	205	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
36	415	205	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
37	415	205	NP	371	NP	NP	CS-2	G17
38	415	205	538	371	NP	NP	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
39	415	205	454	371 (SPT)	NP	NP	CS-2	G10, G15, S1, T2
40	415	205	NP	343 (CL 3 only)	482	343	CS-2	G10, G22, T2
41	415	205	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
42	415	220	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
43	415	220	454	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
44	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
45	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
46	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12

Fuente: (ASME Parte D, 2019)

ANEXO F: ESFUERZO MÁXIMO PERMSIBLE DEL ACERO SA 285 C

ASME BPVC.II.D.M-2019

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding														
	40	65	100	125	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475
1	108	108	108	108	108
2	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101
3	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
4	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
5	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
6	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	90.8	88.7	86.2
7	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
8	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
9	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
10	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
11	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
12	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
13	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
14	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
15	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108	106	88.8	75.2	62.6	45.9
16	111	111	111	111	111	111
17	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105	88.9	75.3	62.6	45.9
18	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105
19	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105
20	117	117	117	117	117	117	117	117	116	113
21	117	117	117	117	117	117	117	117	116	113
22	117	117	117	117	117	117	117	117	116	113
23	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
24	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
25	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
26	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117	106
27	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
28	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
29	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
30	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117
31	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
32	117	117	117	117	117	117	117	117	117	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
33	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
34	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
35	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
36	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
37	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8
38	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
39	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
40	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
41	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
42	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
43	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
44	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
45	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
46	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104

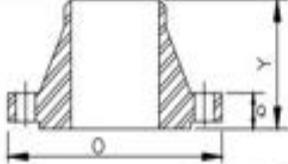
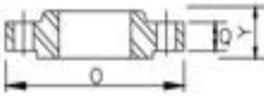
Fuente: (ASME Parte D, 2019)

ANEXO G: MEDIDAS PARA LAS SILLETAS

		CARACTERÍSTICAS																		NORMAS	
		TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS																			
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MÁXIMA PARA 2 SILETAS Kg	A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIAMETRO ANCHA	DIAMETRO BARRIL	DIAMETRO OVALADO	FLUTE DE SOLDADURA	PESO DE UNA SILETA Kg	CAPACIDAD INTERNA	FIGURA No. 65			
		24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1 $\frac{1}{2}$	1/4			23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1 $\frac{1}{2}$	1/4	30	1				
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1 $\frac{1}{2}$	1/4	41	1				
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1 $\frac{1}{2}$	5/16	50	1				
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	91	1				
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	110	2				
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	123	2				
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	136	2				
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	148	2				
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/4	3/8	160	2				
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/4	1/2	225	2				
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/4	1/2	250	2				
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	270	2				
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	295	2				
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	320	2				
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	345	2				
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	365	2				
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	385	2				
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	410	2				
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	430	2				
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	455	2				

Fuente: (León Estrada, 2001)

ANEXO H: DIMENSIONES DE LAS BRIDAS PARA EL MANHOLE

		TUBE TURNS DE MEXICO S.A. BRIDAS ESTANDAR CON CARA REALZADA O CARA PLANA		NORMAS												
				FIGURA No. 36												
				ESPECIFICACIONES: DIMENSIONES: ANSI B 16.5 MATERIAL: ASTM A105 GRADO I (3)												
		(1) EN EL VALOR DE "Y" Y "O", EL VALOR DE LA CARA REALZADA ESTA INCLUIDO (2) EN LAS BRIDAS CON CUELLO Y DE RECESO EL DIAMETRO INTERIOR (d) SURTIDO, ES PARA TUBERIA PESO ESTANDAR OTROS DIAMETROS SE SURTEN A SOLICITUD (3) PUEDE SURTIRSE A SOLICITUD, EN CALIDAD A181-II O A105 GRADO I O II (4) LA ALTURA DE LAS BRIDAS CIEGAS ES IGUAL AL VALOR DEL ESPESOR.														
150 PSI		REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16") (4)				10.5 Kg/cm ²										
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR O	ESPESOR Q (1) (4)	ALTURA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRENOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS		DIAMETRO DE LOS BARRENOS						
			CON CUELLO		RECESO (2) BOSCADA			TRASLAPE		PULG.	mm.	PULG.	mm.			
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.			
1/2	12.70	3 1/2	88.90	7/16	11.11	1 7/8	47.62	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/8	60.32	1/2	12.7
3/4	19.05	3 7/8	98.42	1/2	12.70	2 1/16	52.38	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/4	69.85	1/2	12.7
1	25.40	4 1/4	107.95	9/16	14.29	2 3/16	55.56	11/16	17.46	11/16	17.46	4	3 1/8	79.37	1/2	12.7
1 1/4	31.75	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	13/16	20.63	13/16	20.63	4	3 1/2	88.90	1/2	12.7
1 1/2	38.10	5	127.00	11/16	17.46	2 7/16	61.91	7/8	22.22	7/8	22.22	4	3 7/8	98.42	1/2	12.7
2	50.80	6	152.40	3/4	19.05	2 1/2	63.50	1	25.40	1	25.40	4	4 3/4	120.65	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7	177.80	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 1/8	28.57	1 1/8	28.57	4	5 1/2	139.70	5/8	15.87
3	76.20	7 1/2	190.50	15/16	23.81	2 3/4	69.85	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	6	152.40	5/8	15.87
3 1/2	88.90	8 1/2	215.90	15/16	23.81	2 13/16	71.43	1 1/4	31.75	1 1/4	31.75	8	7	177.80	5/8	15.87
4	101.60	9	228.60	15/16	23.81	3	76.20	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	7 1/2	190.50	5/8	15.87
5	127.00	10	254.00	15/16	23.81	3 1/2	88.90	1 7/16	36.51	1 7/16	36.51	8	8 1/2	215.90	3/4	19.05
6	152.40	11	279.1	1	25.40	3 1/2	88.90	1 9/16	39.69	1 9/16	39.68	8	9 1/2	241.30	3/4	19.05
8	203.20	13 1/2	342.90	1 1/8	28.57	4	101.60	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	11 3/4	298.45	3/4	19.05
10	254.00	16	406.40	1 3/16	30.16	4	101.60	1 15/16	49.21	1 15/16	49.21	12	14 1/4	361.95	7/8	22.22
12	304.80	19	482.60	1 1/4	31.75	4 1/2	114.30	2 3/16	55.56	2 3/16	55.56	12	17	431.80	7/8	22.22
14	355.60	21	533.40	1 3/8	34.92	5	127.00	2 1/4	57.15	3 1/8	79.37	12	18 3/4	476.25	1	25.4
16	406.40	23 1/2	596.90	1 7/16	36.51	5	127.00	2 1/2	63.50	3 7/16	87.31	16	21 1/4	539.75	1	25.4
18	457.20	25	635.00	1 9/16	39.69	5 1/2	139.70	2 11/16	68.26	3 13/16	96.83	16	22 3/4	577.85	1 1/8	28.57
20	508.00	27 1/2	698.50	1 11/16	42.86	5 11/16	144.46	2 7/8	73.02	4 1/16	103.18	20	25	635.00	1 1/8	28.57
24	609.60	32	812.80	1 7/8	47.62	6	152.40	3 1/4	82.55	4 3/8	111.12	20	29 1/2	749.30	1 1/4	31.75
300 PSI		REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16")				21.1 Kg/cm ²										
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR O	ESPESOR Q (1) (4)	ALTURA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRENOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS		DIAMETRO DE LOS BARRENOS						
			CON CUELLO		RECESO (2) BOSCADA			TRASLAPE		PULG.	mm.	PULG.	mm.			
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.			
1/2	12.70	3 3/4	95.25	9/16	14.28	2 1/16	52.38	7/8	22.22	7/8	22.22	4	2 5/8	66.67	1/2	12.7
3/4	19.05	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	1	25.40	1	25.40	4	3 1/4	82.55	5/8	15.87
1	25.40	4 7/8	123.82	11/16	17.46	2 7/16	61.91	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 1/2	88.90	5/8	15.87
1 1/4	31.75	5 1/4	133.35	3/4	19.05	2 9/16	65.08	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 7/8	98.42	5/8	15.87
1 1/2	38.10	6 1/8	155.57	13/16	20.63	2 11/16	68.26	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	4 1/2	114.30	5/8	15.87
2	50.80	6 1/2	165.10	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	5	127.00	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7 1/2	190.50	1	25.40	3	76.20	1 1/2	38.10	1 1/2	38.10	8	5 7/8	149.22	3/4	19.05
3	76.20	8 1/4	209.55	1 1/8	28.57	3 1/8	79.37	1 11/16	42.86	1 11/16	42.86	8	6 5/8	168.27	3/4	19.05
3 1/2	88.90	9	228.60	1 3/16	30.16	3 3/16	80.96	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	7 1/4	184.15	3/4	19.05
4	101.60	10	254.00	1 1/4	31.75	3 3/8	85.72	1 7/8	47.62	1 7/8	47.62	8	7 7/8	200.02	3/4	19.05
5	127.00	11	279.40	1 3/8	34.92	3 7/8	98.42	2	50.80	2	50.80	8	9 1/4	234.95	3/4	19.05
6	152.40	12 1/2	317.50	1 7/16	36.51	3 7/8	98.42	2 1/16	52.38	2 1/16	52.38	12	10 5/8	269.87	3/4	19.05
8	203.20	15	381.00	1 5/8	41.27	4 3/8	111.12	2 7/16	61.91	2 7/16	61.91	12	13	330.20	7/8	22.22
10	254.00	17 1/2	441.50	1 7/8	47.62	4 5/8	117.47	2 5/8	66.67	3 3/4	95.25	16	15 1/4	387.35	1	25.4
12	304.80	20 1/2	520.70	2	50.80	5 1/8	130.17	2 7/8	73.02	4	101.60	16	17 3/4	450.85	1 1/8	28.57
14	355.60	23	584.20	2 1/8	53.97	5 5/8	142.87	3	76.20	4 3/8	111.12	20	20 1/4	514.35	1 1/8	28.57
16	406.40	25 1/2	647.70	2 1/4	57.15	5 3/4	146.05	3 1/4	82.55	4 3/4	120.65	20	22 1/2	571.50	1 1/4	31.75
18	457.20	28	711.20	2 3/8	60.32	6 1/4	158.75	3 1/2	88.90	5 1/8	130.17	24	24 3/4	628.65	1 1/4	31.75
20	508.00	30 1/2	774.70	2 1/2	63.50	6 3/8	161.92	3 3/4	95.25	5 1/2	139.70	24	27	685.80	1 1/4	31.75
24	609.60	36	914.40	2 3/4	69.85	6 5/8	168.27	4 3/16	106.36	6	152.40	24	32	812.80	1 1/2	38.1

Fuente: (León Estrada, 2001)

ANEXO I: ÁREA DE LOS CABEZALES

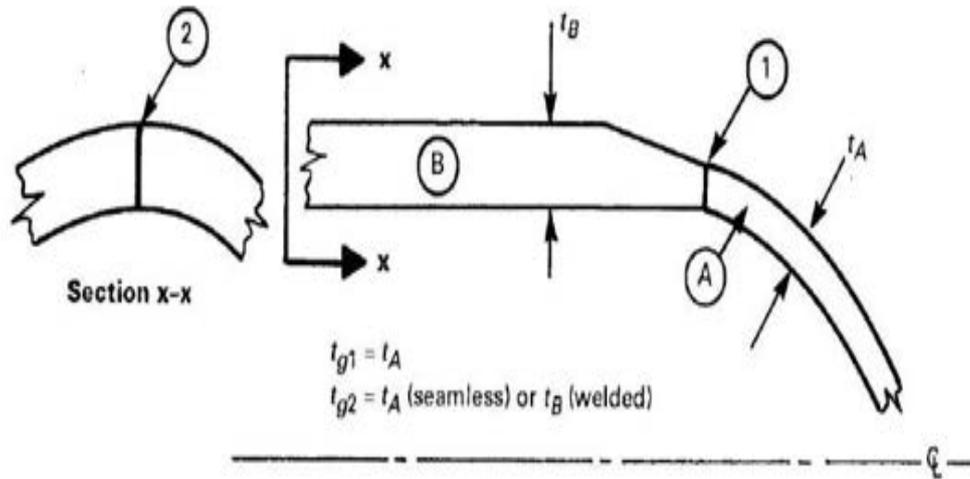
<p style="text-align: center;">AREA OF SURFACES (In Square Feet) *The area of straight flanges is not included in the figures of the table.</p>					
Outside Diameter of Vessel D inches	Cylindrical Shell per Lineal Foot ($\pi \times D$)	2:1 Ellipsoidal Head* ($1.09 \times D^2$)	ASME* Flanged and Dished Head ($0.918 \times D^2$)	Hemispherical Head* ($1.5708 \times D^2$)	Flat Head* ($0.7854 \times D^2$)
12	3.14	1.09	0.92	1.57	0.79
14	3.66	1.48	1.25	2.14	1.07
16	4.19	1.94	1.64	2.79	1.40
18	4.71	2.45	2.07	3.53	1.77
20	5.23	3.02	2.56	4.36	2.18
22	5.76	3.66	3.10	5.28	2.64
24	6.28	4.36	3.68	6.28	3.14
26	6.81	5.12	4.32	7.08	3.69
28	7.32	5.92	5.00	8.55	4.28
30	7.85	6.81	5.76	9.82	4.91
32	8.37	7.76	6.53	11.17	5.58
34	8.90	8.75	7.39	12.11	6.31
36	9.43	9.82	8.29	14.14	7.07
38	9.94	10.93	9.21	15.75	7.88
40	10.47	12.11	10.20	17.44	8.72
42	11.00	13.35	11.25	19.23	9.62
48	12.57	17.47	14.70	25.13	12.57
54	14.14	22.09	18.60	31.81	15.90
60	15.71	27.30	23.60	39.27	19.64
66	17.28	33.10	27.80	47.52	23.76
72	18.85	39.20	33.00	56.55	28.27
78	20.42	46.00	38.85	66.37	33.18
84	21.99	53.40	45.00	76.97	38.49
90	23.56	61.20	51.60	88.37	44.16
96	25.20	69.80	58.90	100.54	50.27
102	26.70	78.80	66.25	113.43	56.25
108	28.27	88.25	74.35	127.25	63.62
114	29.85	98.25	83.00	141.78	70.88
120	31.50	109.00	92.00	157.08	78.87
126	32.99	120.11	100.85	173.20	86.59
132	34.56	132.00	111.50	190.09	95.03
138	36.20	144.00	121.50	207.76	102.00
144	37.70	157.00	132.20	226.22	113.50

Fuente: (León Estrada, 2001)

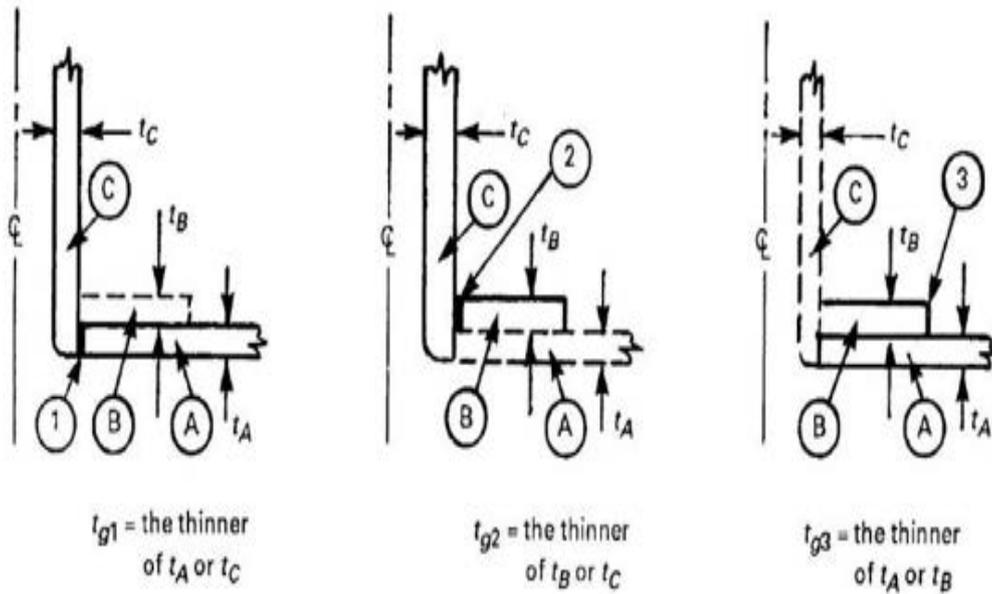
ANEXO J: DETALLES TÍPICOS DE RECIPIENTES (UCS-66)

Figura UCS-66.3

Algunos detalles típicos de recipientes que muestran los espesores rectores definidos en UCS-66



(a) Butted Welded Components



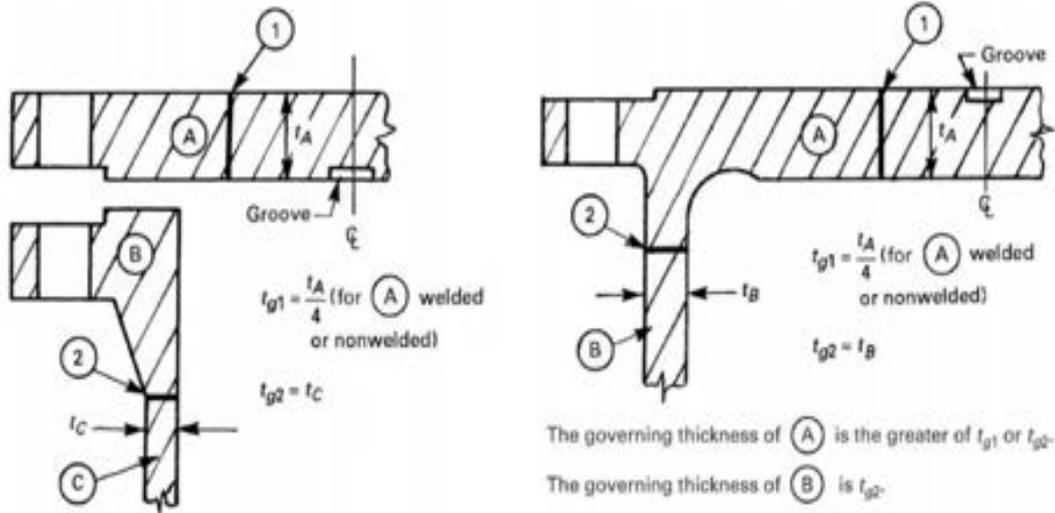
(b) Welded Connection With Reinforcement Plate Added

Fuente: (ASME, 2019)

ANEXO J: CONTINUACIÓN

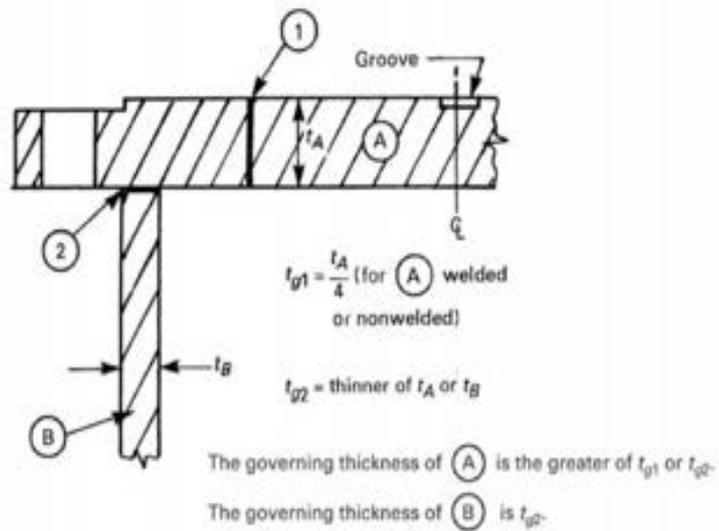
Figura UCS-66.3

Algunos detalles típicos de recipientes que muestran los espesores rectores definidos en UCS-66 (continuación)



(c) Bolted Flat Head or Tubesheet and Flange

(d) Integral Flat Head or Tubesheet



(e) Flat Head or Tubesheet With a Corner Joint

ANEXO K: FORMULARIO U-DR-1

FORM U-DR-1 USER'S DESIGN REQUIREMENTS FOR SINGLE-CHAMBER PRESSURE VESSELS

Owner: Central Mónica Sacha		Operator:		Country of Installation: Ecuador		State/Province of Installation: Orellana		City of Installation: Sacha									
Service: Agua Osmotizada			Liquid Level: Full Specific Gravity: 1			Item No.:											
Diameter: 2200 mm I.D.			Length, Tangent-to-Tangent: 7300 mm			Type: Vertical <input type="checkbox"/> Horizontal <input checked="" type="checkbox"/> Sphere <input type="checkbox"/>											
National Board Registration Required: Yes <input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>		Canadian Registration Required: Yes <input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>		Special Service: Lethal (L) <input type="checkbox"/> Direct Firing (DF) <input type="checkbox"/> Unfired Steam Boiler (USB) <input type="checkbox"/>		Overpressure Protection: Valve <input checked="" type="checkbox"/> Rupture Disk <input type="checkbox"/> Other <input type="checkbox"/> System Design <input type="checkbox"/>											
OPERATING CONDITIONS:				Minimum Pressure		Maximum Pressure		Minimum Temperature		Maximum Temperature							
Case 1																	
Case 2																	
DESIGN CONDITIONS:				Pressure				Temperature									
Internal Design Pressure:				3.24 barg				50 °C									
External Design Pressure:																	
MAWP Internal:				Same as Design Pressure <input checked="" type="checkbox"/>				Calculated by Manufacturer: <input checked="" type="checkbox"/>									
MAWP External:				Same as Design Pressure <input checked="" type="checkbox"/>				Calculated by Manufacturer: <input checked="" type="checkbox"/>									
Minimum Design Metal Temperature (MDMT) – Case 1				Deg @				Due to: Process <input type="checkbox"/> Other <input type="checkbox"/> Ambient Temperature <input type="checkbox"/>									
Minimum Design Metal Temperature (MDMT) – Case 2				Deg @				Due to: Process <input type="checkbox"/> Other <input type="checkbox"/> Ambient Temperature <input type="checkbox"/>									
Corrosion Allowance:		Shell		Heads		Nozzles		Jacket		Coil		Supports		Internals		Corrosive Service?	
		Int. Ext.		Int. Ext.		Int. Ext.		Int. Ext.		Int. Ext.		Int. Ext.				Yes No	
Cyclic Service: Yes <input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/>		Cycles per		Design Life		years		Fatigue Analysis? Yes <input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/>									
Wind Loading: ASCE 7 <input type="checkbox"/> UBC <input type="checkbox"/> Other <input checked="" type="checkbox"/>		Wind Speed		Classification Category		Exposure Category		Topographic Factor		Elevation							
Seismic Loading: ASCE 7 <input type="checkbox"/> UBC <input type="checkbox"/> Other <input checked="" type="checkbox"/>		Soil Profile Classification:		PWHT: Per Code <input type="checkbox"/> Process Required <input type="checkbox"/>		Other Loadings per UG-22: Temp. Gradients <input type="checkbox"/> Diff. Thermal Exp. <input type="checkbox"/> Deflagration <input type="checkbox"/>											
Insulated: Yes <input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/>		By Manufacturer <input type="checkbox"/> Others <input type="checkbox"/>		Type External Internal		Thickness		Density		Coating Specification		Permitted Prior to Pressure Test Yes <input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>					
Vessel Support: Legs <input type="checkbox"/> Skirt <input type="checkbox"/> Lugs <input type="checkbox"/> Saddles <input checked="" type="checkbox"/>				Fireproofing: Yes <input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>		Type:		Rating (hr):									
MATERIALS																	
Component		Specification				Component		Specification									
Shell		SA-516 Gr 70				Ellipsoidal Head											
Hemispherical Head		SA-516 Gr 70				Torispherical Head											
Toriconical Head						Conical Head											
Nozzles		SA-106 B				Flanges		SA-105									
Stiffener Rings						Pressure-Retaining Bolts											
Attachments						Internals											
Reinforcing Pads						Other											
NOZZLE SCHEDULE																	
Description		Number Required	Size	Flange Type	Class	Description		Number Required	Size	Flange Type	Class						
Entrada agua permeada		2	DN25	WNRF	#150												
Salida del agua permeada		4	DN25	WNRF	#150												
Descarga		1	DN50	WNRF	#150												
Manhole		1	DN600	BLRF	#150												

07/17

Manufacture Representative _____
Authorized Inspector _____

Fuente: (ASME, 2019)

ANEXO K: CONTINUACIÓN

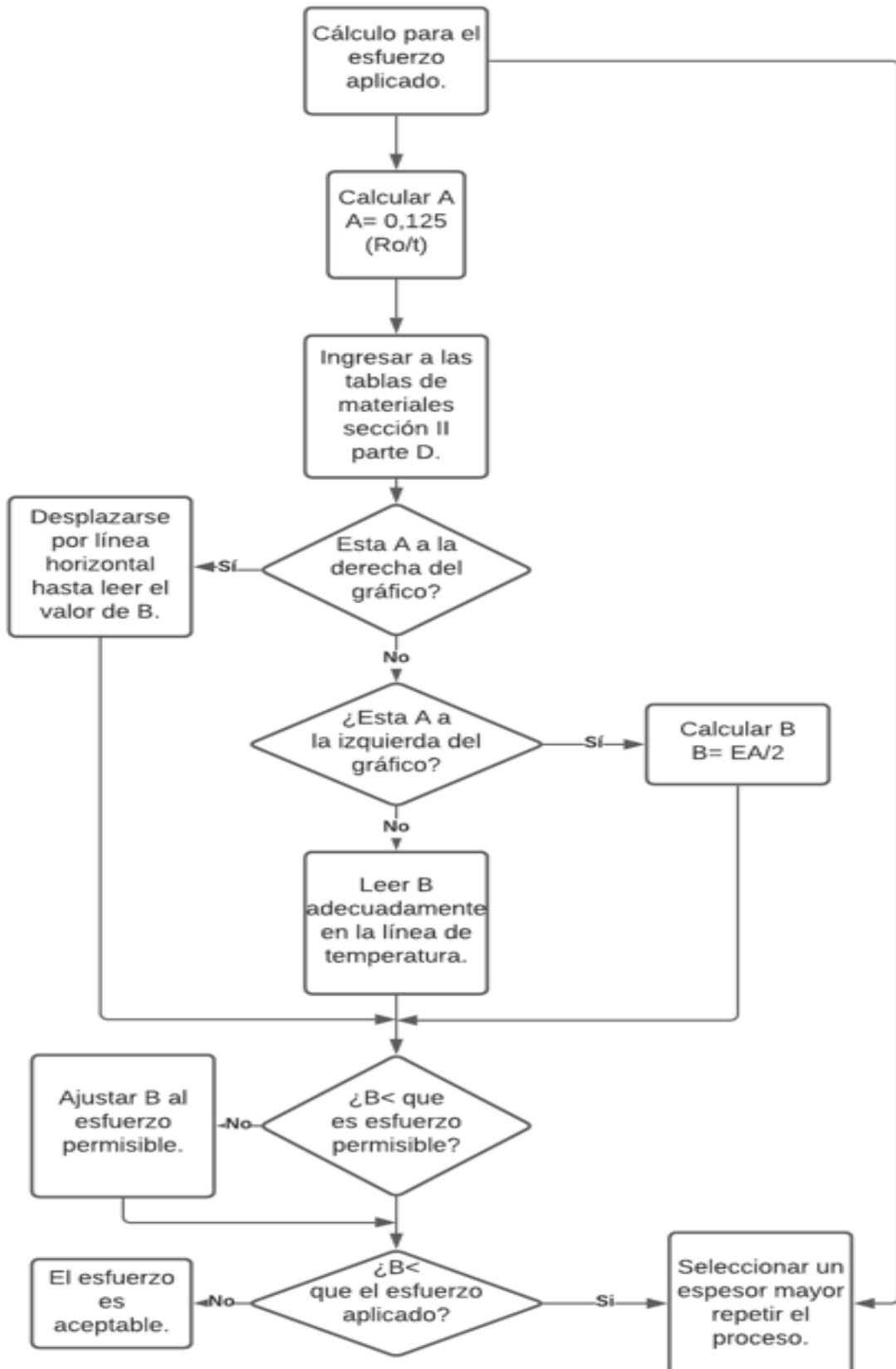
FORM U-DR-1 (Back)

WELDED PRESSURE JOINT REQUIREMENTS				
DESIGN BASIS:		SHELL AND CONE THICKNESS BASED ON: JOINT EFFICIENCY $E = \underline{1}$		HEAD THICKNESS BASED ON: JOINT EFFICIENCY $E = \underline{1}$
JOINT LOCATION UW-3		TYPE OF JOINT (Use Types as Described in UW-12)		NDE WITH COMMENTS
Category A		Tipo 1		
Category B	Head-to-Shell	Tipo 1		
	Other			
Category C	Body Flanges			
	Nozzle Flanges	Tipo 1		
Category D				
BODY FLANGE REQUIREMENTS				
Description	Type	Facing/Surface Finish	Gasket Style	Joint Assembly (See ASME PCC-1)
SKETCH				
GENERAL NOTES				
Se instaló 2 anillos atesadores para que el recipiente resista la presión externa (SA-36)				
CERTIFICATION				
We certify that the statements made in this form are accurate and represent all details of design as per the user or his designated agent (see Nonmandatory Appendix NN)				
Date: _____			Registration Seal (Optional)	
User: _____				
Signed: _____ (Representative)				
Registration Identification: _____ (Optional)				

Manufacture Representative _____
Authorized Inspector _____

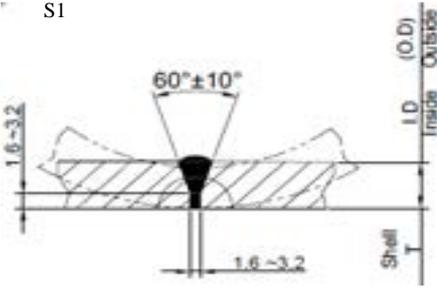
Fuente: (ASME, 2019)

ANEXO L: DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL CÁLCULO DE PRESIÓN EXTERNA



Fuente: (Rodríguez Curiel, 2014)

ANEXO M: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S1)

 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) 								
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999	WPS No.: 001 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH							
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)	ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)							
Tipo de junta: Soldadura a tope en V Abertura de raíz: 1.6 +/- 0,5mm Talón: 1.6 +/- 0,5mm Ángulo de ranura: 60° +/- 10° Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora	Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado (X) Dos lados () Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)							
ART III. METAL BASE (QW-403)	POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)							
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Espesor: 9.8 mm Rango espesor: de 0- 150mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm	Posición de la soldadura: 6G Califica: toda posición en tubería Progresión: Descendente Califica: Descendente Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)							
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)	PRECALENTAMIENTO (QW-406)							
Diámetro: 3,2mm Denominación AWS: E6011 – E7018 Casa comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: F No.3; A No.1	Precalentamiento N/A Tiempo entre pases N/A							
ARTICULO V. NOTAS								
<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 								
Detalle de la junta S1								
								
WPS 1-1-6 N18 REV.2 WPS 1-1-4 N2 REV.2 WPS 1-1-6 N8 REV.2 WPS 1-1-3 N7 REV.2								
No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)			Oscilado	Recto
1	E6011	3,2	DC+	90-120	25-30	100-120		X
2	E7018	3,2	DC+	100-140	20-25	120-140	X	
3	E7018	3,2	DC+	100-140	20-25	120-140	X	

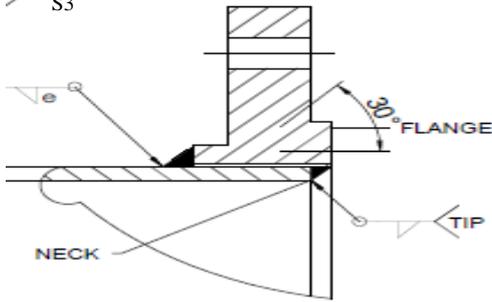
Fuente: (ASME IX, 2019)

ANEXO N: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S2)

 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) 																																											
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999	WPS No.: 002 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH																																										
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)	ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)																																										
Tipo de junta: Soldadura tipo "T" en ángulo Abertura de raíz: Si Talón: N/A Ángulo de ranura: N/A Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora	Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado (X) Dos lados () Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)																																										
ART III. METAL BASE (QW-403)	POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)																																										
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Rango de espesor: 5-200 mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm	Posición de la soldadura: 5G Califica: toda posición en tubería Progresión Ascendente/ Descendente: N/A Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)																																										
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)	PRECALENTAMIENTO (QW-406)																																										
Diámetro: 3,2mm Denominación AWS: E7018 comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: SFA 5.1	Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A																																										
	ARTICULO V. NOTAS																																										
	<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 																																										
Detalle de la junta: S2	<div style="text-align: center;"> </div> <div style="text-align: right; margin-top: 10px;"> WPS 1-1-6 N18 REV.2 WPS 1-1-4 N2 REV.2 </div>																																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">No Pase</th> <th colspan="2">Metal de aporte</th> <th colspan="2">Corriente</th> <th rowspan="2">Tensión de trabajo (voltios)</th> <th rowspan="2">Velocidad Avance (mm/mi n)</th> <th colspan="2">Técnica de soldadura</th> </tr> <tr> <th>Clase</th> <th>Diámetro (mm)</th> <th>Tipo y polaridad</th> <th>Intensidad (Amperios)</th> <th>Oscilado</th> <th>Recto</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">1</td> <td style="text-align: center;">E7018</td> <td style="text-align: center;">3,15</td> <td style="text-align: center;">DC+</td> <td style="text-align: center;">90-120</td> <td style="text-align: center;">25-30</td> <td style="text-align: center;">100-120</td> <td></td> <td style="text-align: center;">X</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">2</td> <td style="text-align: center;">E7018</td> <td style="text-align: center;">4</td> <td style="text-align: center;">DC+</td> <td style="text-align: center;">100-140</td> <td style="text-align: center;">20-25</td> <td style="text-align: center;">120-140</td> <td style="text-align: center;">X</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3</td> <td style="text-align: center;">E7018</td> <td style="text-align: center;">4,5</td> <td style="text-align: center;">DC+</td> <td style="text-align: center;">100-140</td> <td style="text-align: center;">20-25</td> <td style="text-align: center;">120-140</td> <td style="text-align: center;">X</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura		Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)	Oscilado	Recto	1	E7018	3,15	DC+	90-120	25-30	100-120		X	2	E7018	4	DC+	100-140	20-25	120-140	X		3	E7018	4,5	DC+	100-140	20-25	120-140	X		
No Pase		Metal de aporte		Corriente				Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura																																	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)	Oscilado	Recto																																					
1	E7018	3,15	DC+	90-120	25-30	100-120		X																																			
2	E7018	4	DC+	100-140	20-25	120-140	X																																				
3	E7018	4,5	DC+	100-140	20-25	120-140	X																																				

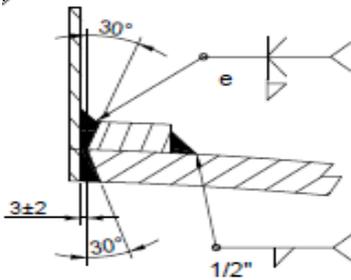
Fuente: (ASME IX, 2019)

ANEXO Ñ: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S3)

 <p style="text-align: center;">ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)</p> 								
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999		WPS No.: 003 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH						
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)		ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)						
Tipo de junta: Soldadura tipo "T" en ángulo Abertura de raíz: Si Talón: N/A Ángulo de ranura: N/A Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora		Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado (X) Dos lados () Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)						
ART III. METAL BASE (QW-403)		POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)						
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Espesor: 9.8 mm Rango espesor: de 0- 150mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm		Posición de la soldadura: 5G Progresión Ascendente/ Descendente: N/A Califica: N/A Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)						
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)		PRECALENTAMIENTO (QW-406)						
Diámetro : 4,5 mm Denominación AWS: E7018 Casa comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: SFA 5.1		Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A						
		ARTICULO V. NOTAS						
		<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 						
Detalle de la junta		 <p style="text-align: right;">WPS 1-1-6 N18 REV.2 WPS 1-1-4 N2 REV.2</p>						
No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)			Oscilado	Recto
1	E6011	3,15	DC+	90-120	25-30	100-120		X
2	E7018	4,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	
3	E7018	5,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	

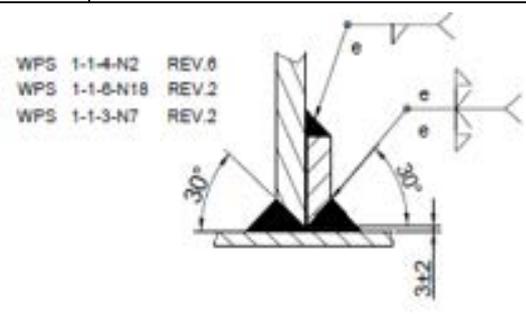
Fuente: (ASME IX, 2019)

ANEXO O: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S4)

 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) 								
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999	WPS No.: 004 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH							
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)	ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)							
Tipo de junta: Soldadura tipo "T" en ángulo Abertura de raíz: 3 mm +/- 2mm Talón: 3 mm +/- 2mm Ángulo de ranura: 30° Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora	Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado () Dos lados (X) Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)							
ART III. METAL BASE (QW-403)	POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)							
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Espesor: 6,35 mm Rango espesor: de 0- 150mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm	Posición de la soldadura: 5G Progresión Ascendente/ Descendente: N/A Califica: N/A Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)							
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)	PRECALENTAMIENTO (QW-406)							
Diámetro: 4,5 mm Denominación AWS: E7018 Casa comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: SFA 5.1	Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A							
	ARTICULO V. NOTAS							
	<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 							
Detalle de la junta S4 <div style="text-align: center;">  </div> <div style="float: right; margin-top: 10px;"> WPS 1-1-6 N18 REV.2 WPS 1-1-4 N2 REV.2 </div>								
No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)			Oscilado	Recto
1	E6011	3,15	DC+	90-120	25-30	100-120		X
2	E7018	4,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	
3	E7018	5,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	

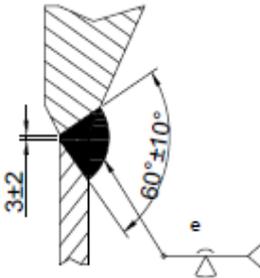
Fuente: (ASME IX, 2019)

ANEXO P: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S5)

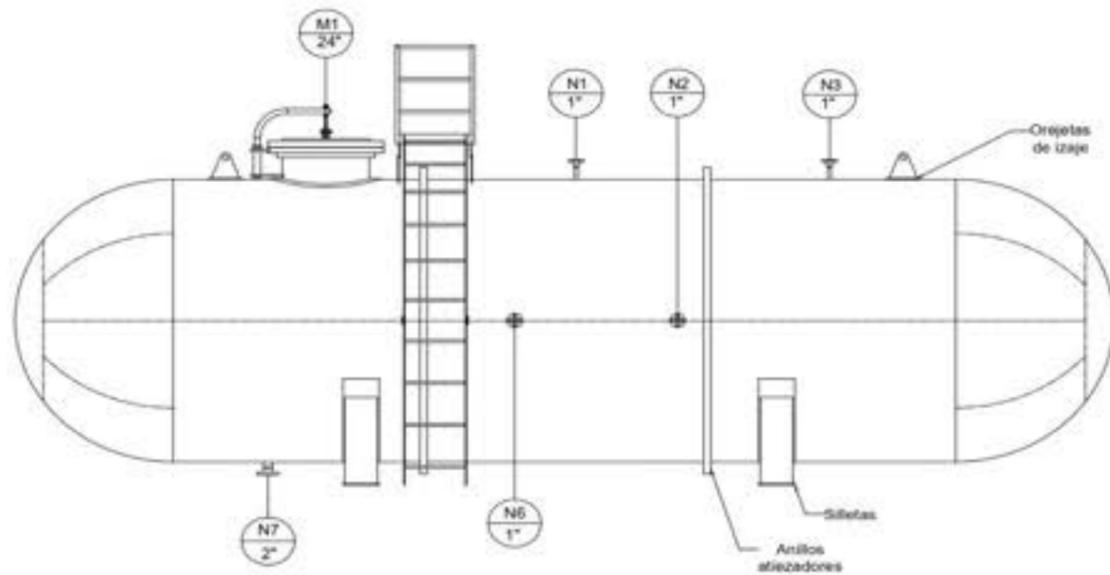
 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) 								
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999	WPS No.: 004 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH							
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)	ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)							
Tipo de junta: Soldadura tipo "T" en ángulo Abertura de raíz: 3 mm +/- 2mm Talón: 3 mm +/- 2mm Ángulo de ranura: 30° Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora	Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado () Dos lados (X) Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)							
ART III. METAL BASE (QW-403)	POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)							
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Espesor: 6,35 mm Rango espesor: de 0- 150mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm	Posición de la soldadura: 5G Progresión Ascendente/ Descendente: N/A Califica: N/A Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)							
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)	PRECALENTAMIENTO (QW-406)							
Diámetro: 4,5 mm Denominación AWS: E7018 Casa comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: SFA 5.1	Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A							
	ARTICULO V. NOTAS							
	<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 							
Detalle de la junta S5 <div style="text-align: center;">  </div>								
No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)			Oscilado	Recto
1	E6011	3,15	DC+	90-120	25-30	100-120		X
2	E7018	4,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	
3	E7018	5,0	DC+	100-140	20-25	120-140	X	

Fuente: (ASME IX, 2019)

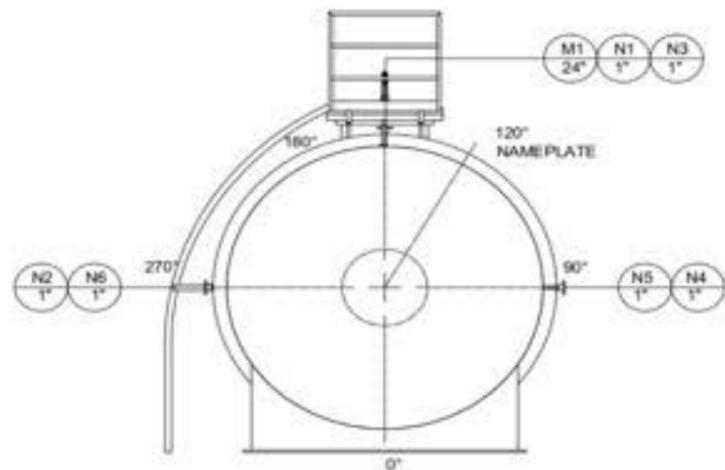
ANEXO Q: ESPECIFICACIÓN DE SOLDADURA (S6)

 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) 								
Nombre de la compañía: ESPOCH PQR No.: xxxxxxxx Según la norma: ASME IX-2021 ASME B31,33-1999	WPS No.: 001 Fecha: 10/24/2022 Realizado por: Michael Perugachi Organización: ESPOCH							
ART I. JUNTA UTILIZADA (QW-402)	ART II. TÉCNICA DE SOLDADURA (QW-410)							
Tipo de junta: Soldadura a tope en V Abertura de raíz: 3.2 mm +/- 0,5mm Talón: N/A Ángulo de ranura: 60° +/- 10° Placa de respaldo: Si () No (x) Preparar bisel: Si (x) No () Método: Oxícorte, amolado o con biseladora	Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual (X) Semiautomática () Automática () Soldadura a: Un lado (X) Dos lados () Cordón de respaldo: Si () No(X) Limpieza Pase de raíz: Amoladora Pases siguientes: Cepillo metálico (grata)							
ART III. METAL BASE (QW-403)	POSICIÓN DE SOLDADURA (QW-405)							
Especificación. SA 516 Gr 70 Califica: P-No. 1 Grupo No. 2 a P-No. 1 Grupo No. 2 Espesor: 9.8 mm Rango espesor: de 0- 150mm Espesor máximo de pasada: ½ in- 13 mm	Posición de la soldadura: 6G Califica: toda posición en tubería Progresión: Descendente Califica: Descendente Técnica: Arrastre () Varios Pases (X)							
ART IV. METAL DE APORTE (QW-404)	PRECALENTAMIENTO (QW-406)							
Diámetro: 3,2mm Denominación AWS: E6011 – E7018 Casa comercial: LINCON LN Denominación comercial: SP + Clasificación: F No.3; A No.1	Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A							
	ARTICULO V. NOTAS							
	<ul style="list-style-type: none"> Verificación alineación de las juntas. Asegurar limpieza de las partes 							
Detalle de la junta S6 <div style="text-align: center; margin-top: 20px;">  </div> <div style="text-align: right; margin-top: 10px;"> WPS 1-1-6 N8 REV.2 WPS 1-1-3 N7 REV.2 </div>								
No Pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (voltios)	Velocidad Avance (mm/mi n)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad	Intensidad (Amperios)			Oscilado	Recto
1	E6011	3,2	DC+	90-120	25-30	100-120		X
2	E7018	3,2	DC+	100-140	20-25	120-140	X	
3	E7018	3,2	DC+	100-140	20-25	120-140	X	

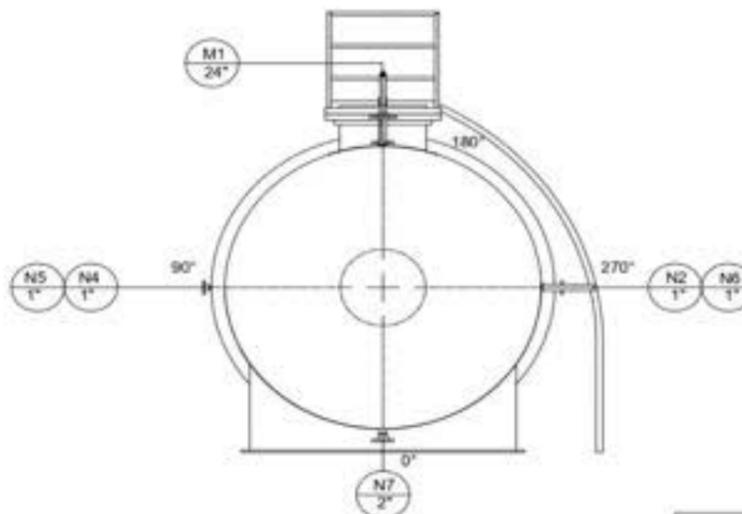
Fuente: (ASME IX, 2019)



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA



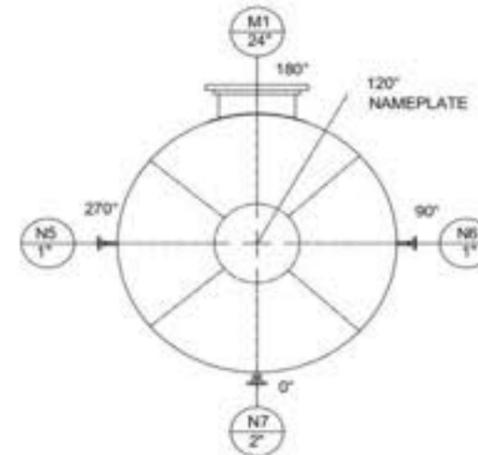
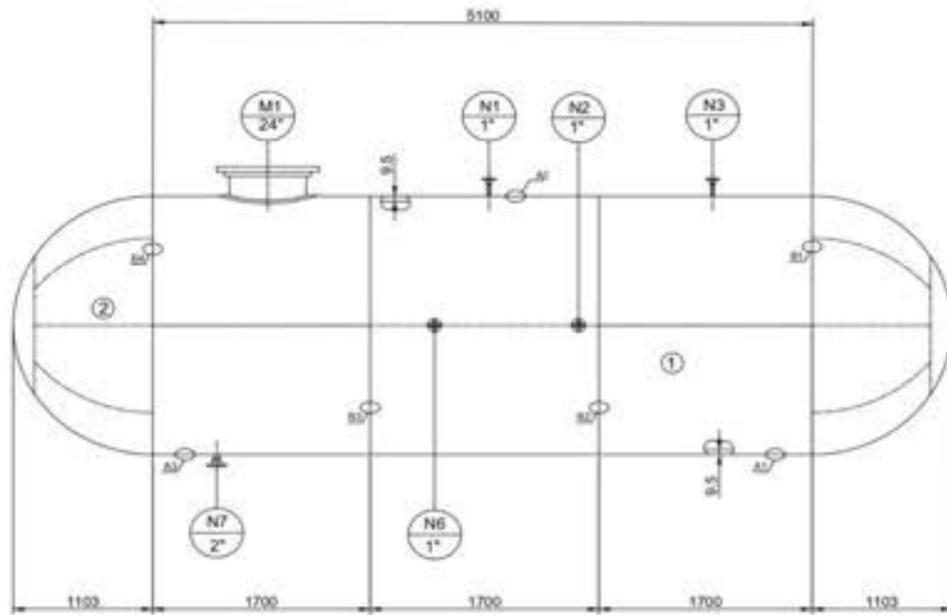
VISTA LATERAL DERECHA

LISTA DE BOCAS											
Mark	Qty.	NPS	Class	SCH	Type	Int. Proj	Ext. Proj	Orient.	Elevation	Blind FLG	Service
M1	1	24	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	180°	2392	Yes	Maintenance
N1	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	180°	2392	N/A	Outlet water
N2	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	270°	1279	N/A	Inlet water
N3	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	180°	2392	N/A	Outlet water
N4	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	90°	1279	N/A	Outlet water
N5	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	90°	1279	N/A	Outlet water
N6	1	1	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	270°	1279	N/A	Inlet water
N7	1	2	150	40	W.N.R.F.	0.00"	6.00"	0°	167	N/A	Drain

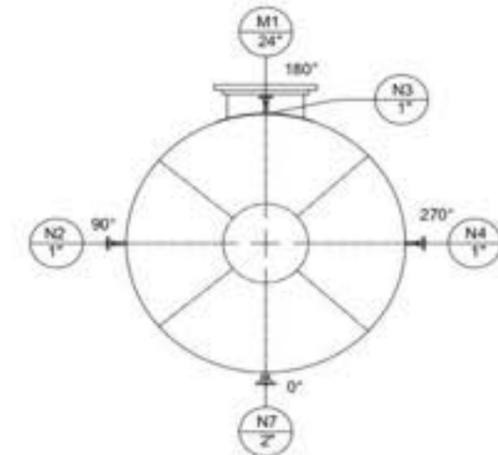
TOLERANCIAS DE MANUFACTURA		
Item	Descripción	Tolerancias
1	Length (0-6.000 in)	± 0.0625"
3	Length (>12.000 in)	± 0.250"
4	Nozzle orientation	± 2°
5	Nozzle location	± 0.125"
6	Nozzle projection	± 0.125"

DATOS DE DISEÑO	
1. Código	14134 - Revision 010 - January 1, 2017 EJE
2. Cálculo de Cálculo	None
3. Tipo	SI
4. Proyecto de Agua Tratamiento	SI
5. Presión de diseño (interior/externa)	0.104 MPa / 0.104 MPa
6. Temperatura de diseño (interior/externa)	30 °C / 30 °C
7. Servicio	Almacenamiento de agua potable
8. Tolerancia de corrosión (interior/externa)	3 mm / 3.0 mm
9. Material (interior/externa)	CSA 1025 / 0.104 MPa
10. Espesor	16.10 mm / 0.634 MPa
11. Código de Viento y Cargas	ASCE 7-10, V-10 mph, Risk 100-yr, Exposure category C
12. Código de Sismo y Cargas	MCE 2-16, Sds Class-C, Importance factor=1.25, Risk-I
EXAMEN DE INSPECCIÓN DE DISEÑO	
1. Tipo de Inspección	ASME VIII DIV 1
2. Tipo de Inspección	ASME VIII DIV 1
3. Tipo de Inspección	ASME VIII DIV 1
4. Tipo de Inspección	ASME VIII DIV 1
REQUISITOS DE EXAMEN DE DISEÑO Y ABANDONO	
1. Tipo de Examen	ASME VIII DIV 1
2. Tipo de Examen	ASME VIII DIV 1
3. Revisión externa	Primer examen: Espesor planificado más requerido: espesor planificado más
4. Revisión externa	Primer examen: Espesor planificado más requerido: espesor planificado más. Tercer examen: Polysulfone acido a más
5. Acabado	None
6. Tipo de Acabado	None
7. Tipo de Acabado	None
8. Tipo de Acabado	None
9. Tipo de Acabado	None
10. Tipo de Acabado	None
11. Tipo de Acabado	None
12. Tipo de Acabado	None
13. Tipo de Acabado	None
14. Tipo de Acabado	None
15. Tipo de Acabado	None
16. Tipo de Acabado	None
17. Tipo de Acabado	None
18. Tipo de Acabado	None
19. Tipo de Acabado	None
20. Tipo de Acabado	None
21. Tipo de Acabado	None
22. Tipo de Acabado	None
23. Tipo de Acabado	None
24. Tipo de Acabado	None
25. Tipo de Acabado	None
26. Tipo de Acabado	None
27. Tipo de Acabado	None
28. Tipo de Acabado	None
29. Tipo de Acabado	None
30. Tipo de Acabado	None
31. Tipo de Acabado	None
32. Tipo de Acabado	None
33. Tipo de Acabado	None
34. Tipo de Acabado	None
35. Tipo de Acabado	None
36. Tipo de Acabado	None
37. Tipo de Acabado	None
38. Tipo de Acabado	None
39. Tipo de Acabado	None
40. Tipo de Acabado	None
41. Tipo de Acabado	None
42. Tipo de Acabado	None
43. Tipo de Acabado	None
44. Tipo de Acabado	None
45. Tipo de Acabado	None
46. Tipo de Acabado	None
47. Tipo de Acabado	None
48. Tipo de Acabado	None
49. Tipo de Acabado	None
50. Tipo de Acabado	None
51. Tipo de Acabado	None
52. Tipo de Acabado	None
53. Tipo de Acabado	None
54. Tipo de Acabado	None
55. Tipo de Acabado	None
56. Tipo de Acabado	None
57. Tipo de Acabado	None
58. Tipo de Acabado	None
59. Tipo de Acabado	None
60. Tipo de Acabado	None
61. Tipo de Acabado	None
62. Tipo de Acabado	None
63. Tipo de Acabado	None
64. Tipo de Acabado	None
65. Tipo de Acabado	None
66. Tipo de Acabado	None
67. Tipo de Acabado	None
68. Tipo de Acabado	None
69. Tipo de Acabado	None
70. Tipo de Acabado	None
71. Tipo de Acabado	None
72. Tipo de Acabado	None
73. Tipo de Acabado	None
74. Tipo de Acabado	None
75. Tipo de Acabado	None
76. Tipo de Acabado	None
77. Tipo de Acabado	None
78. Tipo de Acabado	None
79. Tipo de Acabado	None
80. Tipo de Acabado	None
81. Tipo de Acabado	None
82. Tipo de Acabado	None
83. Tipo de Acabado	None
84. Tipo de Acabado	None
85. Tipo de Acabado	None
86. Tipo de Acabado	None
87. Tipo de Acabado	None
88. Tipo de Acabado	None
89. Tipo de Acabado	None
90. Tipo de Acabado	None
91. Tipo de Acabado	None
92. Tipo de Acabado	None
93. Tipo de Acabado	None
94. Tipo de Acabado	None
95. Tipo de Acabado	None
96. Tipo de Acabado	None
97. Tipo de Acabado	None
98. Tipo de Acabado	None
99. Tipo de Acabado	None
100. Tipo de Acabado	None

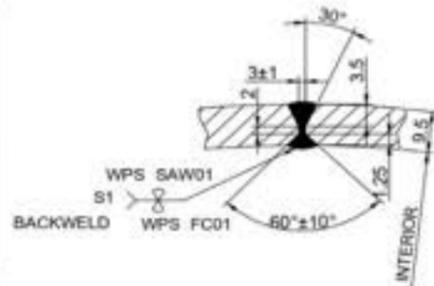
<table border="1"> <tr><td>Revisión</td><td>Ing. Orma J.</td><td>29/03/22</td></tr> <tr><td>Aprobó</td><td>Ing. Orma J.</td><td>29/03/22</td></tr> </table>	Revisión	Ing. Orma J.	29/03/22	Aprobó	Ing. Orma J.	29/03/22	<table border="1"> <tr><td>Datos</td><td>Nombre</td><td>Firma</td><td>Fecha</td></tr> <tr><td>Dibujó</td><td>Perugachi M.</td><td>7090</td><td>29/03/22</td></tr> <tr><td>Proyectó</td><td>Perugachi M.</td><td>7090</td><td>29/03/22</td></tr> </table>	Datos	Nombre	Firma	Fecha	Dibujó	Perugachi M.	7090	29/03/22	Proyectó	Perugachi M.	7090	29/03/22	<table border="1"> <tr><td>Conflicción</td><td>FM-EIM-POC-AD-001-2019</td></tr> <tr><td>Denominación</td><td>PLANO GENERAL</td></tr> <tr><td>Modificación</td><td>Segun Diseño</td></tr> <tr><td>Nombre del archivo</td><td>Forneta.dwg</td></tr> </table>	Conflicción	FM-EIM-POC-AD-001-2019	Denominación	PLANO GENERAL	Modificación	Segun Diseño	Nombre del archivo	Forneta.dwg	<table border="1"> <tr><td colspan="4">ESPOCH</td></tr> <tr><td colspan="4">FACULTAD DE MECÁNICA</td></tr> <tr><td colspan="4">ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</td></tr> <tr><td>Peso (Kg)</td><td>Tolerancia</td><td>Escala</td><td>Registro</td></tr> <tr><td></td><td>± 0.5</td><td>1 : 50</td><td></td></tr> </table>	ESPOCH				FACULTAD DE MECÁNICA				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro		± 0.5	1 : 50	
Revisión	Ing. Orma J.	29/03/22																																															
Aprobó	Ing. Orma J.	29/03/22																																															
Datos	Nombre	Firma	Fecha																																														
Dibujó	Perugachi M.	7090	29/03/22																																														
Proyectó	Perugachi M.	7090	29/03/22																																														
Conflicción	FM-EIM-POC-AD-001-2019																																																
Denominación	PLANO GENERAL																																																
Modificación	Segun Diseño																																																
Nombre del archivo	Forneta.dwg																																																
ESPOCH																																																	
FACULTAD DE MECÁNICA																																																	
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA																																																	
Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro																																														
	± 0.5	1 : 50																																															



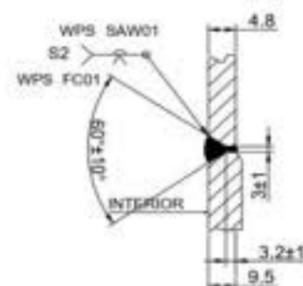
VISTA LATERAL IZQUIERDA



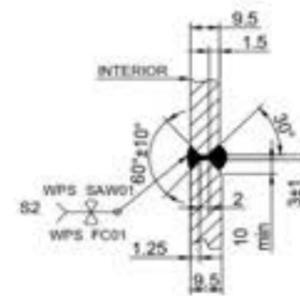
VISTA LATERAL DERECHA



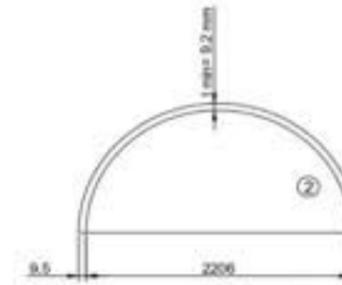
JUNTA LONGITUDINAL A1



JUNTA CIRCUNFERENCIAL B1

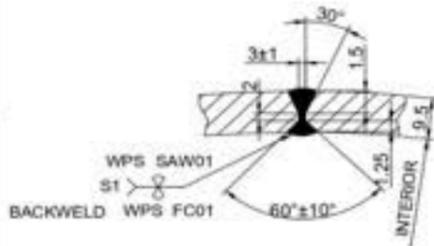


JUNTA CIRCUNFERENCIAL B2

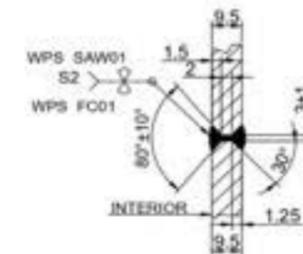


DETALLE CABEZAL

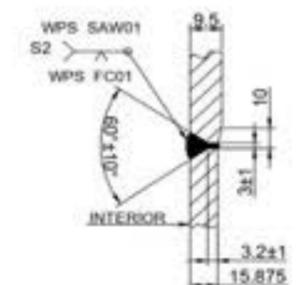
Cabezal hemisférico 2:1
 Espesor nominal 9.5 mm (3/8")
 Espesor mínimo después de formado 9.2 mm (0.367")



JUNTA LONGITUDINAL A2-A3



JUNTA CIRCUNFERENCIAL B3



JUNTA CIRCUNFERENCIAL B4

LISTA DE MATERIALES

Item	Cant.	Descripción	Material
1	3	PL. 3/8" x 1700 x 6930	SA-516-70
2	2	PL. 3/8" x 1103 x 3465	SA-516-70

TOLERANCIAS DE SOLDADURA

Item	Descripción	Tolerancia
1	Fillet Size	+1/8", -0.0"
2	Longitudinal Joint misalignment	0.125" Max
3	Circumferential Joint misalignment	0.125" Max
4	Longitudinal Joint reinforcement	0.09375" Max
5	Circumferential Joint reinforcement	0.15625" Max

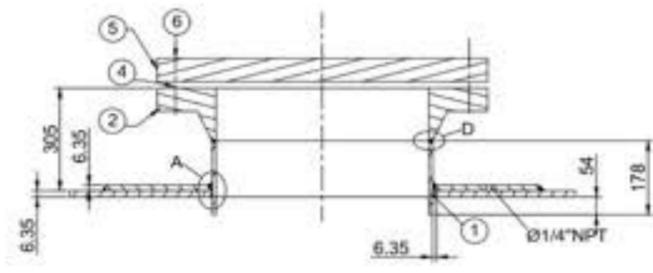
NOTAS

1		Nameplate elevation: 914 mm	
Elaborado	1 de 1	Supervisión	FM-EM-6262-001-2022
Dibujó	Perugachi M	Fecha	29/03/22
Proyectó	Perugachi M	Fecha	29/03/22
Revisó	Ing. Oma J.	Fecha	29/03/22
Aprobó	Ing. Oma J.	Fecha	29/03/22

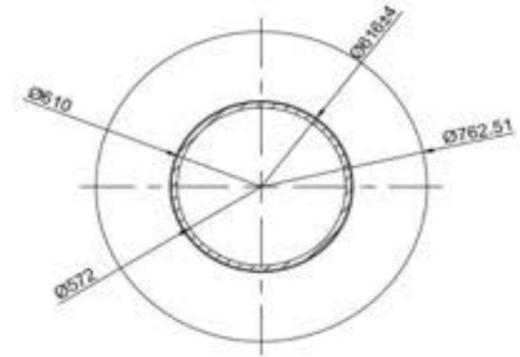
ESPOCH			
FACULTAD DE MECÁNICA			
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA			
Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
	± 0.5	1 : 50	

TANQUE

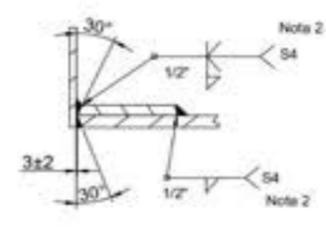
Segun Diseño



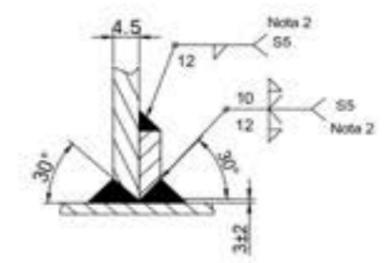
DETALLE BOCA M1 Ø24"



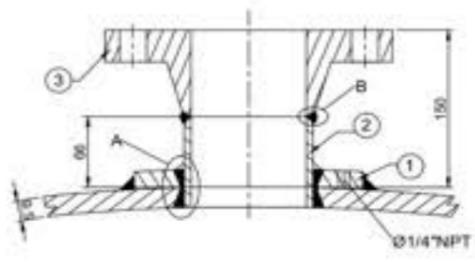
SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA M1 Ø24"



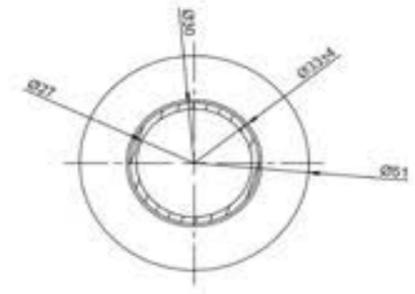
DETALLE JUNTA A



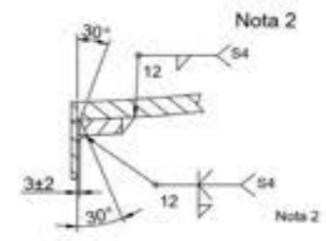
DETALLE JUNTA B



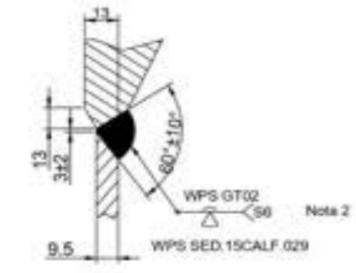
DETALLE BOCA N1,N3 Ø1"



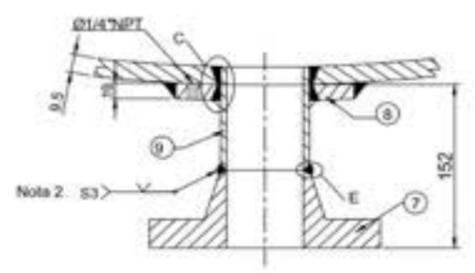
SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N1,N3 Ø1"



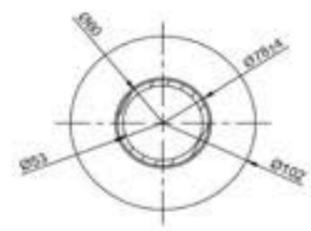
DETALLE JUNTA C



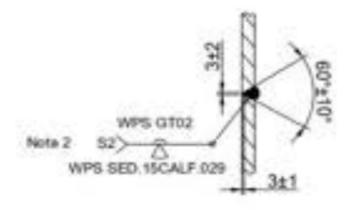
DETALLE JUNTA D



DETALLE BOCA N7 Ø2"



SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N7 Ø2"



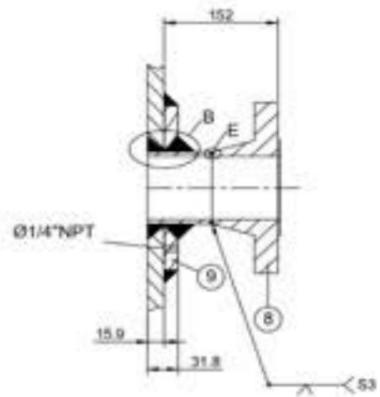
DETALLE JUNTA E

LISTA DE MATERIALES			
Item	Cant.	Descripción	Materia
1	1	PL. 3/4" x 210 x 1857	SA-516-70
2	1	BRIDA Ø24" WNRF SCH 40 150#	SA 105
3	1	PL. 3/4" x Ø762/616	SA-516-70
4	2	EMPAQUE Ø24" RF. 150#	ASBESTO
5	2	BRIDA CIEGA Ø24" RF. 300#	SA 105
6	48	ESPARRAGO Ø1.1/2" x 10" C/2 TUERCAS	SA 160 B7
7	8	Brida Ø1" WNRF SCH 40 150#	SA 105
8	2	Brida Ø2" WNRF SCH 40 150#	SA 105
9	1	Tubería Ø2" Sch40 L=95	SA-106B

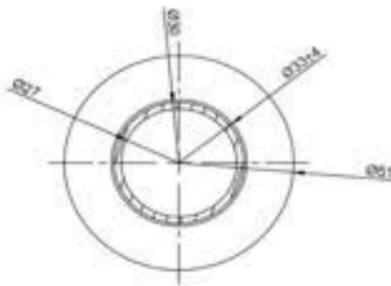
NOTAS
 1 USE WPS GT02
 2 USE WPS SED.15CALF.029

TOLERANCIAS DE SOLDADURA		
Item	Descripción	Tolerancia
1	Fillet Size	+1.8", -0.0"
2	Longitudinal Joint misalignment	0.125" Max
3	Circumferential Joint misalignment	0.125" Max
4	Longitudinal Joint reinforcement	0.00375" Max
5	Circumferential Joint reinforcement	0.15625" Max

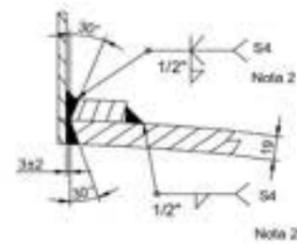
E- Límite: 01 de 04 No. Hojas: 1 de 1 E-mail: esoch@esoch.com Fecha: 09/03/2014		Suelto: No Codificación: FM-EM-PDC-AD-001-2019 Denominación:		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA INGENIERIA MECÁNICA	
Datos: Nombre: Perugachi M Firma: Perugachi M Fecha: 29/03/22 Revisó: Ing. Oma J. Aprobó: Ing. Oma J.		Fecha: 29/03/22 Modificación: Según Diseño Nombre del archivo: Formatos.dwg		Peso (Kg): ± 0.5 Tolerancia: 1 : 50 Escala:	



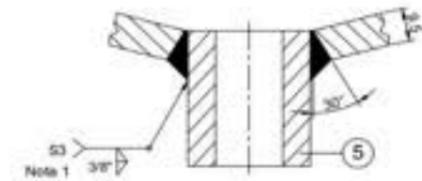
DETALLE BOCA N2,N6 Ø1"



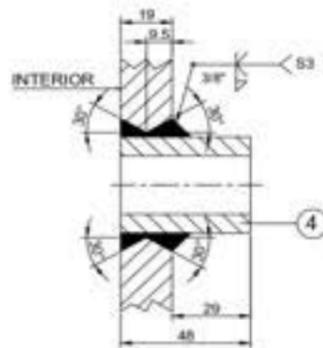
SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N3 Ø1"



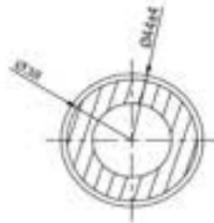
DETALLE JUNTA A



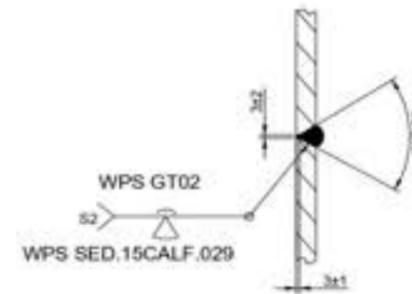
DETALLE BOCA N8 Ø1"



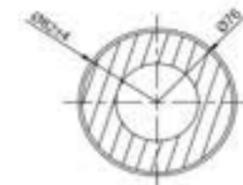
DETALLE BOCA N Ø1"



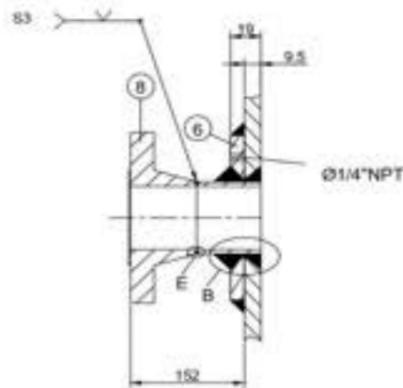
SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N7 Ø1"



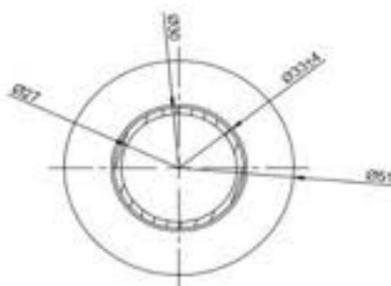
DETALLE JUNTA B



SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N Ø1"



DETALLE BOCA N4,N5 Ø1"



SECCIÓN TRANSVERSAL BOCA N3 Ø3"

LISTA DE MATERIALES

Item	Cant.	Descripción	Material
1	2	PL. 5/8" x Ø203/120	SA-516-70
2	1	Tubería Ø4" Sch160 L=86	SA-106B
2A	1	Tubería Ø4" Sch160 L=125	SA-106B
3	2	Brida Ø4" WNR# Sch160 300#	SA 105
4	1	CPLG Ø1/2" 6000# NPS-ASME	SA 105
5	1	CPLG Ø1-1/2" 6000# NPS-ASME	SA 105

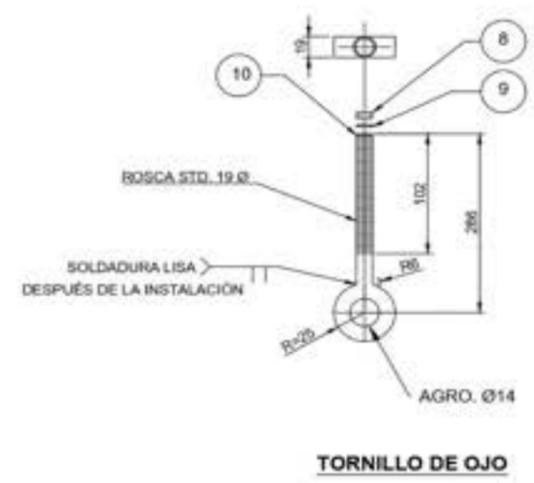
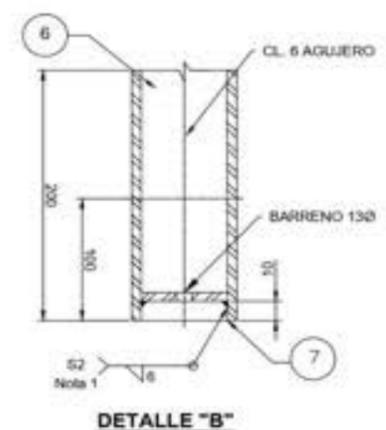
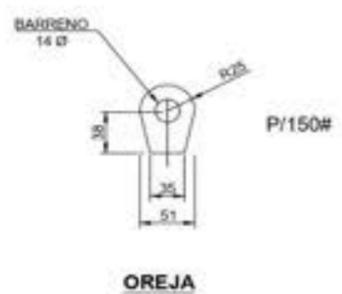
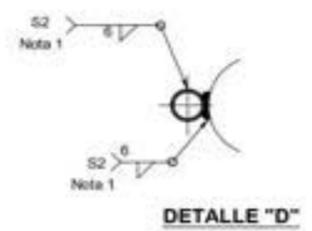
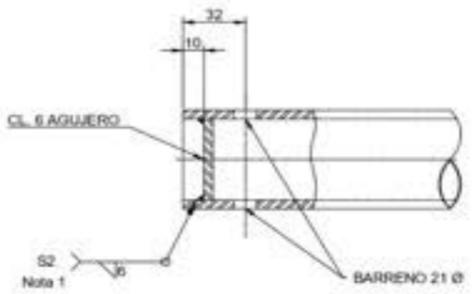
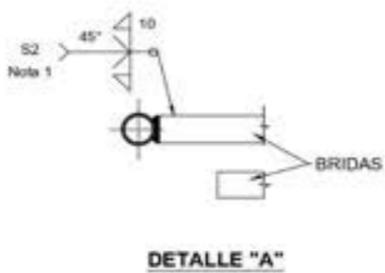
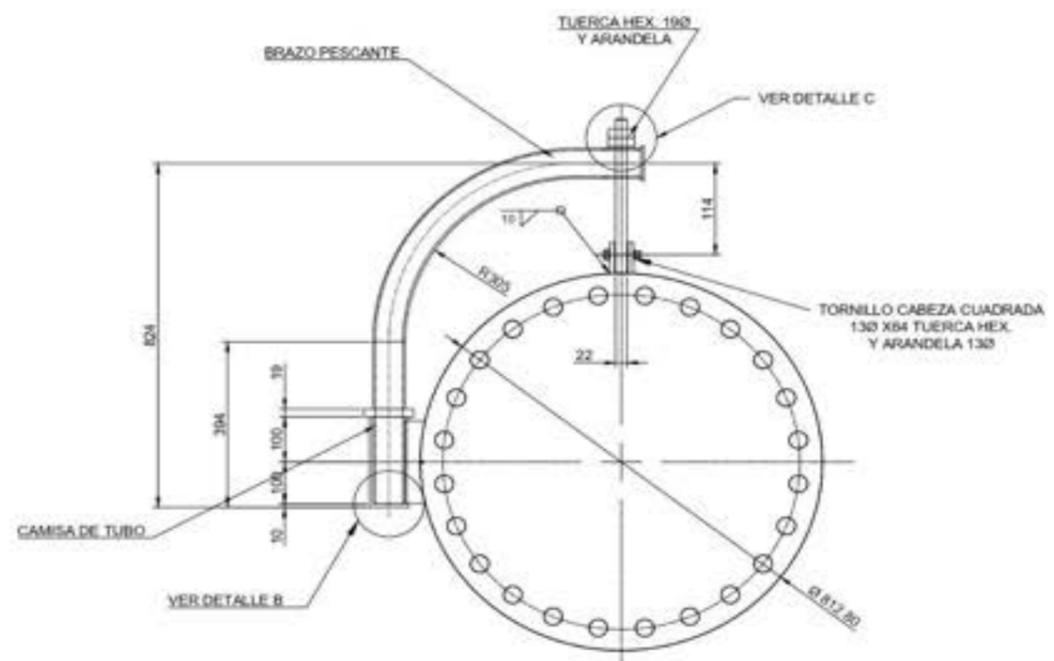
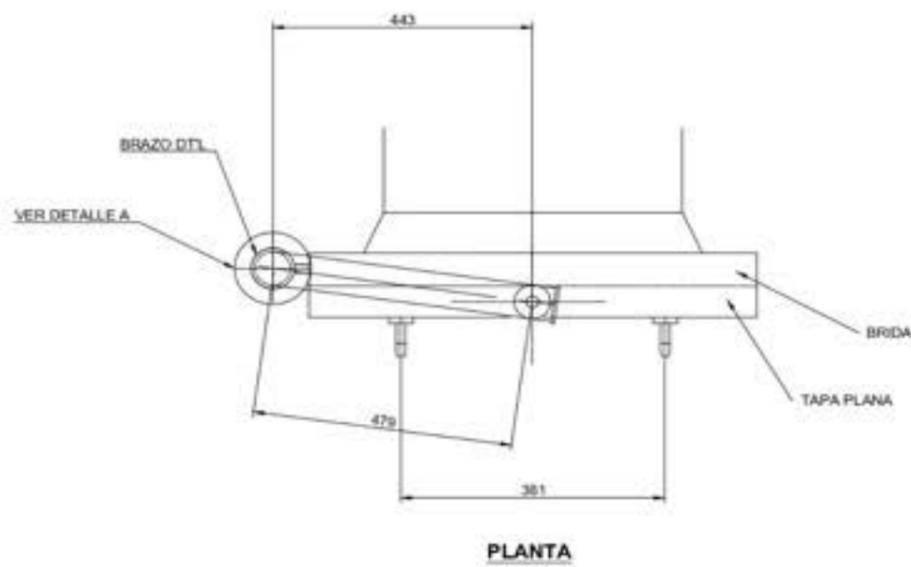
TOLERANCIAS DE SOLDADURA

Item	Descripción	Tolerancia
1	Fillet Size	+1/8", -0.0"
2	Longitudinal Joint misalignment	0.125" Max
3	Circumferential Joint misalignment	0.125" Max
4	Longitudinal Joint reinforcement	0.09375" Max
5	Circumferential Joint reinforcement	0.15625" Max

NOTAS

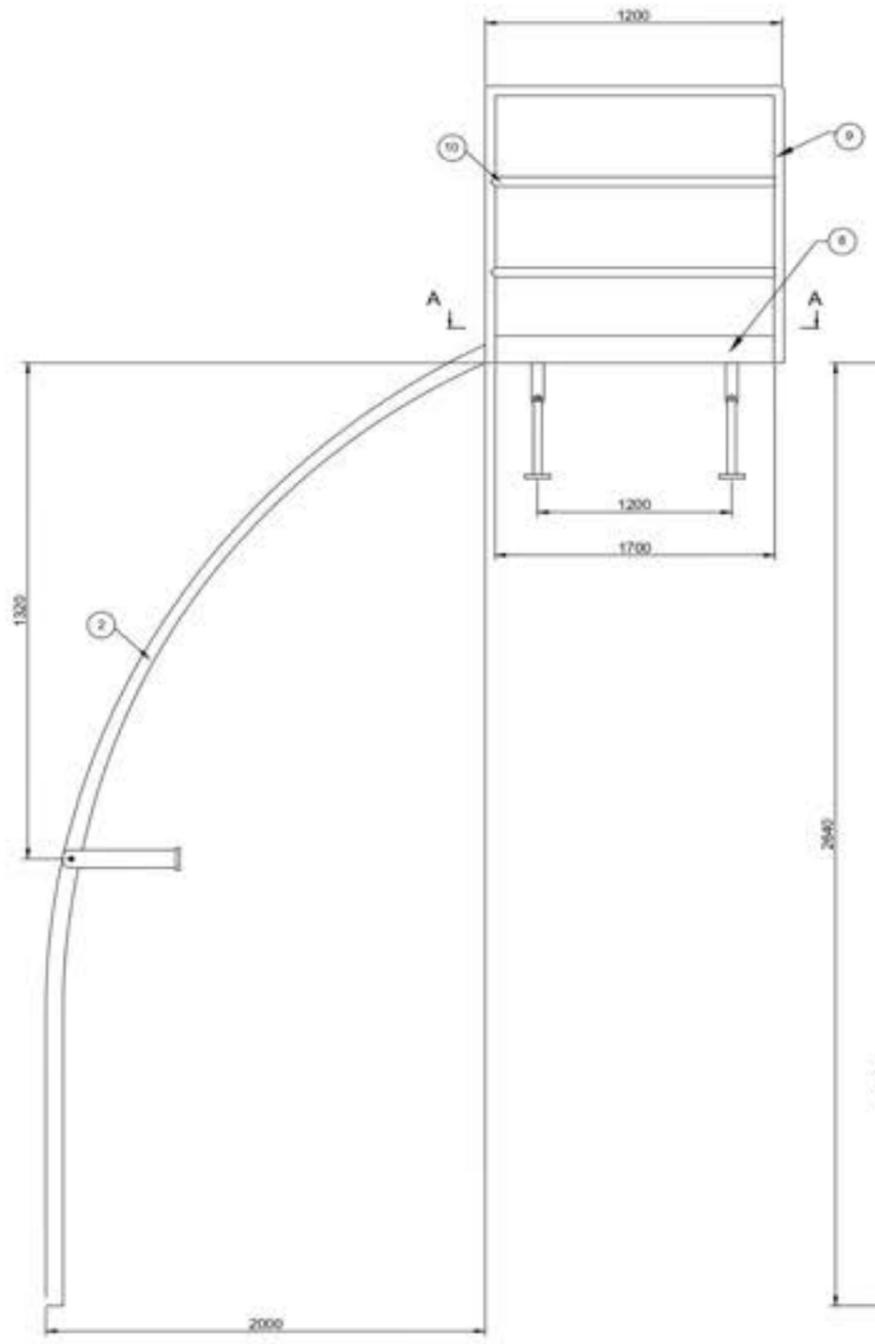
- 1 USE WPS GT02
- 2 USE WPS SED.15CALF.029

No. de Hojas: 1 de 1 No. de Hojas: 1 de 1 Proyecto: 090290037		Substitución: Conflicto: Denominación: Descripción:		FM-EM-8262-001-2012 Denominación: Descripción:	
Dibujo: Perugachi M. Proyecto: Perugachi M. Revisó: Ing. Oma J. Aprobó: Ing. Oma J.	Firma: 8262 Firma: 8262 Fecha: 30/03/22 Fecha: 30/03/22 Fecha: 04/11/19	Fecha: 30/03/22 Fecha: 30/03/22 Fecha: 04/11/19		Nombre del archivo: Formato: dwg	
ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Peso (Kg): Tolerancia: Escala: Registro: ± 0.5 1:50	
Detalles BOCA				Según Diseño	

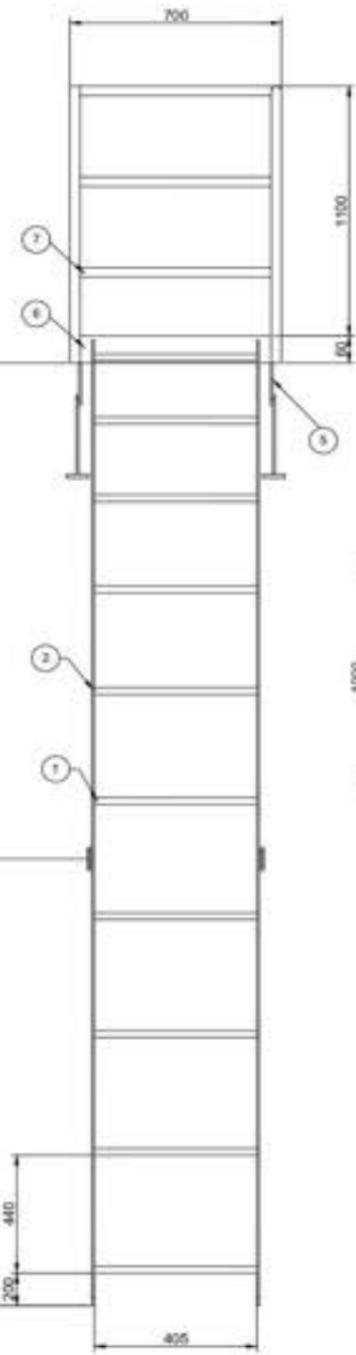


LISTA DE MATERIALES					
Item	Cant	Descripción	Materia	P. Unit	P. Total
1	2	1/2" PL x 361 O.D. CAP PLATE	A-36		
2	2	2 1/2" SCH 40 PIPE x 1213 L.G. (DOBLADO) BRAZO DANT	A106-B		
3	2	3/8" PL x 481100 PLACA DE APUNTO	SA 516-70		
4	4	3/8" VARILLA x 365 L.G. (DOBLADO) MANEJA	A-36		
5	2	3/8" VARILLA x 155 L.G. (DOBLADO) OJO-CORNER	A-36		
6	2	2" SCH 40 TUBERIA x 212 L.G. CAMISA	A 106-B		
7	2	1 1/4" PL x 40 x 200 L.G. PLACA	SA 516-70		
8	4	1/2" HEX NUTS	A-307		
9	2	3/8" PL x 40133553 ARANDELA	F-408		
10	2	1/2" VARILLA x 475 L.G. (DOBLADO) EYEBOLT	A-36		
11	8	1/2" PL x 490	SA 516-70		
12	2	1/2" PL x 125 x 50	SA 516-70		

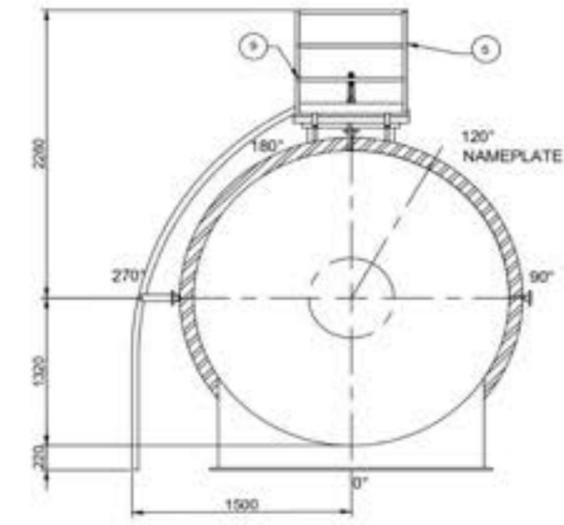
NOTAS				ESPOCH			
USE WPS GT02				FACULTAD DE MECANICA			
				ESCUOLA DE INGENIERIA MECANICA			
R. Límite: 01 de 04 Creado: 04/11/19 Fecha: 04/11/19	No. Hoja: 1 de 1	Autor: Ing. xxxxx	Clasificación: FM-EM-PDC-AD-001-2019	Denominación: MANHOLE	Peso (Kg): 250 Kg	Tolerancia: ± 0.5	Escala: 1:50
Dibujo: R. Latón C. 7090	Fecha: 04/11/19	Firma:	Revisión: Ing. xxxxx	Fecha: 04/11/19	Método de Diseño: Según Diseño	Número del archivo:	Formato del:
Aprobó: Ing. xxxxx	Fecha: 04/11/19	Firma:	Revisión: Ing. xxxxx	Fecha: 04/11/19	Método de Diseño: Según Diseño	Número del archivo:	Formato del:



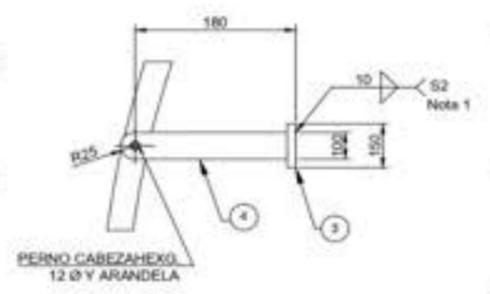
ESCALERA VISTA LATERAL



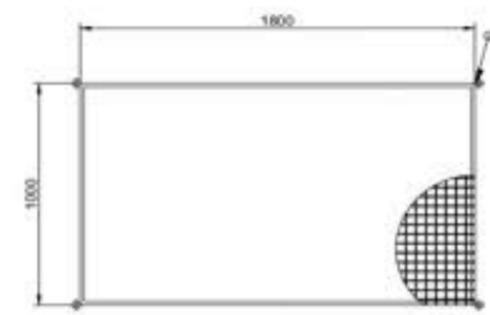
ESCALERA VISTA FRONTAL



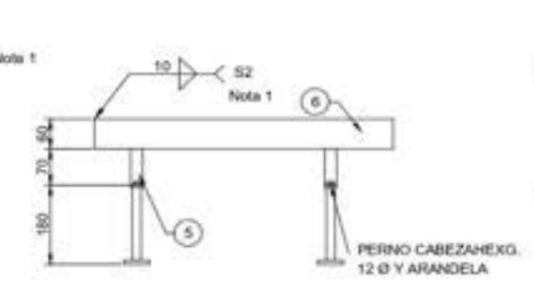
ESCALERA PLATAFORMA



DETALLE SOPORTE



SECCIÓN "A - A"
VISTA SUPERIOR BASE PLATAFORMA

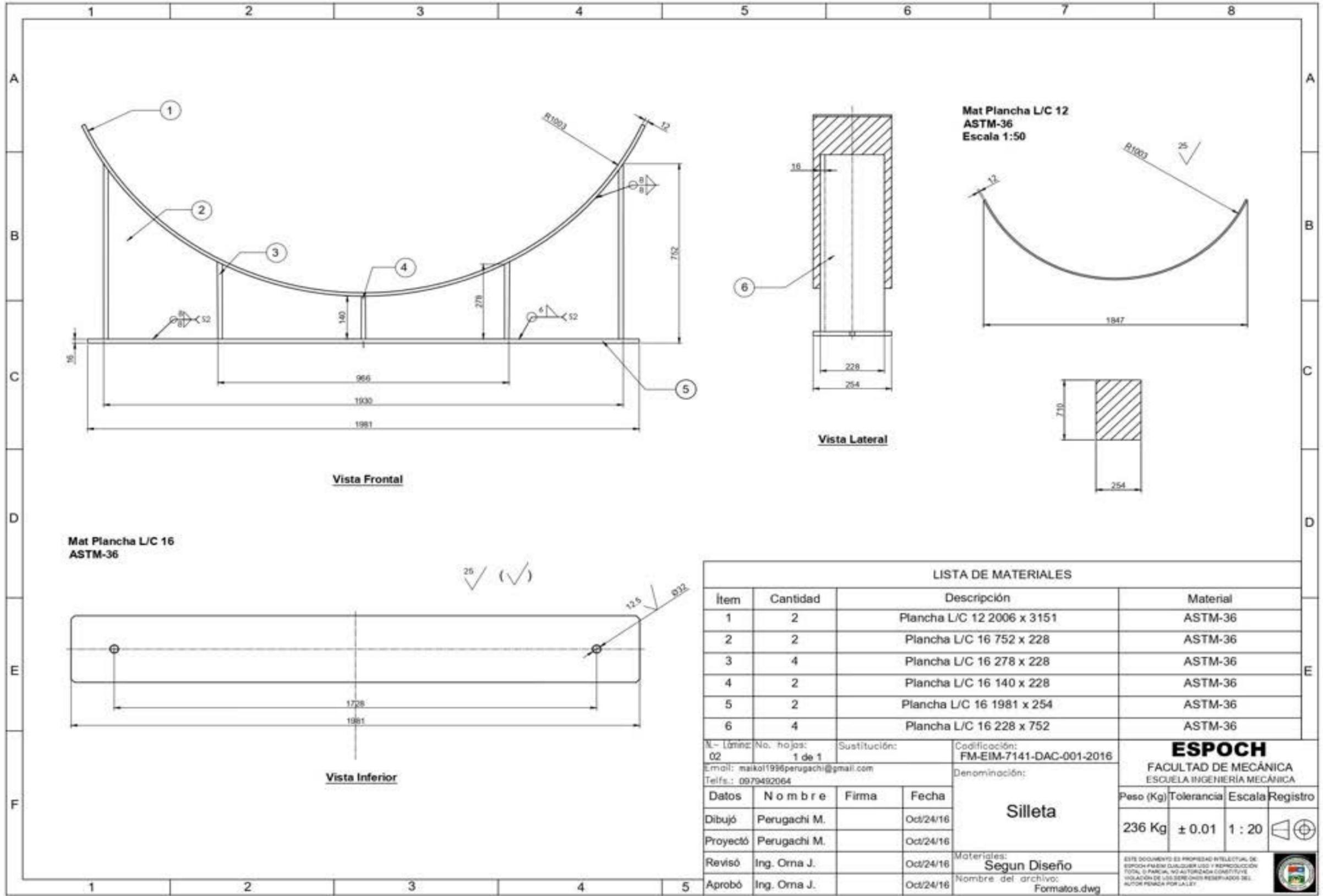


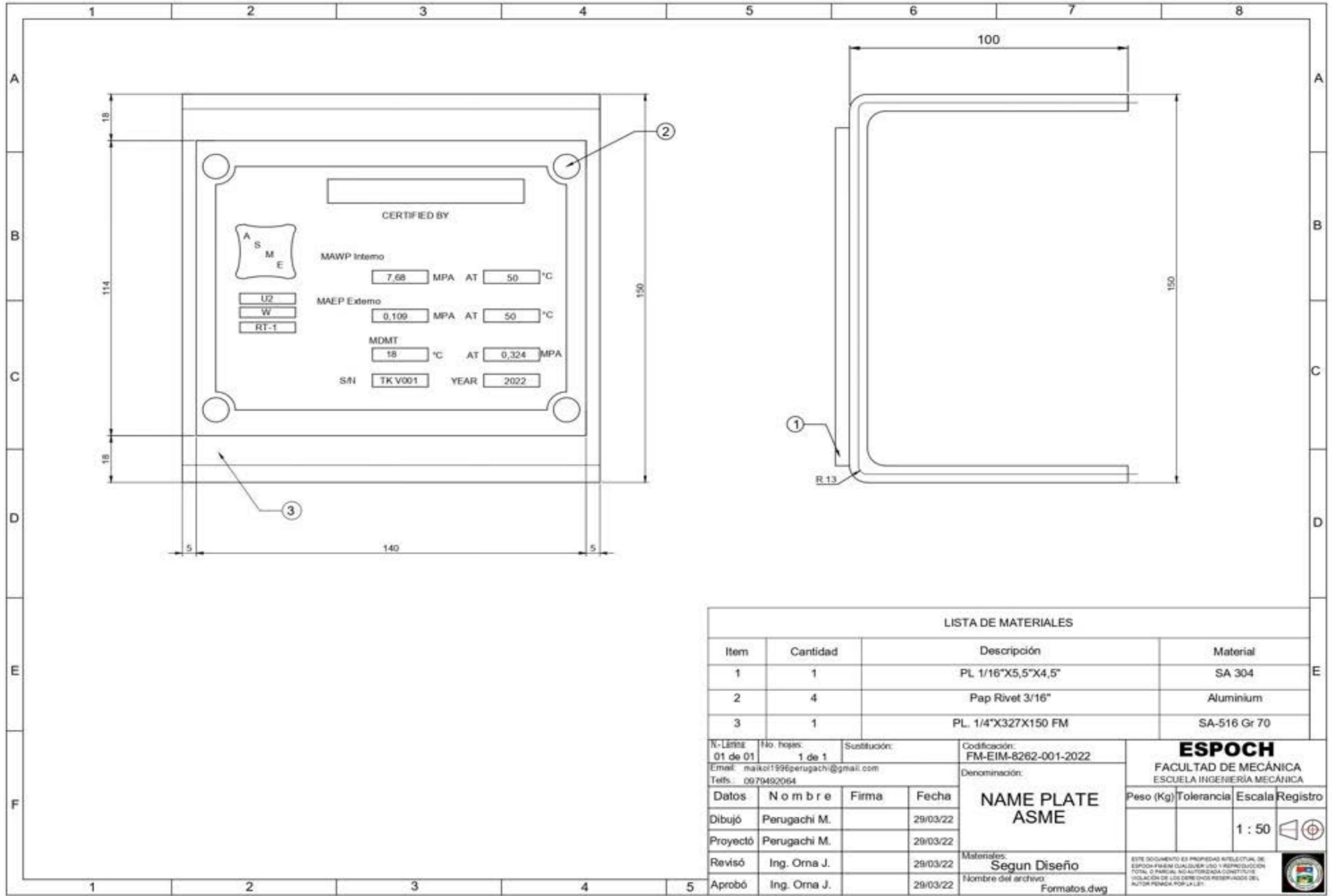
VISTA LATERAL BASE PLATAFORMA

LISTA DE MATERIALES					
Item	Cant.	Descripción	Material	P. Unit.	P. Total
1	2	L 2" x 2" x 1/4" x 2640	A-36		
2	10	TUB. ESTRUCTURAL Ø3/4" x 415	A-36		
3	6	PL. 6.35 x 150 x 150	SA 516-70		
4	6	PL. 9.5 x 100 x 180	A-36		
5	4	PL. 9.5 x 120 x 70	A-36		
6	2	PL. 1/4" x 2" x 700	A-36		
7	6	TUB. ESTRUCTURAL Ø3/4" x 700	A-36		
8	5	PL. 1/4" x 2" x 1200	A-36		
9	4	TUB. ESTRUCTURAL Ø3/4" x 1170	A-36		
10	2	TUB. ESTRUCTURAL Ø3/4" x 1200	A-36		
10	10	PERNO Ø5/8" x 1.12" C/TUERCA Y ARAND.	A-307 GALV.		

NOTAS					
USE WPS FC01					
Escala: 1 de 1		Fecha: 29/03/22		Proyecto: 097962064	
Dibujó: Penuguchi M.		Revisó: Ing. Oma J.		Aprobó: Ing. Oma J.	
Proyectó: Penuguchi M.		Fecha: 29/03/22		Fecha: 29/03/22	
Nombre: ESCALERA		Segun Diseño		Formato: dwg	
Peso (Kg): ± 0.5		Escala: 1:50		Registro:	

ESPOCH
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

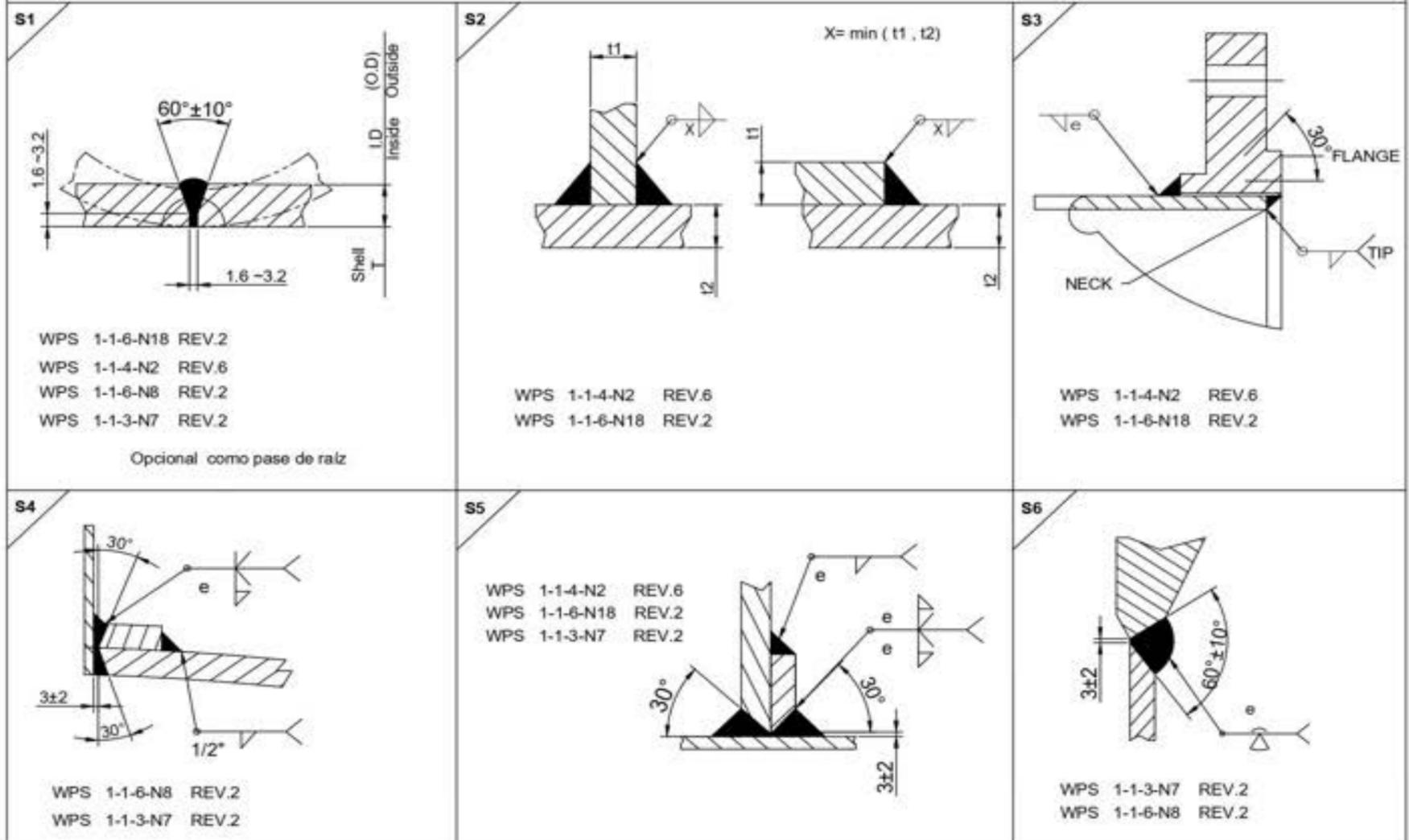




LISTA DE MATERIALES			
Item	Cantidad	Descripción	Material
1	1	PL. 1/16"X5,5"X4,5"	SA 304
2	4	Pap Rivet 3/16"	Aluminium
3	1	PL. 1/4"X327X150 FM	SA-516 Gr 70

N. Lámina	No. Hojas	Substitución:	Codificación:	ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
01 de 01	1 de 1		FM-EIM-8262-001-2022	
Email: maikol1996perugachi@gmail.com			Denominación:	Peso (Kg) Tolerancia Escala Registro
Telfs.: 0979492064			NAME PLATE ASME	
Datos	Nombre	Firma	Fecha	1 : 50
Dibujó	Perugachi M.		29/03/22	
Proyectó	Perugachi M.		29/03/22	
Revisó	Ing. Orna J.		29/03/22	
Aprobó	Ing. Orna J.		29/03/22	Materiales: Segun Diseño Nombre del archivo: Formatos.dwg
<small>ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL DE ESPOCH-FINEM CUALQUIER USO Y REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACION CONSTITUYE INFRACCION DE LOS DERECHOS RESERVADOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY.</small>				

**DETALLES DE SOLDADURA
WELDING DETAILS**



NOTAS

- 1.- Aplicar el WPS que corresponda a cada junta a soldar.
- 2.- Aplicar el WPS 1-8-5-N1, en caso de existir juntas de acero al carbobo con acero inoxidable.
- 3.- Al tanque, realizar ensayos de películas radiográficas. (para llevar registro, de que el tanque esta soldado correctamente).
- 4.- La prueba hidrostática, es con el tanque lleno de agua según UL 142.

N- Lámina: 02 de 04		No. hojas: 1 de 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-7141-DAC-001-2016		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA			
Email: michael.perugachi@esPOCH.edu.ec				Teléfono: 0991766806		Denominación:					
Datos	N o m b r e	Firma	Fecha	Detalles de Soldadura				Kg	± 0.01	1 : 1	
Dibujó	Perugachi M.		04/10/22								
Proyectó	Perugachi M.		04/10/22								
Revisó	Ing. Orna J.		04/10/22								
Aprobó	Ing. Orna J.		04/10/22	Materiales: Según Diseño		Nombre del archivo: Formatos.dwg		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL DE ESPOCH. SE PROHIBE CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN EXPRESA. INVIOLACIÓN DE LOS DERECHOS RESERVADOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY.			

