

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CALIBRACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 2” Y 4” PARA RECIPIENTES A PRESIÓN, QUE CUMPLA EL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII, PARA LA EMPRESA CODEQUALITY S.A.”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**LUIS GABRIEL LLERENA TOSCANO
ESTEBAN ANDRÉS LOBATO ALTAMIRANO**

DIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO

CODIRECTOR: ING. EMILIO TUMIPAMBA

Sangolquí, 2012-08

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

A U T O R I Z A C I Ó N

Nosotros, Llerena Toscano Luis Gabriel,

Lobato Altamirano Esteban Andrés

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CALIBRACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 2” Y 4” PARA RECIPIENTES A PRESIÓN, QUE CUMPLA EL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII, PARA LA EMPRESA CODEQUALITY S.A.”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 28 de Agosto de 2012

Gabriel Llerena

Esteban Lobato

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CALIBRACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 2” Y 4” PARA RECIPIENTES A PRESIÓN, QUE CUMPLA EL CODIGO ASME SECCION VIII, PARA LA EMPRESA CODEQUALITY S.A.” fue realizado en su totalidad por los señores Luis Gabriel Llerena Toscano y Esteban Andrés Lobato Altamirano, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Fernando Olmedo
DIRECTOR

Ing. Emilio Tumipamba
CODIRECTOR

Sangolquí, 2012-08

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CALIBRACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 2” Y 4” PARA RECIPIENTES A PRESIÓN, QUE CUMPLA EL CODIGO ASME SECCION VIII, PARA LA EMPRESA CODEQUALITY S.A.”

ELABORADO POR:

Luis Gabriel Llerena T.

Esteban Andrés Lobato A.

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Xavier Sánchez

DIRECTOR DE CARRERA

Sangolquí, 2012-08

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a mi esposa Patty y a mi hija Antonella, por su apoyo y motivación para culminar con éxito este proyecto, por su paciencia y el cariño que día a día me entregan para seguir juntos adelante.

En especial está dedicado a mi madre que desde el cielo supo guiar mis pasos durante este largo trayecto para lograr alcanzar una de mis más grandes metas profesionales.

Luis Gabriel Llerena T.

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a mis padres por el apoyo brindado, la paciencia en los momentos difíciles y por el esfuerzo para poder salir adelante, a mi hermano por su dedicación al momento de guiarme, por ser un ejemplo a seguir, a mis sobrinos Mateo y Matías por ayudarme a madurar y por ser mi compañía en el momento que más lo necesitaba.

En especial dedico este proyecto a mi esposa Carli y a mi hijo Joaquín, por ser el motor que me impulsa a salir a adelante, por su cariño, comprensión y alegría en todo momento.

Esteban Lobato A.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios y a nuestros padres por habernos dado la vida y las fuerzas para culminar la Carrera de Ingeniería Mecánica

A la Carrera de Ingeniería Mecánica, y en especial al Director y Co-Director por su apoyo en la elaboración del proyecto de grado.

A los Ingenieros Xavier Moreno y Luis Moreno por su confianza y apoyo, al personal de CODEQUALITY S.A. por su ayuda en la construcción del proyecto de grado.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iv
DEDICATORIA.....	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE ANEXOS	xv
RESUMEN	xvi
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	4
1.3. OBJETIVOS.....	5
1.4. ALCANCE.....	6
CAPÍTULO 2	7
ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	7
2.1 REQUERIMIENTOS GENERALES	7
2.1.1 TIPO DE APERTURA	8
2.1.2 TIPO DE BONETE	8
2.1.3 TAMAÑO.....	8
2.1.4 TIPO DE UNIÓN	8
2.1.5 TIPO DE FLUIDO.....	8
2.1.6 PRESIÓN DE OPERACIÓN	9
2.1.7 TEMPERATURA DE OPERACIÓN.....	9
2.1.8 CONTRA PRESIÓN.....	9
2.1.9 SOBREPRESIÓN ADMISIBLE	9
2.2 ANALISIS DE CORROSION	10
2.3 TIPOS DE VALVULAS DE SEGURIDAD PARA RECIPIENTES A PRESIÓN	12
2.3.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE ACCIÓN DIRECTA.....	12

2.3.2 VÁLVULAS DE SEGURIDAD ACCIONADAS POR VÁLVULA PILOTO.....	14
2.3.3 VÁLVULAS DE SEGURIDAD EQUILIBRADAS	15
2.4 SELECCIÓN DE VÁLVULA.....	18
CAPÍTULO 3	21
ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO	21
3.1 CÁLCULO DE PRESIONES.....	21
3.1.1 PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO ADMISIBLE	21
3.2 CÁLCULO DE RESISTENCIAS	29
3.2.1 RESISTENCIA DEL RESORTE	29
3.2.2 RESISTENCIA DEL CUERPO.....	30
CAPÍTULO 4	33
DISEÑO DEL EQUIPO	33
4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	33
4.1.1 SELECCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN	33
4.1.2 SELECCIÓN DE MATERIALES.....	35
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIVIO DE PRESIÓN.....	42
4.2.1 DISEÑO DEL DISCO DE ASIENTO	42
4.2.2 DISEÑO DEL RESORTE	49
4.3 DISEÑO DE LAS CONEXIONES DE LA VÁLVULA.....	60
4.3.1 SELECCIÓN DE BRIDAS	60
4.4 DISEÑO DEL ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA.....	68
4.4.1 DISEÑO DE LA LEVA.....	68
4.4.2 SIMULACIÓN DEL ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA.....	71
4.5 ANÁLISIS TRANSITORIO DE LA VÁLVULA.....	73
CAPÍTULO 5	78
PLAN DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	78
5.1 PLAN DE CONSTRUCCIÓN	78
5.1.1 GENERALIDADES.....	78
5.2.1 HOJAS DE PROCESOS.....	78
5.2 PLAN DE MONTAJE	79
5.2.1 GENERALIDADES.....	79
5.2.2 HOJA DE MONTAJE	79
5.3 PLAN DE PRUEBAS	80

5.3.1 PRUEBAS.....	80
5.3.2 RESULTADOS.....	80
5.4 CALIBRACIÓN	82
CAPÍTULO 6	83
ANÁLISIS ECONÓMICO	83
6.1 COSTOS DE PRODUCCIÓN	83
6.1.1 DIRECTOS	83
6.1.2 COSTOS INDIRECTOS.....	85
6.1.3 COSTO TOTAL.....	85
6.2 PRECIO DE VÁLVULAS EN EL MERCADO	86
6.3 COMPARACIÓN DE VALORES.....	87
CAPÍTULO 7	88
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	88
7.1 CONCLUSIONES.....	88
7.2 RECOMENDACIONES.....	89
BIBLIOGRAFÍA	90
ANEXOS	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Requerimientos generales	9
Tabla 2.2 Factores de ponderación de los criterios de selección.....	19
Tabla 2.3 Selección de tipo de válvula	20
Tabla 3.1 Áreas efectivas de descarga y designación	28
Tabla 3.2 Valores del coeficiente Y.....	30
Tabla 3.3 Espesores para tuberías a utilizarse	31
Tabla 4.1 Equipos disponibles en la planta de producción de Codequality S.A.	33
Tabla 4.2 Composición química del acero ASTM# A53	36
Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A53	37
Tabla 4.4 Composición química del acero ASTM# A106	37
Tabla 4.5 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A106	37
Tabla 4.6 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A312	38
Tabla 4.7 Factores de ponderación de los criterios de selección.....	38
Tabla 4.8 Selección del material del cuerpo	39
Tabla 4.9 Factores de ponderación de los criterios de selección.....	40
Tabla 4.10 Selección del material del resorte	41
Tabla 4.11 Resultados del diseño del disco.....	45
Tabla 4.12 Alambre de Resortes más comunes, coeficientes para resistencia a la tensión.....	51
Tabla 4.13 Formulas para las características dimensionales de resortes a compresión.....	55
Tabla 4.14 Resultados del diseño del resorte	59
Tabla 4.15 Parámetros de selección de clase de bridas.....	60
Tabla 4.16 Dimensiones de la brida Slip On #150 lb	61
Tabla 4.17 Composición química del acero ASTM# A105	62
Tabla 4.18 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A105	63
Tabla 4.19 Dimensiones de pernos y espárragos; orificios para pernos.....	64
Tabla 4.20 Resultados del diseño de los pernos.....	67
Tabla 4.21 Resultados de diseño de la leva	70
Tabla 5.1 Resultados de las pruebas de funcionamiento.....	81
Tabla 6.1 Costos de materiales válvula de 2 pulgadas	83

Tabla 6.2 Costos de materiales válvula de 4 pulgadas	83
Tabla 6.3 Costo total de materiales.....	84
Tabla 6.4 Costos de mano de obra válvula de 2 pulgadas	84
Tabla 6.5 Costos de mano de obra válvula de 4 pulgadas	84
Tabla 6.6 Costo total de mano de obra	84
Tabla 6.7 Costo total de acabados.....	84
Tabla 6.8 Costo total de uso de taller.....	85
Tabla 6.9 Costo de transporte y almacenamiento.....	85
Tabla 6.10 Costo total	85
Tabla 6.11 Precios de válvulas de alivio seguridad en el mercado.....	86
Tabla 6.12 Comparación de valores	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Funcionamiento válvula de seguridad convencional.....	2
Figura 2.1 Partes principales de una válvula de seguridad.....	7
Figura 2.2 Corrosión en boquilla de acero con superficie maquinada.....	10
Figura 2.3 Disco de ruptura.....	10
Figura 2.4 Accionamiento de la válvula de seguridad de acción directa	12
Figura 2.5 Válvula de seguridad de acción directa.....	13
Figura 2.6 Válvula de seguridad accionada por válvula piloto	14
Figura 2.7 Válvula de seguridad equilibrada con fuelle.....	16
Figura 2.8 Válvula de seguridad equilibrada con pistón.....	17
Figura 3.1 Cuerpo de un recipiente a presión	21
Figura 3.2 Esfuerzos en un recipiente cilíndrico.....	22
Figura 3.3 Cabeza del recipiente a presión.....	24
Figura 3.4 Esfuerzos en un recipiente esférico	25
Figura 3.5 Relación de niveles de presión para válvulas de seguridad - alivio de presión	27
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de la válvula de acción directa	29
Figura 3.7 Dimensiones principales de tubería	30
Figura 4.1 Disco de asiento	42
Figura 4.2: Diagrama de cuerpo libre del disco de asiento	44
Figura 4.3: Diagrama de corte del disco de asiento.....	44
Figura 4.4: Diagrama de momento del disco de asiento.....	44
Figura 4.5: Esquema de contacto entre disco de asiento y boquilla	46
Figura 4.6: Condiciones de frontera y presión en conjunto de contacto.....	47
Figura 4.7: Grafica de isovalores de deformación.....	48
Figura 4.8: Grafica de isovalores de esfuerzo de contacto.	48
Figura 4.9: Resorte	49
Figura 4.10 Notación de los diámetros en resortes helicoidales	51
Figura 4.11 Tipo de extremos para resortes a compresión.....	54
Figura 4.12 Criterios de pandeo de resortes.....	58
Figura 4.13 Brida Slip On #150 lb	61
Figura 4.14 Pernos de conexión	63
Figura 4.15 Dimensiones de pernos y orificios para pernos y espárragos.....	64

Figura 4.16: Leva del accionamiento de emergencia.....	68
Figura 4.17: Esquema de funcionamiento del accionamiento de emergencia ..	71
Figura 4.18: Posición inicial del accionamiento de emergencia	71
Figura 4.19: Posición final del accionamiento de emergencia	72
Figura 4.20: Grafica de dispersión en carga y descarga de presión	74
Figura 4.21: Grafica de dispersión del estado transitorio del resorte	75
Figura 5.1 Manómetro para calibración y prueba hidrostática	82

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A: Manuales de Mantenimiento y Montaje.

Anexo B: Planos.

Anexo C: Hojas de proceso de construcción y montaje.

Anexo D: Fotos.

RESUMEN

La empresa Codequality S.A. empresa de ingeniería, que realiza diseño y construcción de recipientes a presión, ha venido adquiriendo las válvulas de seguridad que protegen a estos recipientes, a proveedores externos, lo que representa un alto costo en la adquisición de estos dispositivos

La empresa plantea diseñar válvulas de seguridad de bajo costo de fabricación con materiales de calidad y que cumplan el código ASME sección VIII, buscando generar un ahorro económico a la empresa.

Las válvulas de seguridad protegen a elementos que trabajan con presión interna como recipientes a presión y tuberías, evacuando el fluido de trabajo hacia el exterior del elemento para de esta manera disminuir la presión y evitar que esta exceda la presión máxima admisible del elemento protegido.

El mecanismo que permite la salida del fluido de trabajo consta de una boquilla, un disco de asiento, un eje guía y un resorte. El fluido de trabajo está en contacto con la boquilla y sale a través de esta cuando el mecanismo se abre, el disco de asiento impide el paso del fluido hacia el exterior manteniendo la presión normal de trabajo del elemento protegido, el resorte empuja al disco de asiento contra la boquilla y es el que soporta la presión de trabajo a manera de una fuerza. Cuando la presión supera la presión de set de la válvula, se vence la resistencia del resorte, comprimiéndolo al mismo tiempo que se separa el disco de asiento de la boquilla permitiendo el paso del fluido de trabajo.

El diseño de las válvulas de seguridad se lo realizó en base al Código ASME sección VIII y a las normas API, considerando al cuerpo como una tubería soldada que soporta presión interna. Los elementos más críticos en la operación de la válvula son el disco de asiento y el resorte por lo que el diseño de estos elementos ha sido desarrollado buscando la mayor confiabilidad.

Los materiales escogidos para las válvulas de seguridad fueron analizados en función de sus propiedades mecánicas, la disponibilidad y precio en el mercado nacional.

El método de fabricación utilizado para las válvulas de seguridad en el de soldadura de tuberías, que se adapta mejor a la capacidad de la planta de producción de la empresa CODEQUALITY S.A. y que permite una mayor versatilidad de diseños dependiendo de las características del recipiente en el que va a ser montada la válvula y de las condiciones de trabajo de la misma.

Aplicando este método de fabricación y utilizando materiales con buenas propiedades mecánicas, se obtuvo un valor de producción de las válvulas menor al 30% del valor en el que la empresa CODEQUALITY S.A. adquiriría válvulas de seguridad de similar tamaño y características, por lo que el proyecto satisface la necesidad principal de la empresa que es disminuir costos de adquisición de válvulas de seguridad.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

Con la revolución industrial y el auge del vapor como medio de generación de energía y movimiento, nace la necesidad de producir y contener dicho fluido para su uso, es así que se crean los recipientes a presión para usarlos como calderas. Los primeros recipientes carecían de dispositivos de alivio de presión, razón por la cual eran los causantes de explosiones y gran cantidad de accidentes laborales. Actualmente, el diseño, manufactura y manipulación de estos recipientes están regulados por el código ASME sección VIII.

Para ayudar a prevenir el riesgo de accidentes se instalan en estos equipos válvulas de seguridad, que permitan por medio de la descarga del fluido contenido, aliviar el exceso de presión. Así, las válvulas de seguridad constituyen un elemento clave de seguridad utilizado ampliamente en la industria y exigido por el código ASME sección VIII UG-125 (a), por lo que es importante entender adecuadamente su funcionamiento y sus limitaciones.

Así una válvula de seguridad-alivio convencional, cumple su función el momento que la presión del fluido vence la resistencia de los resortes que sellan la válvula, por este motivo se enfatiza en las características de operación de dichas válvulas: presión de apertura, presión de cierre y la capacidad de relevo.

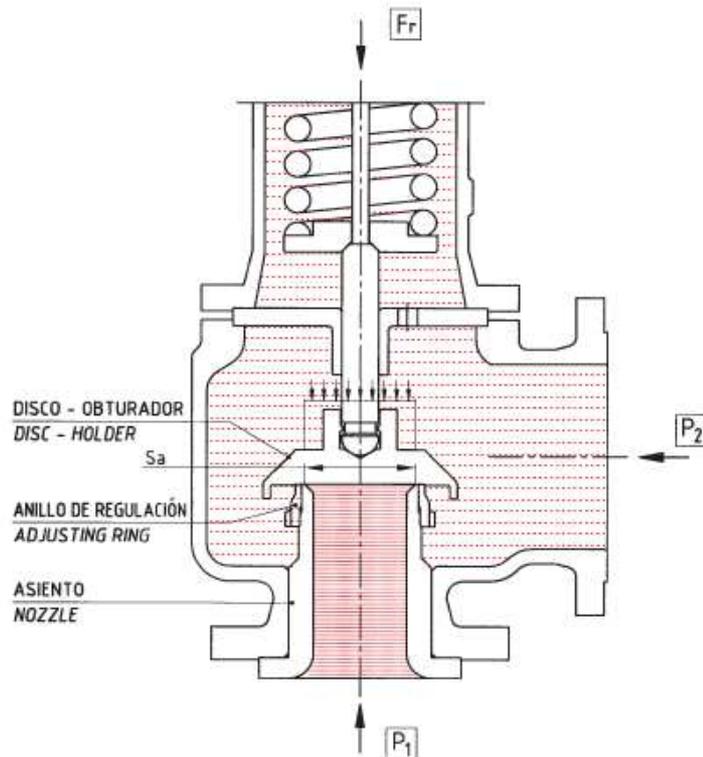


Figura 1.1 Funcionamiento válvula de seguridad convencional

La empresa CODEQUALITY S.A. Empresa ecuatoriana de Ingeniería, que diseña, fabrica, repara, realiza el montaje y mantenimiento de recipientes de presión y calderos industriales.

La empresa CODEQUALITY S.A. tiene como clientes a empresas reconocidas en el país:

- Sein S.A.
- Concucip
- Afh Hidrotecnología
- Oas Ltd.
- Ep. Petrocomercial

Los proveedores de la empresa CODEQUALITY S.A. son:

- Sagma Supply
- Ferretería Española
- Acero Comercial
- Kywi

- Productos industriales y ferreteros
- Dipac
- Ipac
- Ecuacomex
- Provenser inc. s.a.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La empresa CODEQUALITY SA, ha venido realizando la fabricación de recipientes a presión, adquiriendo las válvulas de seguridad de manera externa a la empresa.

El precio de una válvula de seguridad en el mercado se encuentra alrededor de 5000 dólares, ya que los fabricantes son extranjeros y estas válvulas deben ser importadas por los distribuidores existentes en el país.

La empresa CODEQUALITY S.A. plantea la necesidad de fabricar válvulas de seguridad de bajo costo de fabricación con materiales de calidad y que cumplan el código ASME sección VIII, lo que generará un ahorro económico a la empresa ya que al fabricarlas internamente se disminuye el gasto de adquisición de las mismas.

Se debe considerar como principal beneficio el aseguramiento no solo de las válvulas sino de las vidas humanas relacionadas con los procesos de fabricación de plantas industriales.

Otro aspecto que se resolverá con este proyecto es conocer el funcionamiento y parámetros que influyen en el desempeño de los elementos de las válvulas, para realizar una correcta calibración y evitar problemas futuros.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir válvulas de alivio de presión en diámetros de 2" y 4" que cumplan con el código ASME sección VIII, y que proporcionen una base para el departamento de diseño y desarrollo de la empresa Codequality SA

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudiar el correcto funcionamiento de una válvula de seguridad/alivio
- Seleccionar los materiales más adecuados relacionando costo y vida útil de los elementos, sin dejar de lado la corrosión que es un tema de suma importancia para el funcionamiento de las válvulas
- Diseñar los elementos que soportan cargas, con los materiales más adecuados de acuerdo a la función que desempeñaran.
- Realizar pruebas en diferentes condiciones para analizar el rendimiento de las válvulas fabricadas.
- Realizar una calibración que garantice el óptimo funcionamiento de las válvulas

1.4. ALCANCE

El diseño de las válvulas de seguridad/alivio permitirá garantizar el funcionamiento óptimo de los recipientes fabricados en la empresa

El diseño y construcción de las válvulas de seguridad/alivio dará la pauta al departamento de diseño de la empresa CODEQUALITY S.A para el desarrollo de válvulas que trabajen en otro tipo de fluidos y en otras condiciones de trabajo

Adquirir y mejorar habilidades y destrezas en el área de diseño y manufactura, que formen parte de la experiencia personal y profesional.

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1 REQUERIMIENTOS GENERALES

Los requerimientos generales de los cuales partirá el desarrollo del proyecto han sido proporcionados por la empresa CODEQUALITY S.A.

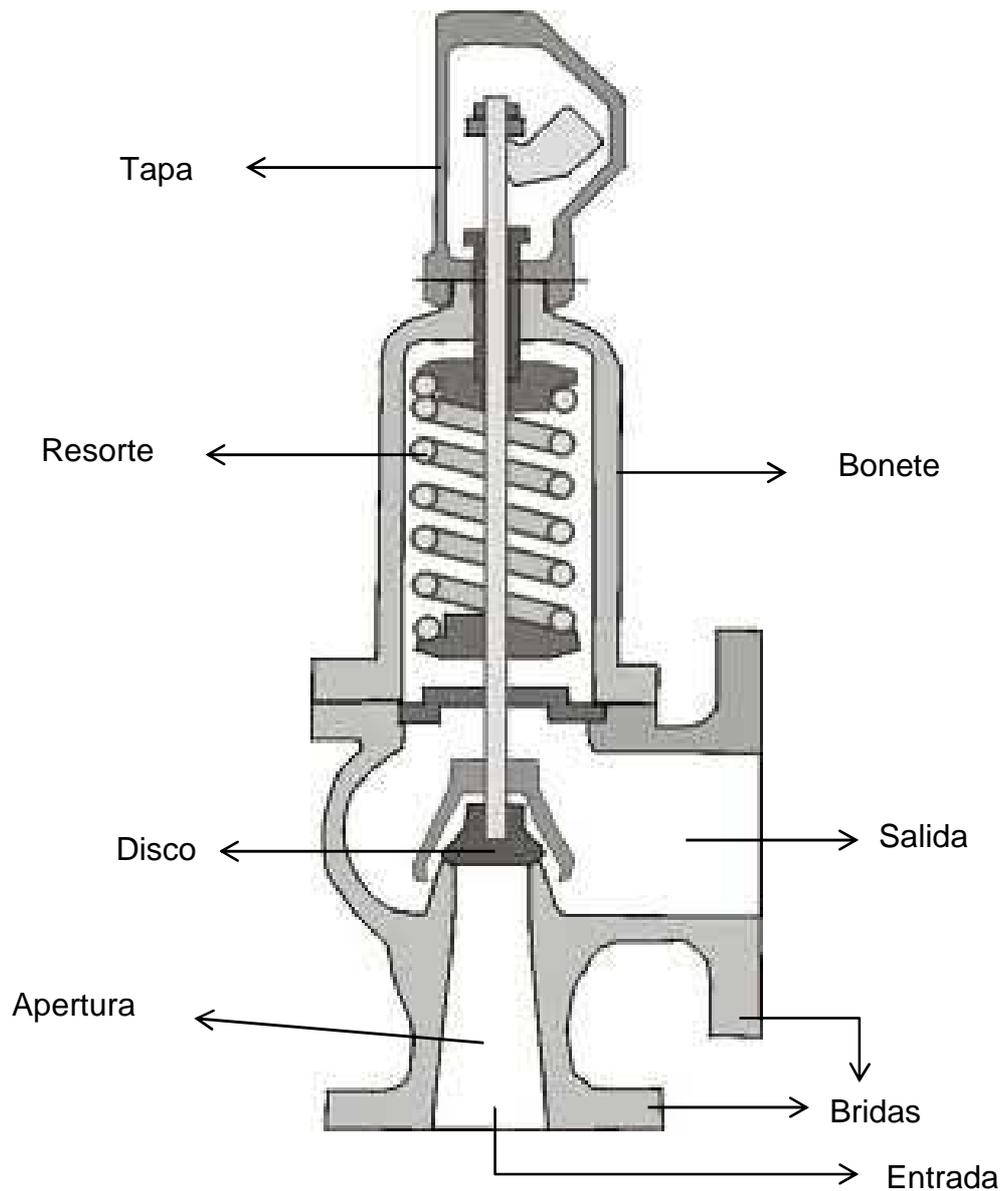


Figura 2.1 Partes principales de una válvula de seguridad

2.1.1 TIPO DE APERTURA

Indica si la apertura es parte del cuerpo de la válvula (Full Nozzle) o si la boquilla esta insertada en el cuerpo de la válvula (Semi Nozzle)

2.1.2 TIPO DE BONETE

Especifica el tipo de bonete más adecuado a las necesidades, ya que el bonete cubre el mecanismo móvil de la válvula. El bonete de la válvula es cerrado a la atmósfera, es decir que su mecanismo no esta expuesto al medio ambiente sino protegido dentro de la carcasa

2.1.3 TAMAÑO

El tamaño se refiere a los diámetros de la entrada y salida de las válvulas

2.1.3.1 Entrada

La entrada de las válvulas se hará de dos y cuatro pulgadas que son los tamaños más utilizados por la empresa Codequality S.A.

2.1.4.3 Salida

La salida de las válvulas debe ser mayor a la entrada. Para la válvula de dos pulgadas la salida debe ser de tres pulgadas, y para la de cuatro pulgadas la salida debe ser de seis pulgadas¹.

2.1.4 TIPO DE UNIÓN

Especifica como se va a acoplar la válvula al recipiente a presión. Se realizará una unión por medio de bridas soldadas al cuerpo de la válvula, que brinda mayor facilidad para adecuarla a diferentes recipientes.

2.1.5 TIPO DE FLUIDO

Se refiere al estado del fluido que va a pasar por la válvula. Las válvulas deberán ser capaces de trabajar con gases de hidrocarburos.

¹ Diámetros de salida seleccionados de acuerdo a la disponibilidad de diámetros comerciales en el mercado. Los diámetros de salida también son sugeridos en el código API 526.

2.1.6 PRESIÓN DE OPERACIÓN

Partiendo de la presión máxima admisible² en un recipiente a presión, la válvula de alivio/seguridad no debe permitir que esta presión se sobrepase, la presión de operación de la válvula³ es la máxima presión admisible en el recipiente en el que se va a instalar.

2.1.7 TEMPERATURA DE OPERACIÓN

Las válvulas operarán a temperatura ambiente con un valor máximo de 95 °F.⁴

2.1.8 CONTRA PRESIÓN

Es la presión que existe a la salida de la válvula de presión como resultado de la presión en el sistema de descarga³. La válvula descarga a un sistema a presión atmosférica.

2.1.9 SOBREPRESIÓN ADMISIBLE

Según la norma ASME las válvulas deben soportar una sobrepresión del 10% de la presión de set, es decir un 110%³.

Tabla 2.1 Requerimientos generales

CARACTERÍSTICA		REQUERIMIENTO	
Tipo de apertura		"FULL NOZZLE"	
Tipo de bonete		Cerrado	
Tamaño: Entrada	Salida	2" y 4"	3" y 6"
Tipo de unión		Brida	
Tipo de fluido		Gas	
Presión de operación		100 PSI	
Temperatura de operación		80° F	
Contra presión		14 PSI	
Sobrepresión admisible		14 PSI	
Factor de sobrepresión		10%	
Factor de compresibilidad		0.84	

² La presión máxima admisible de un recipiente a presión está definida en la norma ASME sección VIII división 1

³ Los parámetros de operación de la válvula se define en el código API 520-1

⁴ Temperatura máxima registrada para la región oriental del Ecuador según el boletín meteorológico de enero del 2012 del INAMHI

2.2 ANALISIS DE CORROSION

La corrosión es una de las causas básicas de las dificultades encontradas en dispositivos de alivio de presión.

La corrosión generalmente aparece en grietas o partes internas rotas, como depósitos de residuos corrosivos que interfieren con el funcionamiento normal de las partes móviles, y aceleran el desgaste normal de los materiales del dispositivo. En la figura 2.2 se ilustra los efectos de la corrosión en algunos dispositivos de alivio de presión

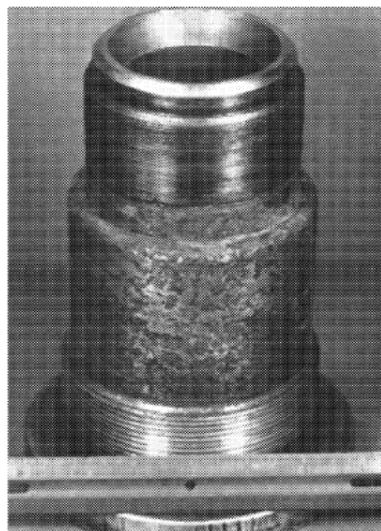


Figura 2.2 Corrosión en boquilla de acero con superficie maquinada

La corrosión se puede disminuir o detener mediante la instalación de un disco de ruptura en la entrada de la válvula (figura 2.3) y la selección de materiales adecuados como aceros inoxidable o tratamientos superficiales que mejoren la resistencia a la corrosión.



Figura 2.3 Disco de ruptura

El diseño y proceso de construcción de las válvulas ayuda a reducir y hasta eliminar por completo la corrosión. La instalación de un sello O-ring en las válvulas de alivio de presión evita el contacto del fluido con las partes móviles de la válvula eliminando la posibilidad de corrosión en las mismas.

2.3 TIPOS DE VALVULAS DE SEGURIDAD PARA RECIPIENTES A PRESIÓN

Según su accionamiento existen tres tipos de válvulas de seguridad. Válvulas convencionales o de acción directa, válvulas accionadas por válvula piloto o de acción indirecta, y válvulas equilibradas.

2.3.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE ACCIÓN DIRECTA

Este tipo de válvula se acciona mediante una carga axial que empuja directamente sobre disco de cierre. Su sistema de accionamiento mecánico trabaja cuando la presión en el disco de cierre alcanza la presión de set de la válvula, es decir que la fuerza producida por la presión en el disco de cierre supera a la fuerza del muelle o resorte que empuja el disco en dirección opuesta que el fluido, cuando la presión dentro del recipiente disminuye el resorte vuelve a cerrar la válvula (presión de re asiento o cierre). Figura 2.4

Es el tipo más sencillo y común en cuanto a su accionamiento. Figura 2.5

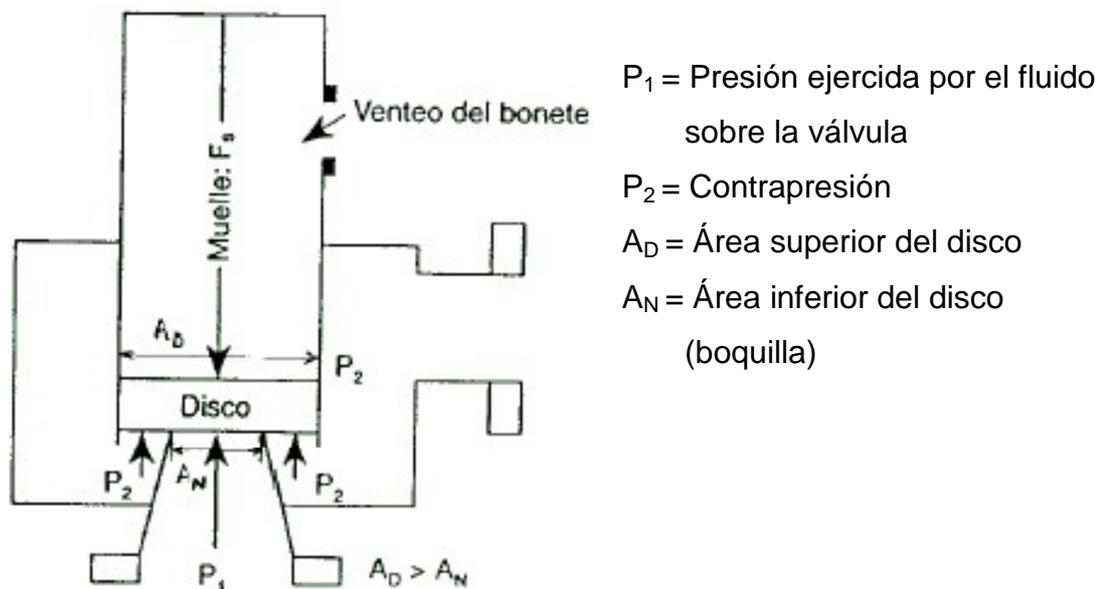
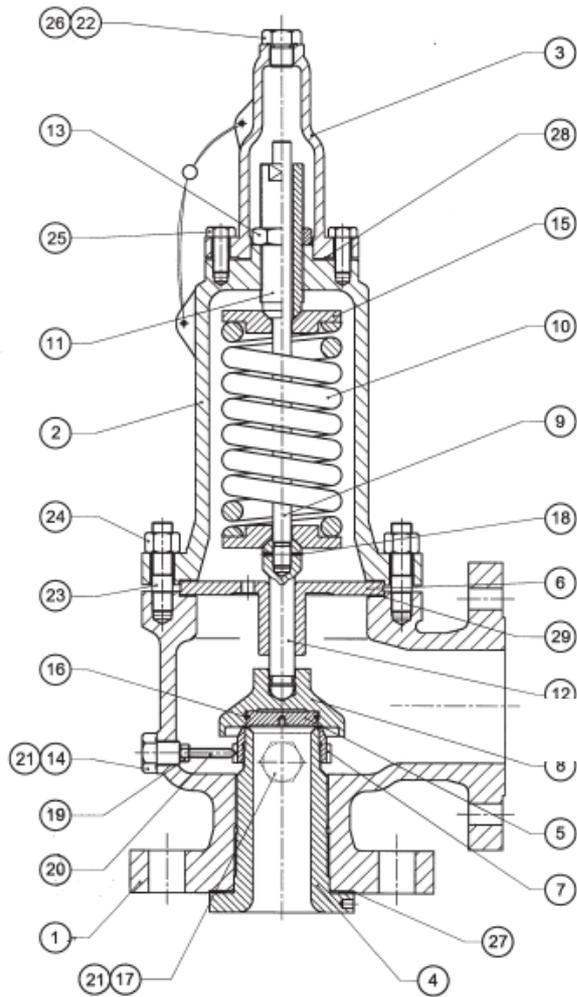


Figura 2.4 Accionamiento de la válvula de seguridad de acción directa



Nº	DENOMINACIÓN	Nº	DENOMINACIÓN
1	Cuerpo	15	Platillo resorte
2	Bonete	16	Anillo elástico
3	Tapa	17	Tapón
4	Boquilla	18	Anillo de retención
5	Disco	19	Tuerca
6	Guía	20	Espiga bloqueo
7	Anillo de regulación	21	Junta
8	Obturador	22	Tapón
9	Vástago o eje	23	Espárragos
10	Resorte	24	Tuerca
11	Espárrago de ajuste	25	Tornillo
12	Punta de eje	26	Junta
13	Contratuerca	27	Junta
14	Tapón	28	Junta

Figura 2.5 Válvula de seguridad de acción directa.

2.3.2 VÁLVULAS DE SEGURIDAD ACCIONADAS POR VÁLVULA PILOTO

Las válvulas de seguridad accionadas por válvula piloto son un diseño que consta de dos válvulas, la piloto que es en la que actúa directamente la presión del fluido, y la de escape que es la que se encarga del alivio de la presión. Figura 2.6

En su mecanismo de accionamiento, la válvula piloto actúa como una válvula de seguridad de acción directa, pero en lugar de dar paso al fluido hacia el escape a la atmósfera, lo conduce hacia la válvula principal donde la presión del fluido actúa sobre el área mayor de esta como mecanismo de cierre. Cuando la presión iguala a la presión de set la válvula piloto cierra el paso del fluido hacia la válvula principal, con esto la fuerza que la cierra desaparece y la fuerza del fluido que actúa directamente sobre el área menor de la válvula principal abriéndola y dejando libre el paso hacia la atmósfera.

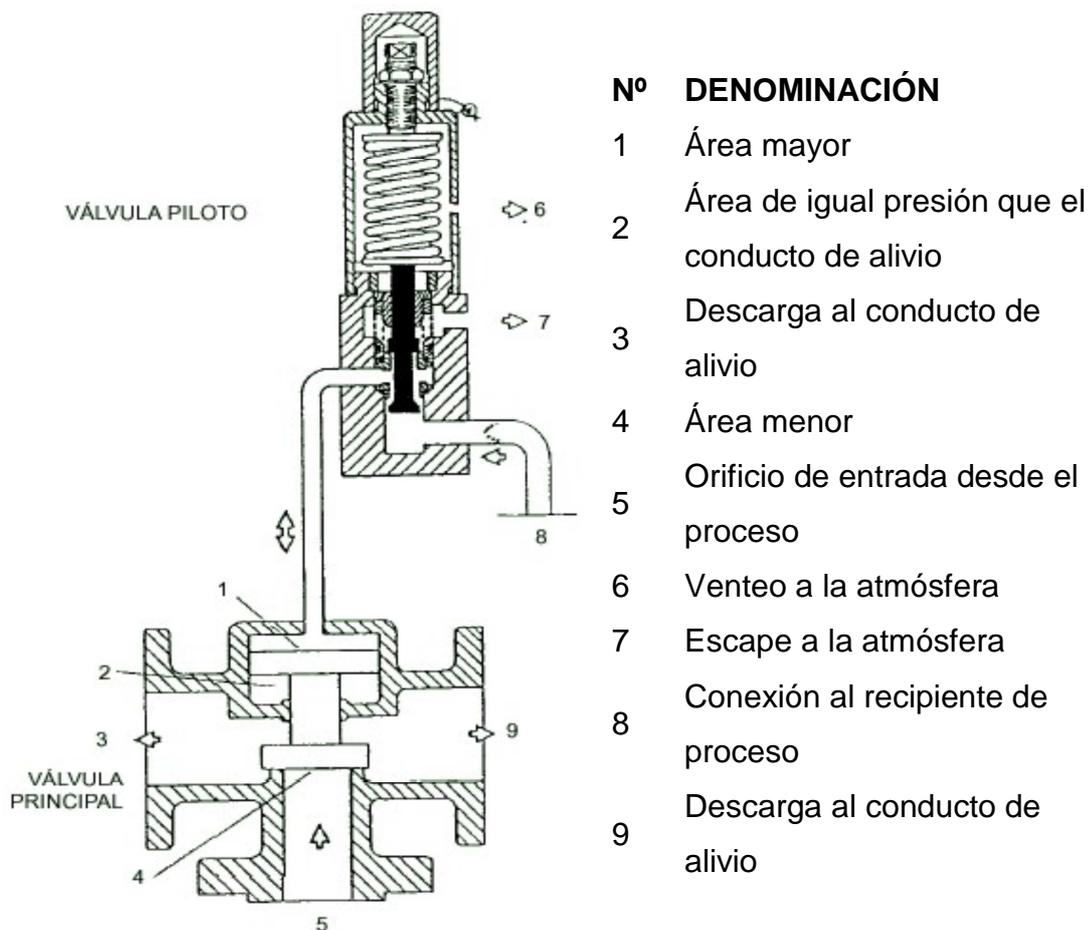


Figura 2.6 Válvula de seguridad accionada por válvula piloto

2.3.2.1 Ventajas de las válvulas pilotadas

- Reducción del margen entre la presión de servicio y la de set.
- Diseñadas para permanecer herméticamente cerradas hasta que se alcanza la presión de set.
- Adecuadas cuando la presión de servicio supera el 90% de la presión de set.
- La vibración o castañeteo (chattering) de la válvula debido a la contrapresión no es posible.
- La presión de la válvula piloto y de re asiento se puede verificar con la válvula en servicio.
- El escape se puede especificar a valores tan bajos como el 2% de la presión de set.

2.3.2.2 Desventajas de las válvulas pilotadas

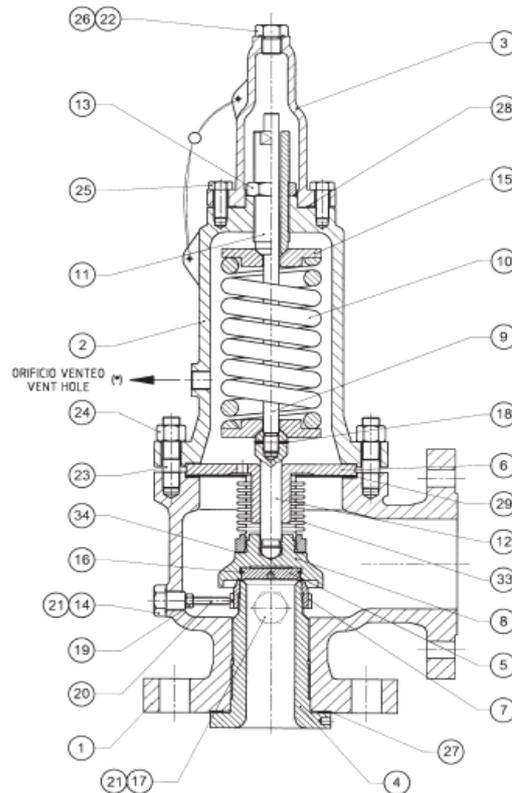
- La válvula piloto sólo funciona satisfactoriamente en un servicio limpio, tal como con agua y vapor de agua. Los conductos estrechos de la válvula piloto están sujetos a obturaciones en servicio sucio o cuando ocurran solidificaciones o precipitaciones en la descarga.
- Tienen límites de temperatura más restrictivos que las válvulas de resorte de acción directa.
- La tecnología es más complicada y se necesita un mejor conocimiento para especificarlas e instalarlas correctamente.
- La selección de los metales de fabricación es más restrictiva.

2.3.3 VÁLVULAS DE SEGURIDAD EQUILIBRADAS

Son válvulas en las que el efecto de la contrapresión en el disco, se equilibra mediante un fuelle o pistón. En estas válvulas la presión atmosférica se ejerce por igual en ambos lados del pistón, con lo que se logra que la presión de apertura dependa únicamente de la fuerza del muelle y no también de la presión atmosférica.

2.3.3.1 Válvulas de seguridad equilibradas de fuelle

Este tipo de válvula tiene un cierre con fuelle que evita que el fluido entre en contacto con el mecanismo de la válvula ubicado en el sombrerete. Figura 2.7 El fuelle tiene un área efectiva igual al área del asiento del disco por lo que el efecto de la contrapresión queda eliminado. El sombrerete debe tener un venteo para evitar un aumento de presión en el mismo y que esto ocasione un cambio en la presión set



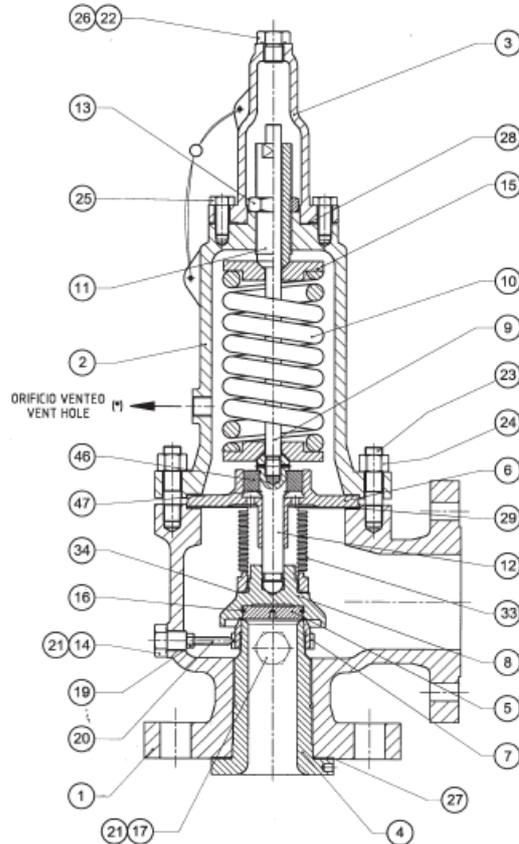
Nº	DENOMINACIÓN	Nº	DENOMINACIÓN
1	Cuerpo	17	Tapón
2	Bonete	18	Anillo de retención
3	Tapa	19	Tuerca
4	Boquilla	20	Espiga bloqueo
5	Disco	21	Junta
6	Guía	22	Tapón
7	Anillo de regulación	23	Espárragos
8	Obturador	24	Tuerca
9	Vástago o eje	25	Tornillo
10	Resorte	26	Junta
11	Espárrago de ajuste	27	Junta
12	Punta de eje	28	Junta
13	Contratuerca	29	Junta
14	Tapón	33	Fuelle
15	Platillo resorte	34	Junta
16	Anillo elástico		

Figura 2.7 Válvula de seguridad equilibrada con fuelle

2.3.3.2 Válvulas de seguridad equilibradas con pistón

El pistón actúa de la misma manera que el fuelle, con un área efectiva igual a la de la base del disco de cierre para eliminar el efecto de la contra presión.

Figura 2.8



Nº	DENOMINACIÓN	Nº	DENOMINACIÓN
1	Cuerpo	18	Anillo de retención
2	Bonete	19	Tuerca
3	Tapa	20	Espiga bloqueo
4	Boquilla	21	Junta
5	Disco	22	Tapón
6	Guía	23	Espárragos
7	Anillo de regulación	24	Tuerca
8	Obturador	25	Tornillo
9	Vástago o eje	26	Junta
10	Resorte	27	Junta
11	Espárrago de ajuste	28	Junta
12	Punta de eje	29	Junta
13	Contratuerca	33	Fuelle
14	Tapón	34	Junta
15	Platillo resorte	46	Pistón
16	Anillo elástico	47	Anillo de fijación
17	Tapón		

Figura 2.8 Válvula de seguridad equilibrada con pistón

2.4 SELECCIÓN DE VÁLVULA

Para la selección del tipo de válvula se utiliza el método de los factores ponderados, priorizando los factores de selección más importantes en el desarrollo de este proyecto, como son los de seguridad y económicos.

Los factores a considerar para la evaluación son los siguientes:

- **COSTO DE CONSTRUCCIÓN:** Se entiende por costos de construcción al valor total que resulta del diseño, fabricación de elementos, y ensamblaje de cada válvula.

Debido a la aplicación para la que va a ser destinada esta válvula, la válvula de acción directa presenta menos elementos constitutivos por lo que su costo es menor que las demás.

- **COMPLEJIDAD DE CONSTRUCCIÓN:** En este criterio se evalúa el grado de dificultad que representan los elementos constitutivos de la máquina para ser elaborados. Este grado influye directamente en el costo de construcción, ya que elementos más complejos requieren mayor tiempo para ser manufacturados y por lo tanto mayor costo de producción. La válvula de acción directa es la más sencilla ya que sus elementos son menos complejos que las otras alternativas
- **MANTENIBILIDAD:** Se refiere al grado de complejidad para realizar limpieza, cambio de piezas, lubricación. La válvula de acción directa por ser más simple, su mantenimiento también lo es.
- **MÚLTIPLES APLICACIONES:** Se entiende por múltiples aplicaciones a la flexibilidad de la válvula para adaptarse a diferentes recipientes de acuerdo a la necesidad.

Las válvulas de acción directa ofrecen mayor versatilidad por su sencillez y alta eficacia.

- **TAMAÑO:** Son las dimensiones y geometría que posee cada tipo de válvula. Las válvulas de acción directa y equilibrada son similares y de

menor tamaño que la pilotada, ya que esta necesita de elementos adicionales para su funcionamiento.

- **CONFIABILIDAD:** Es la capacidad de la válvula de liberar el exceso de presión en el recipiente bajo las condiciones establecidas en el diseño, y en el momento en el cuál se lo requiera

Las válvulas de alivio seguridad tienen un alto grado de confiabilidad el cual es independiente del tipo, y depende directamente de su aplicación

- **DISPONIBILIDAD DE MATERIALES:** Es la facilidad con la cual se puede adquirir los materiales en el mercado nacional, con una relación costo - calidad ideal.

La válvula pilotada presenta mayores requerimientos de corrosión y temperatura, por lo que requiere materiales con mejores propiedades lo que complica su disponibilidad en el mercado.

La válvula de acción directa es la mejor opción ya que con un bajo costo de producción y una buena mantenibilidad, brinda confiabilidad de funcionamiento con un mecanismo más simple.

Tabla 2.2 Factores de ponderación de los criterios de selección

Ord	Criterio de selección	1	2	3	4	5	6	7	8	P	W.F.
1	Costo de construcción	-	1	1	1	1	-	0.5	2	6.5	0.19
2	Complejidad de construcción	-	-	0.5	-	1	-	0.5	2	4	0.11
3	Mantenibilidad	-	0.5	-	1	1	0.5	1	2	6	0.17
4	Múltiples aplicaciones	-	1	-	-	0.5	0.5	1	2	5	0.14
5	Tamaño	-	-	-	0.5	-	-	-	2	2.5	0.07
6	Confiabilidad	1	1	0.5	0.5	1	-	1	2	7	0.20
7	Disponibilidad de materiales	0.5	0.5	-	-	1	-	-	2	4	0.11
										35	1

P: Puntaje de criterio

W.F. Factor de ponderación

Tabla 2.3 Selección de tipo de válvula

Ord	Criterio de selección	W.F.	Válvula de acción directa		Válvula pilotada		Válvula equilibrada	
			R.F.	Pa.	R.F.	Pb	R.F.	Pc
1	Confiabilidad	0.20	8	1.60	10	2.00	10	2.00
2	Costo de construcción	0.19	10	1.90	7	1.33	5	0.95
3	Mantenibilidad	0.17	10	1.70	5	0.85	8	1.36
4	Múltiples aplicaciones	0.14	10	1.40	8	1.12	8	1.12
5	Complejidad de construcción	0.11	8	0.88	4	0.44	7	0.77
6	Disponibilidad de materiales	0.11	10	1.10	10	1.10	10	1.10
7	Tamaño	0.07	10	0.7	3	0.21	6	0.42
		Suma		9.28		7.05		7.72

W.F. Factor de ponderación

R.F. Factor de evaluación

Pa. Puntuación de la alternativa

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO

3.1 CÁLCULO DE PRESIONES

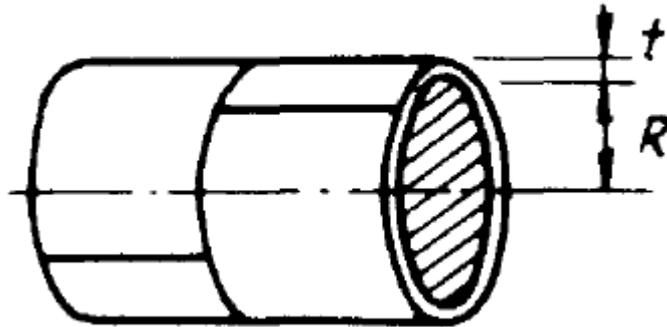


Figura 3.1 Cuerpo de un recipiente a presión

3.1.1 PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO ADMISIBLE

Es la máxima presión interna a la cual el elemento más débil del recipiente está cargado en su punto máximo permisible.

Para el cálculo se supone que el recipiente esta:

- En estado de desgaste por corrosión
- Bajo efectos de una temperatura determinada
- Posición normal de operación
- Efecto de otras cargas (viento, presión hidrostática, condiciones ambientales) que se agreguen a la presión interna del recipiente

Para poder calcular la presión de trabajo máxima admisible (MAWP) es necesario definir los siguientes parámetros de operación que son suministrados por el cliente

- P_o → Presión de operación
- T_o → Temperatura de operación

- CA → Corrosión admisible⁵

Po := 100 psi

To := 120 F

CA := 0.039 in

3.1.1.1 Presión de trabajo máxima admisible en el cuerpo del recipiente

Para el cálculo en el cuerpo es necesario definir los siguientes parámetros geométricos

- Orientación del recipiente
- Forma del recipiente
- R → Radio interno del cuerpo

Recipiente Vertical

Forma Cilindrica

$R_i := 18$ in

También se necesita definir estas propiedades de fabricación

- E → Eficiencia de la junta de soldadura⁶
- S → Esfuerzo máximo permisible⁷

$S := 16600$ psi

E := 0.85

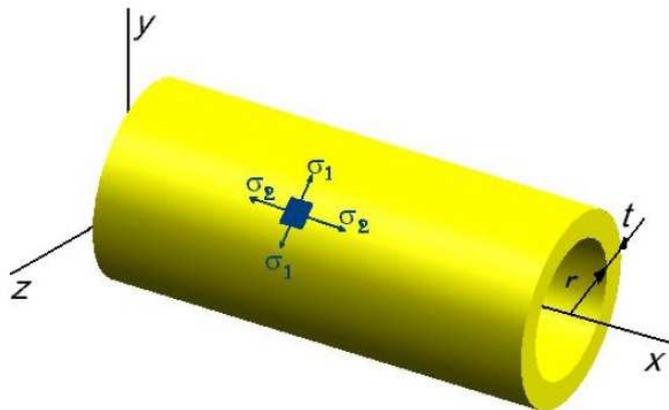


Figura 3.2 Esfuerzos en un recipiente cilíndrico

El espesor t para el cuerpo del recipiente está definido por la ecuación del esfuerzo circunferencial:

⁵ Código ASME sección VIII división 1 UG-25

⁶ Código ASME sección VIII división 1 tabla UW-12

⁷ Código ASME sección VIII división 1 UCS-6 (b)

$$\sigma_l := \frac{P \cdot r}{t}$$

$$\sigma_l := S$$

$$S := \frac{P \cdot r}{t}$$

$$t := \frac{P \cdot r}{S}$$

En el diseño mecánico aplicamos un coeficiente de seguridad por junta soldada (E), y un factor de diseño de donde tenemos la ecuación 3.1 para en espesor del cuerpo del recipiente.

$$t := \frac{P_d \cdot R}{S \cdot E - 0.6 P_d} \quad (3.1)$$

$$t = 0.167 \text{ in}$$

Donde:

- $P_d \rightarrow$ Presión de Diseño⁸

$$P_d = 130 \text{ psi}$$

Al espesor resultante se le suma la corrosión admisible

$$t_s := t + CA = 0.206 \text{ in}$$

A este espesor se le aumenta hasta llegar al espesor comercial⁹ más cercano

$$t_c := \frac{1}{4} \text{ in}$$

Para calcular MAWPs se utiliza la ecuación 3.2:

$$\text{MAWPs} := \frac{S \cdot E \cdot (t_c - CA)}{R + 0.6 \cdot (t_c - CA)} \quad (3.2)$$

$$\text{MAWPs} = 164.245 \text{ psi}$$

⁸ Código ASME sección VIII división 1 UG-21

⁹ Eugene F. Megyesy; Pressure Vessel Handbook; Pág. 431, Catalogo Acero Comercial

3.1.1.2 Presión de trabajo máxima admisible en la cabeza del recipiente

Para el cálculo en la cabeza se requiere definir los siguientes parámetros geométricos

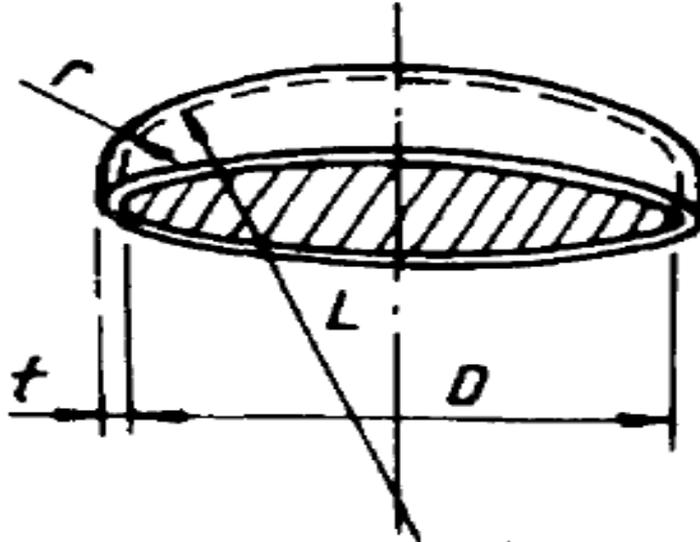


Figura 3.3 Cabeza del recipiente a presión

Forma de la cabeza

- D → Diámetro interno
- L → Radio interno de la corona¹⁰
- r → Radio interno de curvatura¹¹
- M → Factor de proporcionalidad para cabeza torisférica¹²

Cabeza ASME Torisférica $r := 7 \text{ in}$ $L := 65 \text{ in}$
 $D := 2 \cdot R = 36 \text{ in}$ $M = 1.512$

También se debe definir las propiedades para la fabricación

- E → Eficiencia de la junta
- S → Esfuerzo máximo permisible

$S := 16600 \text{ psi}$ $E := 0.85$

Debido a la forma de la cabeza especificada es necesario calcular la relación L/r y compararlo con el máximo radio permitido por UG-32(j)

¹⁰ Datos del Cliente

¹¹ Ídem 6

¹² Código ASME sección VIII división 1 Tabla 1-4.2

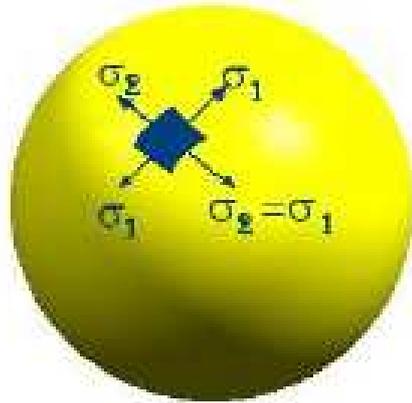


Figura 3.4 Esfuerzos en un recipiente esférico

El espesor t_h para la cabeza del recipiente está definido por la ecuación del esfuerzo longitudinal, para una cabeza ASME el radio de la cabeza se multiplica por el factor de proporcionalidad (M), para aproximar al radio de la esfera.

$$\sigma_2 := \frac{Pd \cdot r}{2t}$$

$$\sigma_2 := S$$

$$S := \frac{Pd \cdot r}{2t} \quad r := L \cdot M$$

$$t_1 := \frac{Pd \cdot r}{2 \cdot S}$$

En el diseño mecánico aplicamos un coeficiente de seguridad por junta soldada (E), y un factor de diseño de donde tenemos la ecuación 3.3 para el espesor de la cabeza del recipiente.

$$t_1 := \frac{Pd \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 Pd} \quad (3.3)$$

$$t_1 = 0.453 \text{ in}$$

Al espesor resultante se le suma la corrosión admisible

$$t_h := t_1 + CA = 0.492 \text{ in}$$

A este espesor se le aumenta hasta llegar al espesor comercial¹³ más cercano

$$t_{ch} := \frac{1}{2} \text{ in}$$

Para calcular MAWPh se utiliza la ecuación 3.4:

$$MAWPh := \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot (t_{ch} - CA)}{(L + CA) \cdot M + 0.2 \cdot (t_{ch} - CA)} \quad (3.4)$$

$$MAWPh = 132.184 \text{ psi}$$

3.1.1.2 Presiones y características de una válvula de seguridad

3.1.1.2.1 Presión de set

Es la presión manométrica predeterminada a la que empieza a funcionar la válvula de seguridad (ver figura 3.5)

¹³ Eugene F. Megyesy; Pressure Vessel Handbook; Pág. 431, Catalogo Acero Comercial

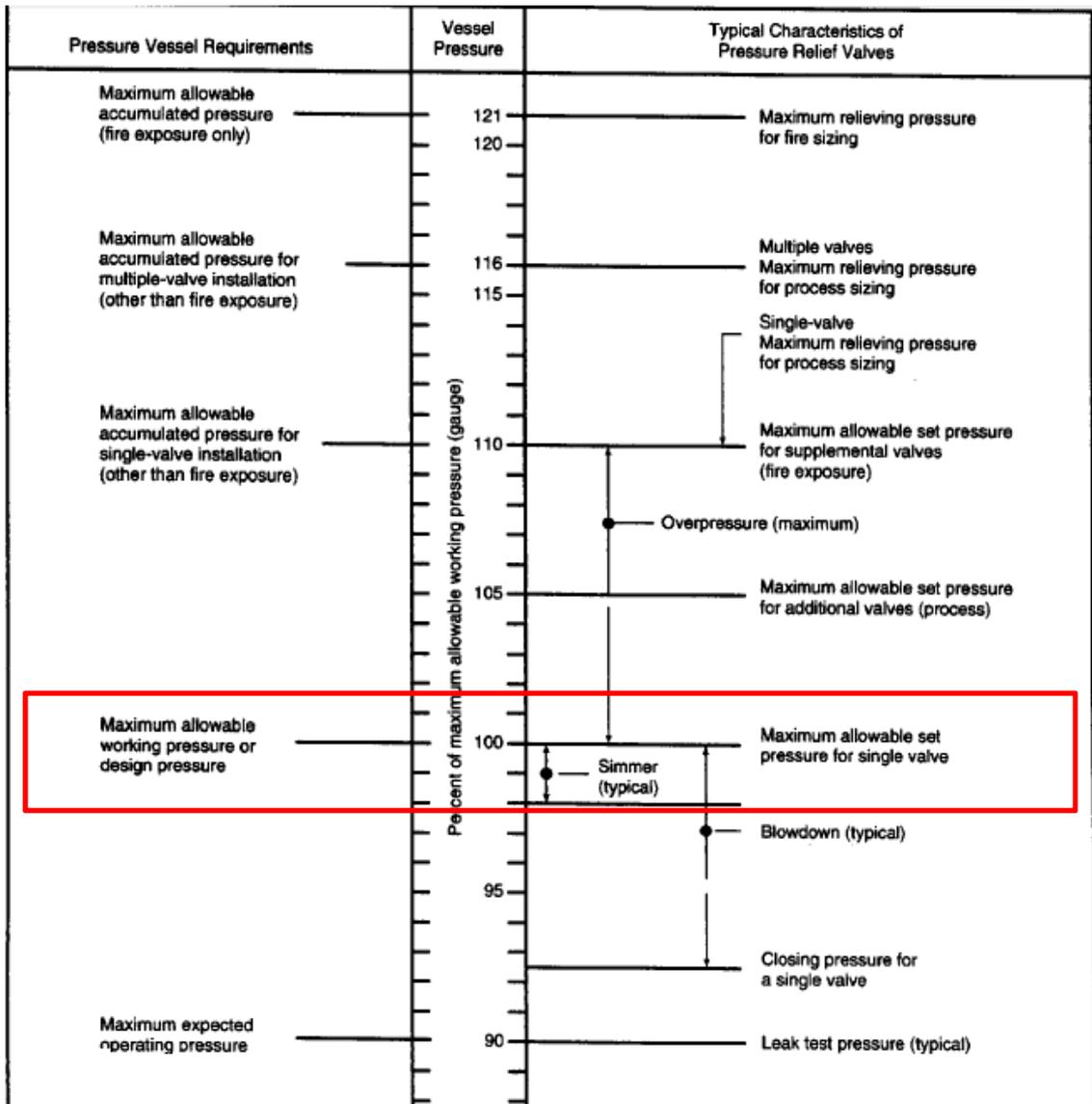


Figura 3.5 Relación de niveles de presión para válvulas de seguridad - alivio de presión

Por definición la válvula de seguridad no debe permitir que la MAWP del sistema sea sobrepasada, por lo tanto se toma como MAWP al menor valor obtenido entre el cuerpo y la cabeza del recipiente, ecuaciones 3.2 y 3.4

$$MAWPs = 164.245 \text{ psi}$$

$$MAWPh = 132.184 \text{ psi}$$

$$P_{set} = 132.184 \text{ psi}$$

3.1.1.2.2 Sobrepresión

Es el incremento de presión sobre la presión de set durante el ascenso de la válvula, se estima en un máximo del 10% de la presión de set (ver figura 3.5)

$$Op := Pset \cdot 0.1 = 13.218 \text{ psi}$$

3.1.1.2.3 Contrapresión

Es la presión que existe a la salida de la válvula de presión como resultado de la presión en el sistema de descarga. La válvula descarga a un sistema a presión atmosférica.

$$Bp := Patm = 14.7 \text{ psi}$$

3.1.1.2.4 Presión de re asiento

Es la presión a la cual el disco de la válvula restablece contacto con el asiento de la válvula

$$Cp := Pset \cdot 0.92 = 121.609 \text{ psi}$$

3.1.1.2.5 Área efectiva de descarga

Es el área nominal o calculada con un coeficiente de descarga efectivo para calcular la capacidad mínima de alivio de la válvula.

Tabla 3.1 Áreas efectivas de descarga y designación

DENOMINACIÓN DEL ORIFICIO	ÁREA EFECTIVA (IN ²)
D	0.110
E	0.119
F	0.307
G	0.503
H	0.785
J	1.287
K	1.838
L	2.853
M	3.000
N	4.340
P	6.380
Q	11.050
R	16.000
T	26.000

Rojo → Válvula de 2 pulgadas

Azul → Válvula de 4 pulgadas

Fuente: API 526 Flanged Steel Safety-Relief Valves

3.2 CÁLCULO DE RESISTENCIAS

3.2.1 RESISTENCIA DEL RESORTE

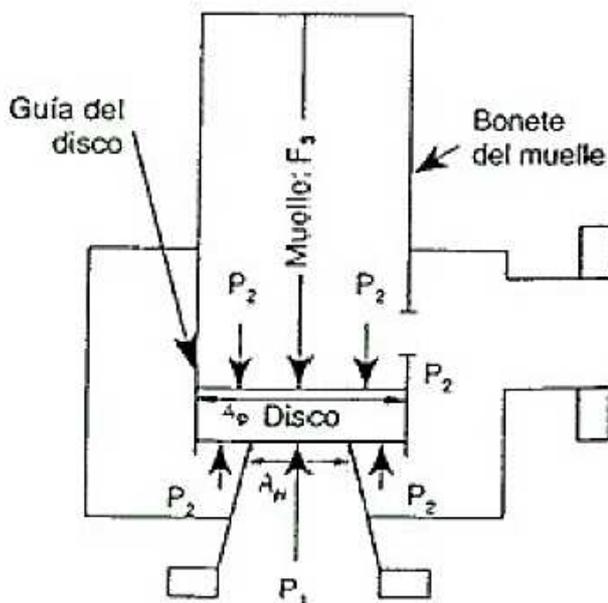
Para poder calcular la resistencia del resorte es necesario tomar ciertos parámetros de operación antes calculados

- Pset → Presión set de la válvula
- Bp → Contrapresión

$$P_{set} := 132.184 \text{ psi}$$

$$B_p := 14.7 \text{ psi}$$

También es necesario definir el área efectiva de descarga (ver figura 3.6)



- Fs = Fuerza del resorte
- P₁ = Presión interna del recipiente (Pset)
- P₂ = Contrapresión en el lado de descarga (Bp)
- A_N = Área de la boquilla (Ades)
- A_D = Área del disco

$$P_1 A_N = F_S + P_2 A_N$$

Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de la válvula de acción directa

$$F_S := (P_{set} \cdot A_{des}) - (B_p \cdot A_{des})$$

$$F_S = 59.094 \text{ lbf}$$

3.2.2 RESISTENCIA DEL CUERPO

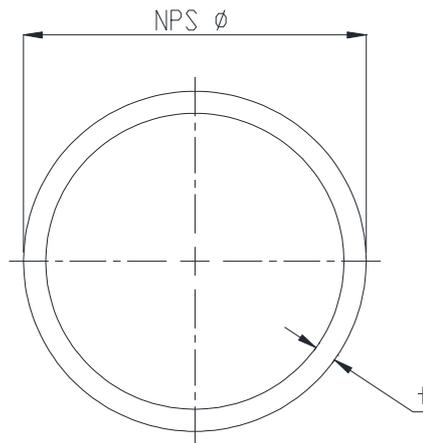


Figura 3.7 Dimensiones principales de tubería

3.2.2.1 Espesor mínimo requerido

Para el cálculo del espesor es necesario definir las siguientes propiedades

- E → Eficiencia de la junta
- St → Esfuerzo máximo permisible

$$St := 20000 \text{ psi}$$

$$E := 0.7$$

También es necesario definir los siguientes parámetros geométricos

- D → Diámetro externo de la tubería¹⁴
- Y → Coeficiente Geométrico¹⁵

$$D := 2.375 \text{ in}$$

Tabla 3.2 Valores del coeficiente Y

Materiales	Temperatura, C (F)					
	≤ 482 (900 & Menor)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (1150 & up)
Aceros Ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros Austeníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

¹⁴ Eugene F. Megyesy; Pressure Vessel Handbook; Pág. 322

¹⁵ Código ASME B31.3 Parte 2-304

Tabla 3.2 Valores del coeficiente Y (Continuación)

Otros metales dúctiles	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Hierro Fundido	0

Fuente: ASME B31.3 Process Piping

Para calcular el espesor mínimo requerido se utiliza la ecuación 3.5

$$t := \frac{P_{set} \cdot D}{2 \cdot (S_t \cdot E + P_{set} \cdot Y)} + c_a \quad (3.5)$$

$$t = 0.074 \text{ in}$$

Al espesor mínimo requerido calculado se le suma el 12.5% por tolerancia de manufactura.¹⁶

$$t_{nom} := t \cdot 1.125 = 0.083 \text{ in}$$

Obtenido éste espesor se busca una tubería comercial con un espesor igual o mayor a este.

$$SCH := 40$$

A continuación se muestra los resultados para los diferentes diámetros a utilizarse.

Tabla 3.3 Espesores para tuberías a utilizarse

NPS	Diámetro externo (D) (in)	Espesor mínimo (t _{min}) (in)	Espesor nominal (t _{nom}) (in)	Cédula (SCH)
2	2.375	0.074	0.083	40
3	3.500	0.079	0.089	40
4	4.500	0.084	0.094	40
6	6.625	0.094	0.105	40

¹⁶ Eugene F. Megyesy; Pressure Vessel Handbook; Pág. 209 Nota 1

ABREVIATURAS

- MAWP → Máxima presión admisible de trabajo
- P_o → Presión de operación
- T_o → Temperatura de operación
- CA → Corrosión admisible
- R → Radio interno del cuerpo
- E → Eficiencia de la junta de soldadura
- S → Esfuerzo máximo permisible
- P_d → Presión de Diseño
- D → Diámetro interno
- L → Radio interno de la corona
- r → Radio interno de curvatura
- M → Factor de proporcionalidad para cabeza toriesférica
- E → Eficiencia de la junta
- S → Esfuerzo máximo permisible
- P_{set} → Presión set de la válvula
- B_p → Contrapresión
- E → Eficiencia de la junta
- S_t → Esfuerzo máximo permisible
- D → Diámetro externo de la tubería
- Y → Coeficiente Geométrico

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL EQUIPO

4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

4.1.1 SELECCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Entre los procesos de manufactura más aplicables tenemos a la fundición y a la soldadura, cada uno de estos métodos presenta diferentes ventajas que serán analizadas en función de la capacidad de la planta de Codequality S.A. y de la producción que se pretende realizar.

4.1.1.1 Capacidad de la planta de producción de Codequality S.A.

La empresa Codequality S.A. tiene en su planta de producción cuatro áreas principales. El área de soldadura y montaje, el área de corte y taladrado, el área de maquinado y el área de pintura y “sand blasting”.

Dentro de estas áreas la planta cuenta con los siguientes equipos

Tabla 4.1 Equipos disponibles en la planta de producción de Codequality S.A.

Equipos	Cantidad
Amoladoras	14
Compresores	3
Cortadoras de tubo	2
Esmeril	1
Prensa hidráulica	2
Soldadoras	4
Taladros de banco	5
Taladros	4
Cabina de sand-blasting	1
Equipo de oxicorte	1
Equipo de pintura	1

Fuente: Codequality S.A.

4.1.1.2 Alternativas de procesos de producción

La producción de las válvulas en la empresa estará sujeta a la cantidad de los recipientes a presión que se fabriquen, y las dimensiones y capacidades en función de las condiciones de operación y diseño de los mismos, de manera que un proceso productivo en serie no es muy adecuado por la variabilidad de diseño que puede presentar un recipiente con otro.

4.1.1.2.1 Producción por fundición

La fundición es un proceso de fabricación de piezas metálicas o plásticas, que consiste en fundir o derretir el material mediante calor, para posteriormente introducirlo en un molde donde se solidifica obteniendo su forma final.

Para este proceso es necesario un horno de gran capacidad, el diseño del molde con sus respectivas alimentaciones y tolerancias.

Este proceso es ideal para grandes producciones en serie ya que un mismo molde puede utilizarse para varios productos minimizando costos de producción, pero está limitado a un solo diseño de válvula por molde.

4.1.1.2.2 Producción por tubería soldada

El proceso de soldadura es un proceso tecnológico por medio del cual se unen dos o más materiales de tal manera que forman una sola entidad. Los materiales generalmente son metálicos y pueden ser planchas, tubos, perfiles, etc.

La unión de dos metales se puede lograr por la fusión localizada de los mismos o por la aplicación de una fuerza lo suficientemente grande para lograr que los bordes se puedan unir interatómicamente.

Un factor muy importante en cualquier proceso de fabricación es que los productos que se obtienen cumplan ciertos niveles de aceptación. Para lo cual el soldador debe estar calificado de acuerdo a la norma correspondiente.

4.1.1.3 Selección del proceso de producción

La construcción por fundición excede las capacidades de la planta de producción de la empresa Codequality S.A. ya que no se dispone de los equipos necesarios para efectuar una fundición. Además la versatilidad en el diseño de las válvulas se ve limitada ya que este método es económicamente rentable para grandes lotes de producción en serie.

La construcción por soldadura es la más adecuada para este proyecto ya que la planta de producción de la empresa Codequality S.A. cuenta con la infraestructura necesaria para efectuar soldadura, corte, montaje e inspección de soldadura.

Este proceso brinda la facilidad de producir un amplio rango de válvulas de capacidades diferentes, con un mismo método. Considerando un diseño de cuerpo único en el que se pueden colocar boquillas diferentes de acuerdo al área efectiva de descarga necesaria y de igual forma se puede colocar diferentes resortes dependiendo de las condiciones de operación que las válvulas deban manejar.

4.1.2 SELECCIÓN DE MATERIALES

4.1.2.1 Selección del material del cuerpo

El costo de construcción de las válvulas es uno de los factores más importantes en el desarrollo del proyecto, por esta razón el costo y disponibilidad de los materiales en el mercado ecuatoriano son factores principales, sin dejar de lado a las propiedades mecánicas que deben cumplir los materiales para garantizar una seguridad en el funcionamiento de las válvulas.

El cuerpo de la válvula debe soportar la presión del recipiente, por lo que la resistencia al esfuerzo a tracción es una característica muy importante en el material.

La resistencia a la corrosión es importante, pero existen métodos que mejoran las propiedades de los materiales vulnerables a este factor, como son los tratamientos y recubrimientos superficiales.

4.1.2.1.1 Alternativas de materiales para el cuerpo

- **Tubería sin costura ASTM# A53**

Tubería de acero soldada y sin costura, negra y de inmersión en caliente, con recubrimiento de zinc

La tubería A53 está destinada a aplicaciones mecánicas y de presión y también es aceptable para usos ordinarios en la conducción de vapor, agua, gas, y las líneas de aire. Este tipo de tubería es apta para ser soldada, así como para operaciones de formado tales como enrollado, plegado, y abridamiento.

La composición química y las propiedades mecánicas del acero ASTM# A53 se encuentran en las tablas 4.2 y 4.3 respectivamente

Tabla 4.2 Composición química del acero ASTM# A53

Composición, %	Tipo S Sin costura		Tipo E Soldadura con resistencia eléctrica (ERW)		Tipo F Soldada a tope en alto horno
	Grado A	Grado B	Grado A	Grado B	Grado A
Carbono, máx.	0.25	0.30	0.25	0.30	0.30
Manganeso	0.95	1.20	0.95	1.20	1.20
Fosforo, máx.	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Azufre, máx.	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Cobre, máx.	0.40	0.40	0.50	0.50	0.40
Níquel, máx.	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
Cromo, máx.	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
Molibdeno, máx.	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Vanadio, máx.	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A53

	Grado A	Grado B
Resistencia a la tracción, min	48000 psi [330 MPa]	60000 psi [415 MPa]
Fluencia, min	30000 psi [205 MPa]	35000 psi [240 MPa]

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

- **Tubería sin costura ASTM# A106**

Tubería de acero al carbono sin soldadura para alta temperatura de servicio. La Tubería A-106 es apta para el plegado, abridamiento, operaciones de formado similares, y para ser soldada.

Tabla 4.4 Composición química del acero ASTM# A106

Composición, %	Grado A	Grado B	Grado C
Carbono, máx.	0.250	0.300	0.350
Manganeso	0.27-0.93	0.29-1.06	0.29-1.06
Fosforo, máx.	0.035	0.035	0.035
Azufre, máx.	0.035	0.035	0.035
Silicio, máx.	0.100	0.100	0.100
Cobre, máx.	0.400	0.400	0.400
Níquel, máx.	0.400	0.400	0.400
Cromo, máx.	0.400	0.400	0.400
Molibdeno, máx.	0.150	0.150	0.150
Vanadio, máx.	0.080	0.080	0.080

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

Tabla 4.5 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A106

	Grado A	Grado B	Grado C
Resistencia a la tracción, min	48000 psi [330 MPa]	60000 psi [415 MPa]	70000 psi [485 MPa]
Fluencia, min	30000 psi [205 MPa]	35000 psi [240 MPa]	40000 psi [275 MPa]

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

- **Tubería sin costura ASTM# A312**

Tubería soldada de acero inoxidable austenítico. La Tubería A-312 está destinada para aplicaciones sometidas a alta temperatura y agentes corrosivos en general.

Tabla 4.6 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A312

Resistencia a la tracción, min	75000 psi [515 MPa]
Fluencia, min	30000 psi [205 MPa]

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

Tabla 4.7 Factores de ponderación de los criterios de selección

Ord	Criterio de selección	1	2	3	4	5	6	7	P	W.F.
1	Costo	-	-	1	1	0.5	1	1	4.5	0.21
2	Disponibilidad en el mercado	1	-	1	1	0.5	1	1	5.5	0.26
3	Maquinabilidad	-	-	-	-	-	0.5	1	1.5	0.07
4	Soldabilidad	-	-	1	-	-	0.5	1	2.5	0.12
5	Resistencia al esfuerzo	0.5	0.5	1	1	-	1	1	5	0.24
6	Resistencia a la corrosión	-	-	0.5	0.5	-	-	1	2	0.10
									21	1

P: Puntaje de criterio

W.F. Factor de ponderación

Tabla 4.8 Selección del material del cuerpo

Ord	Criterio de selección	W.F.	Acero ASTM# A53B		Acero ASTM# A106B		Acero ASTM# A312	
			R.F.	Pa.	R.F.	Pb	R.F.	Pc
1	Disponibilidad en el mercado	0.26	8	2.08	10	2.60	6	1.56
2	Resistencia al esfuerzo	0.24	10	2.40	10	2.40	10	2.40
3	Costo	0.21	6	1.26	8	1.68	5	1.05
4	Soldabilidad	0.12	10	1.20	10	1.20	5	0.60
5	Resistencia a la corrosión	0.10	4	0.40	7	0.70	10	1.00
6	Maquinabilidad	0.07	8	0.56	8	0.56	5	0.35
Sum				7.90		9.14		6.96

W.F. Factor de ponderación

R.F. Factor de evaluación

Pa. Puntuación de la alternativa

El material seleccionado para el cuerpo es el ASTM# A106 grado B que combina buenas propiedades mecánicas con un costo menor en el mercado nacional, de esta manera aseguramos seguridad en el funcionamiento con un bajo costo de producción.

El cuerpo de la válvula en condiciones normales de funcionamiento no está expuesto al fluido contenido en el recipiente a presión, sino a las condiciones ambientales del lugar en el que la válvula se encuentre instalada. Por esta razón la válvula debe pintarse.

4.1.2.2 Selección del material del resorte

El resorte de la válvula es una pieza fundamental para el funcionamiento de la misma, y de este depende la confiabilidad y fiabilidad de la válvula. Por esta razón se debe seleccionar un material que garantice mantener las propiedades mecánicas, sobre todo de elasticidad bajo las condiciones de operación de la válvula

4.1.2.2.1 Alternativas de materiales para el resorte

- **Alambre de acero ASTM# A227**

Alambre de acero estirado en frío. Es un acero para uso general de menor costo en el mercado. Es aplicable para cargas estáticas, no es recomendable para fatiga o impacto. Rango de temperatura de 58°F a 250°F

- **Alambre de acero ASTM# A228**

Alambre de piano, es un material de muy alta tenacidad, es utilizado en resortes de espiras pequeñas. Tiene gran resistencia a la tensión y la fatiga. Rango de temperaturas 50°F a 250°F

- **Alambre de acero ASTM# A229**

Alambre de acero templado y revenido en aceite. Acero para resorte de uso general. Es aplicable para cargas estáticas, no es recomendable para fatiga o impacto. Rango de temperatura de 58°F a 350°F

- **Alambre de acero inoxidable ASTM# A313**

Alambre de acero inoxidable, adecuado para aplicaciones de fatiga, resistente a la corrosión

Tabla 4.9 Factores de ponderación de los criterios de selección

Ord	Criterio de selección	1	2	3	4	5	8	P	W.F.
1	Costo	-	1	0.5	1	0.5	2	5	0.25
2	Disponibilidad en el mercado	-	-	-	1	1	2	4	0.20
3	Resistencia al esfuerzo	0.5	1	-	1	0.5	2	5	0.25
4	Resistencia a la corrosión	-	-	-	-	-	2	2	0.10
5	Límite elástico	0.5	-	0.5	1	-	2	4	0.20
								20	1

P: Puntaje de criterio

W.F. Factor de ponderación

Tabla 4.10 Selección del material del resorte

Ord	Criterio de selección	W.F	ASTM# A227		ASTM# A228		ASTM# A229		ASTM# A313	
			R.F	Pa.	R.F	Pb.	R.F	Pc.	R.F	Pd.
1	Resistencia al esfuerzo	0.25	8	2.0	8	2.0	10	2.5	6	1.50
2	Costo	0.25	10	2.5	6	1.5	8	2.0	5	1.25
3	Límite elástico	0.20	6	1.2	6	1.2	6	1.2	8	1.60
4	Disponibilidad en el mercado	0.20	8	1.6	10	2.0	6	1.2	5	1.00
5	Resistencia a la corrosión	0.10	5	0.5	5	0.5	5	0.5	10	1.00
		Sum		7.8		7.2		7.4		6.35

W.F. Factor de ponderación

R.F. Factor de evaluación

Pa. Puntuación de la alternativa

El material escogido para alambre del resorte es Acero ASTM A227 estirado en frío, este material presenta las mejores condiciones mecánicas para su aplicación en la válvula de seguridad y es fácil de conseguir en el mercado ecuatoriano.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIVIO DE PRESIÓN

4.2.1 DISEÑO DEL DISCO DE ASIENTO

El disco de asiento es el elemento que soporta directamente la presión del recipiente y la trasmite en forma de una fuerza al resorte. El disco de asiento se comporta como un elemento a flexión con una carga distribuida en su área inferior y un apoyo rígido en la parte central superior.

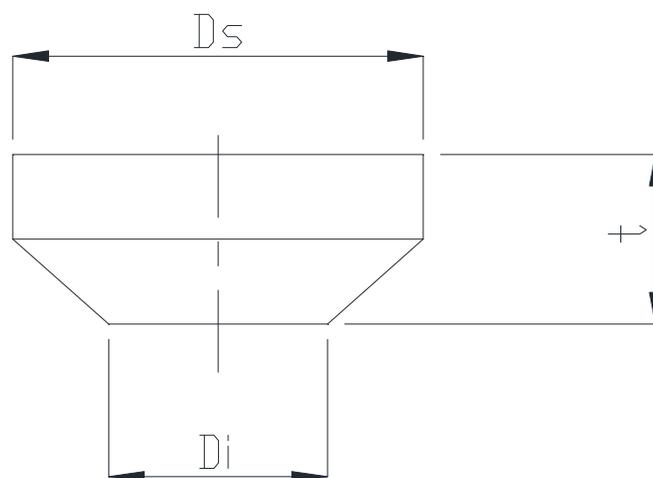
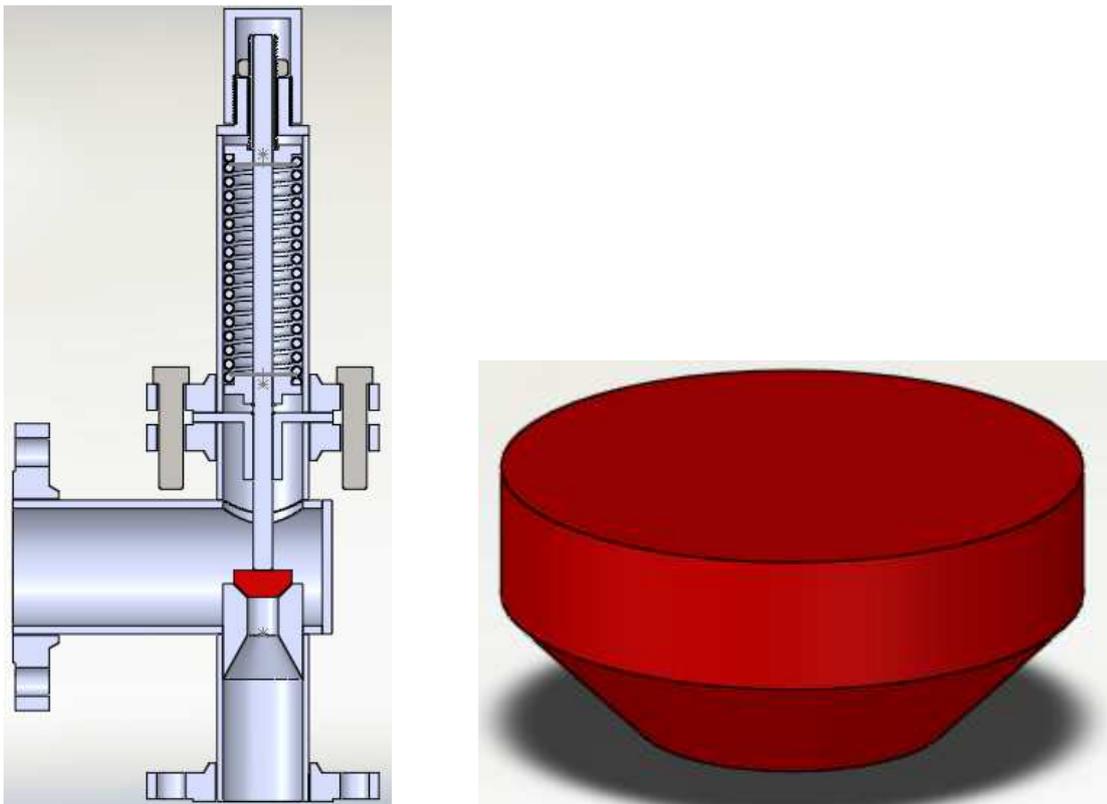


Figura 4.1 Disco de asiento

Para el diseño del disco de asiento es necesario definir ciertas propiedades geométricas:

- F_{max} → Fuerza aplicada sobre el área del disco a la presión máxima de descarga
- t → Espesor del disco
- d → Diámetro inferior
- D → Diámetro superior
- I_{xx} → Momento de inercia del disco
- y → Distancia entre la fibra neutra y el punto de mayor tracción

$$t := 0.7 \text{ in}$$

$$D := 1.5 \text{ in}$$

$$d := 0.8 \text{ in}$$

$$F_{max} := 73.087 \text{ lb}$$

$$y := \frac{t}{2}$$

Además es necesario conocer las propiedades mecánicas del material seleccionado anteriormente.

- δF → Esfuerzo máximo a tensión
- τF → Esfuerzo máximo a corte

$$\sigma F := 36 \text{ ksi}$$

$$\tau F := 50 \text{ ksi}$$

Del análisis estático del disco tenemos

$$\Sigma F_y := 0$$

$$R_a := F_{max} = 0.073 \text{ kips}$$

$$\Sigma M_a := 0$$

$$M_a := \frac{F_{max}}{2} \cdot r = 0.027$$

$$M_{max} := M_a = 0.027 \text{ kips. in}$$

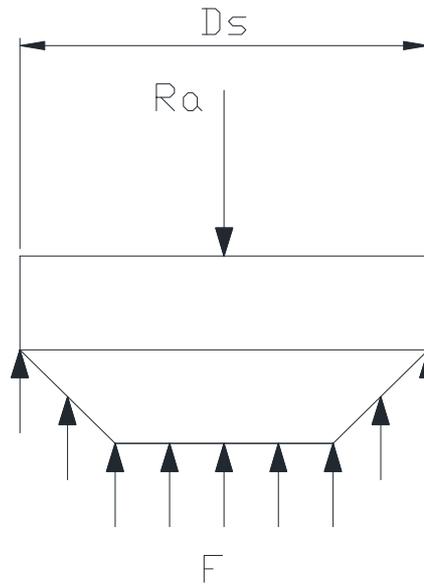


Figura 4.2: Diagrama de cuerpo libre del disco de asiento

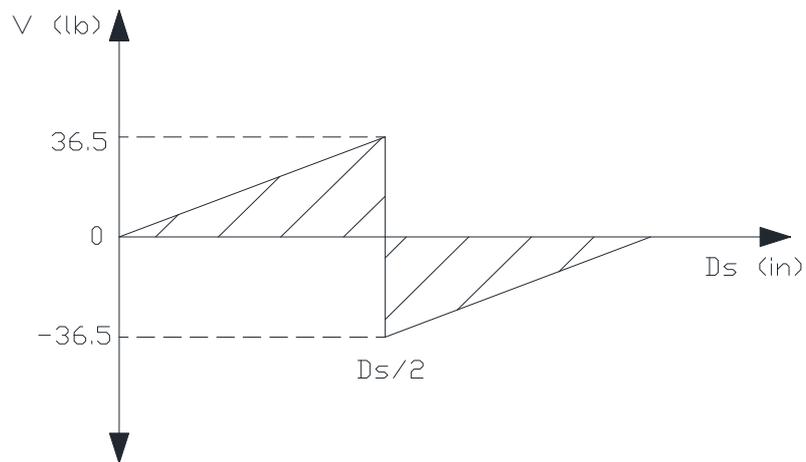


Figura 4.3: Diagrama de corte del disco de asiento

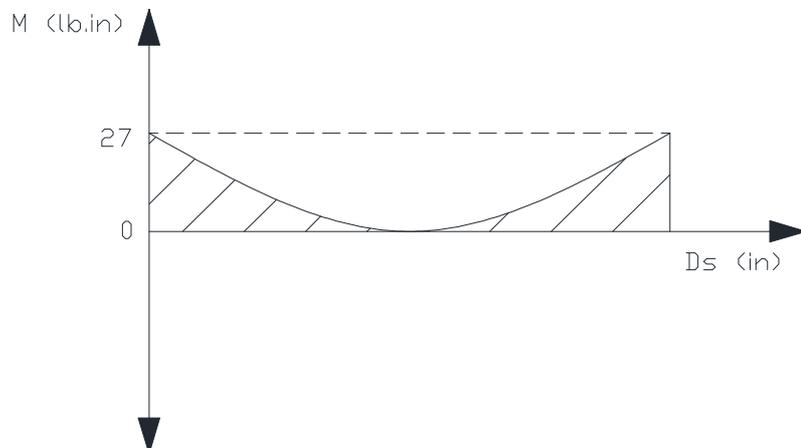


Figura 4.4: Diagrama de momento del disco de asiento

El esfuerzo por flexión que soporta el disco está definido por:

$$I_{xx} := \frac{1}{4} \pi \cdot r^4 = 0.249 \quad \text{in}^4$$

$$\sigma_A := \frac{M_{\max} \cdot y}{I_{xx}}$$

4.1

$$\sigma_A = 0.039 \quad \text{ksi}$$

$$\sigma_{\max} := 2 \cdot \sigma_A$$

$$\sigma_{\max} = 0.077 \quad \text{ksi}$$

El esfuerzo de corte al que está sometido el disco se define por:

$$A_a := \pi \cdot d \cdot t$$

$$\tau_{xx} := 2 \cdot \frac{F_{\max}}{A_a}$$

4.2

$$\tau_{xx} = 0.083 \quad \text{ksi}$$

Los factores de seguridad con los que trabaja el disco por flexión y corte son:

$$\eta_{\text{trac}} := \frac{\sigma^F}{\sigma_{\max}} = 466.303$$

$$\eta_{\text{corte}} := \frac{\tau^F}{\tau_{xx}} = 601.78$$

Tabla 4.11 Resultados del diseño del disco

Resultados	Tamaño de la válvula		unidades
	2"	4"	
Momento máximo (Mmax)	0.027	0.281	kips.in
Esfuerzo flector máximo (σ_{\max})	0.077	0.086	ksi.
Esfuerzo cortante máximo (τ_{xx})	0.415	0.332	ksi.
Factor de seguridad a flexión (η_{trac})	466	417	-
Factor de seguridad a corte (η_{corte})	601	150	-

El factor de seguridad del disco de asiento es elevado para un diseño de ingeniería, sin embargo se los mantiene debido a que una menor dimensión en el espesor del disco dificulta el maquinado lo que incrementaría el costo de producir esta pieza.

4.2.1.1 Análisis de Contacto del disco de asiento

El disco de asiento es un elemento que se encuentra en contacto constante con la boquilla de la válvula para evitar que el fluido circule a una presión inferior a la de funcionamiento. Sin embargo este mismo elemento cuando la válvula se activa, se eleva permitiendo el paso del fluido, para posteriormente retomar el contacto con la boquilla, es por esta razón que es necesario realizar un análisis de contacto entre estos dos elementos fundamentales para el correcto funcionamiento de la válvula de seguridad – alivio.

Para la realización del análisis se utilizó el programa ANSYS v.14, que es un software de solución ingenieril, que utiliza el método de elementos finitos para la solución de los casos propuestos.

En la figura 4.5 se puede observar el conjunto disco de asiento – boquilla dibujado en el software para su solución.

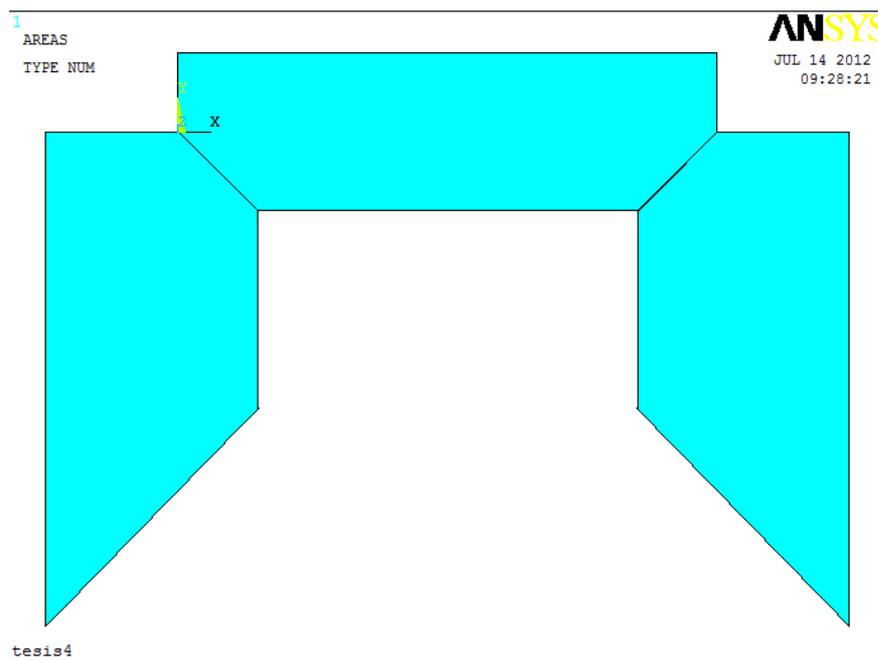


Figura 4.5: Esquema de contacto entre disco de asiento y boquilla

Dado que se conocen las condiciones de frontera, se procede a colocarlas en sus respectivos elementos de la siguiente manera:

- Boquilla
 - Reacciones de desplazamiento en X, Y

- Disco de Asiento
 - Reacciones de Desplazamiento en X
 - Presión de contacto en Y P = 132.184 psi

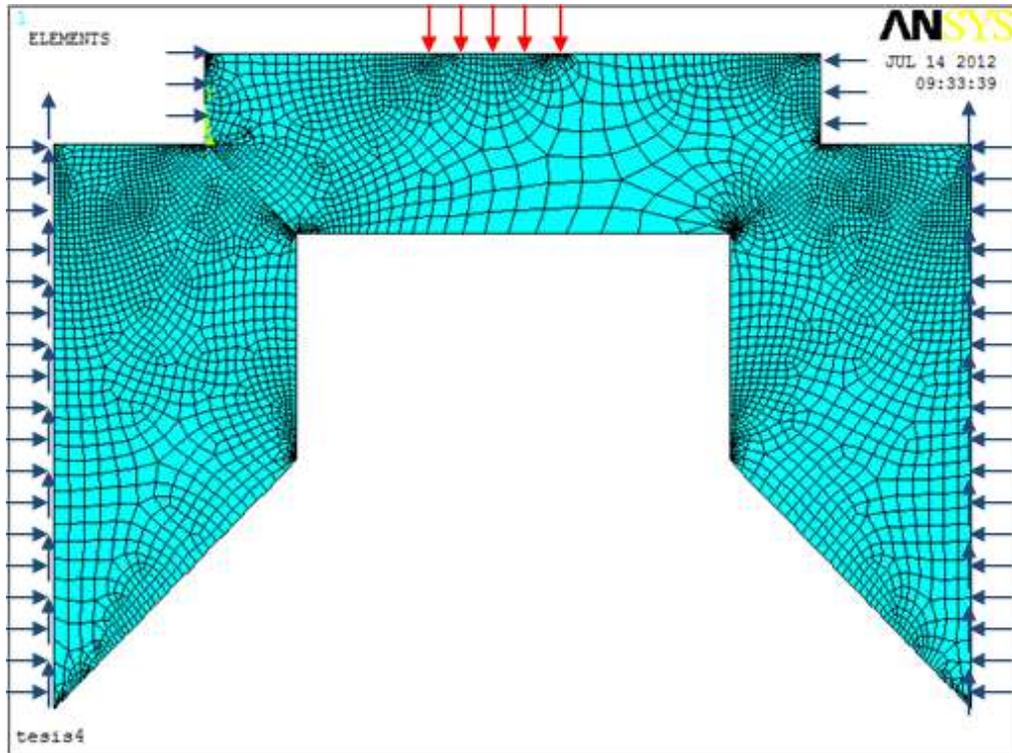


Figura 4.6: Condiciones de frontera y presión en conjunto de contacto

Realizando la solución del caso de contacto se obtiene los siguientes resultados:

- Deformación máxima del conjunto DMX = 0.014 in. (Ver figura 4.7)
- Esfuerzo máximo de contacto SMX = 4246.92 psi (Ver figura 4.8)

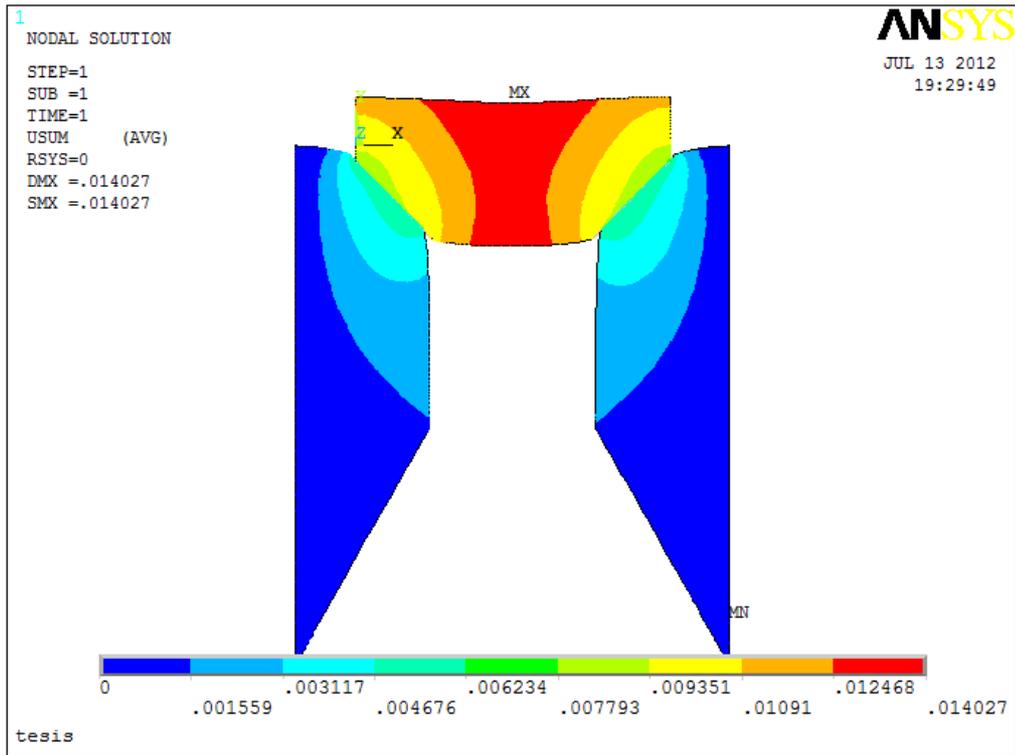


Figura 4.7: Grafica de isovalores de deformación.

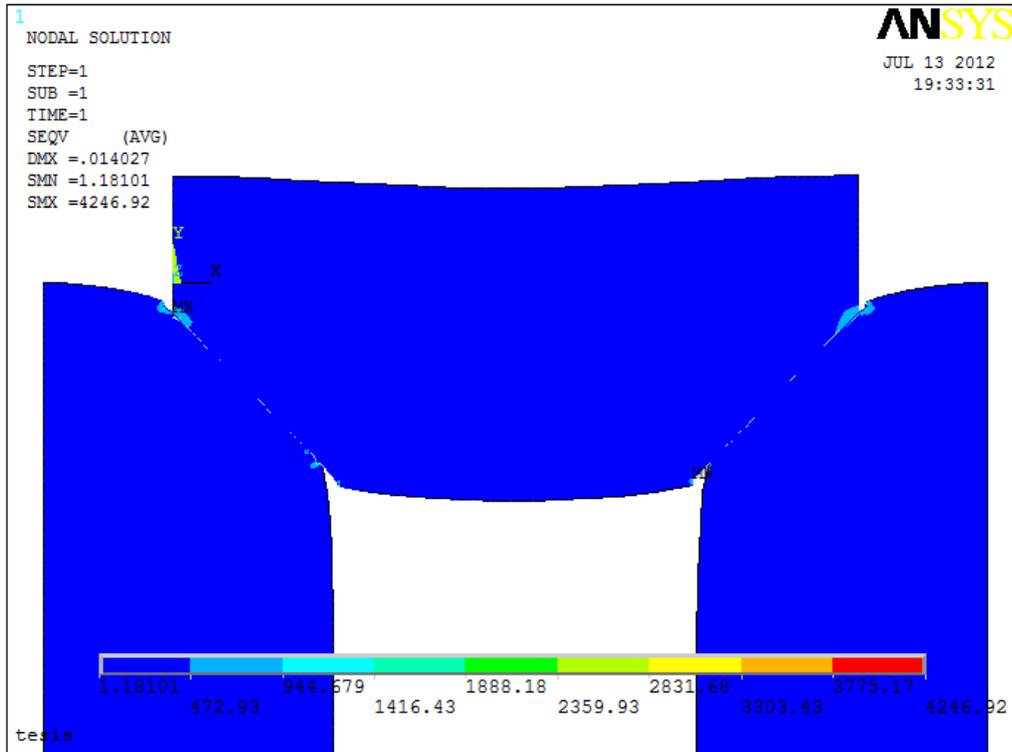


Figura 4.8: Grafica de isovalores de esfuerzo de contacto.

Como se puede observar en las graficas de isovalores, el conjunto disco de asiento – boquilla, específicamente su contacto, no se ve afectado por las cargas aplicadas, lo que garantiza un correcto funcionamiento del mecanismo.

4.2.2 DISEÑO DEL RESORTE

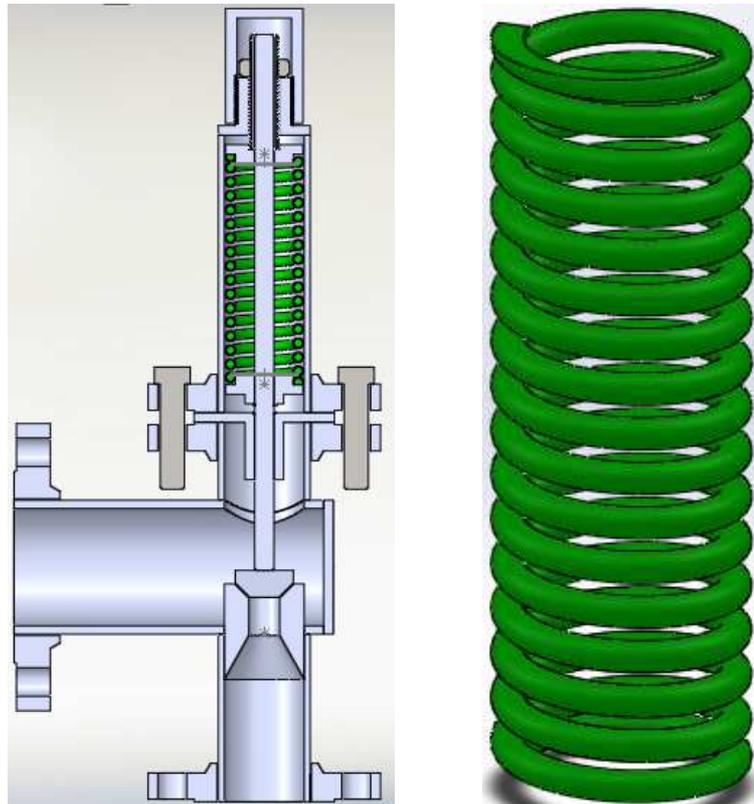


Figura 4.9: Resorte

Los resortes son componentes mecánicos que se caracterizan por absorber deformaciones considerables bajo la acción de una fuerza exterior, volviendo a recuperar su forma inicial cuando cesa la acción de la misma, es decir, presentan una gran elasticidad.

Los resortes se utilizan con gran frecuencia en los mecanismos para asegurar el contacto entre dos piezas, acelerar movimientos que necesitan gran rapidez, limitar los efectos de choques y vibraciones, etc.

Existen diferentes tipos de resortes, cada uno de ellos con sus aplicaciones determinadas. La clasificación puede realizarse desde diferentes parámetros.

- Según la forma del resorte: helicoidal cilíndrico, helicoidal cónico, en espiral, laminar.
- Según la forma de la sección transversal del hilo: circular, cuadrada, rectangular.
- Según el tipo de carga que soportan: de compresión, de tracción, de torsión, de flexión.

Para el diseño del resorte helicoidal es necesario retomar ciertos valores ya calculados en el capítulo anterior.

Los valores a considerar son:

- Fset → Fuerza inicial de la válvula
- Fmax → Fuerza máxima de trabajo en la válvula
- Fsp → Fuerza de silbido

$$F_{set} = 49.125 \text{ lb}$$

$$F_{max} = 73.087 \text{ lb}$$

$$F_{sp} = 47.796 \text{ lb}$$

Además es necesario conocer las propiedades mecánicas del material seleccionado anteriormente.

- E → Modulo de Elasticidad
- G → Modulo de Elasticidad Torsional

$$E := 28500 \text{ ksi}$$

$$G := 11400 \text{ ksi}$$

Uno de los términos más importantes para la definición de un resorte es el llamado “índice de resorte”¹⁷ que en la práctica toma valores de entre 5 y 12 y está dado por la ecuación 4.3

$$C_r := \frac{D_m}{d_w} \tag{4.3}$$

$$C_r = 7$$

Donde:

- Dm → Diámetro nominal de Resorte
- dw → Diámetro de la espira de resorte

¹⁷ Robert L. Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; 4ta Edición; Pág. 739

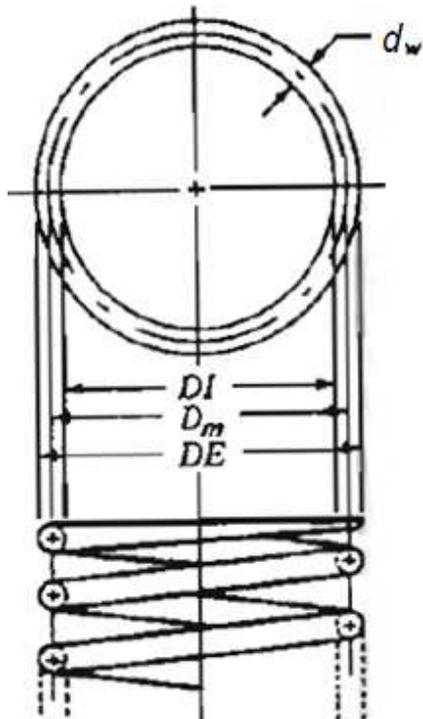


Figura 4.10 Notación de los diámetros en resortes helicoidales

Se considera un valor inicial de 7 para el índice por ser un valor intermedio entre los que se recomienda anteriormente.

En la tabla 4.12 se puede observar los rangos de diámetro para alambre de acero.

Tabla 4.12 Alambre de Resortes más comunes, coeficientes para resistencia a la tensión

Material	ASTM No.	Exponent m	Diameter in	A, ksi*in ^m
Music wire	A228	0.145	0.004-0.256	201
OQ&T wire	A229	0.187	0.020-0.500	147
Hard-drawn wire	A227	0.190	0.028-0.500	140
Chrome-vanadium wire	A232	0.168	0.032-0.437	169
Chrome-silicon wire	A402	0.108	0.063-0.375	202
302 Stainless wire	A313	0.146	0.013-0.10	169
		0.263	0.10-0.20	128
		0.478	0.20-0.40	90

Tabla 4.12 Alambre de Resortes más comunes, coeficientes para resistencia a la tensión (Continuación)

Phosphor-bronze wire	B159	0.000	0.004-0.022	145
		0.028	0.022-0.075	121
		0.064	0.075-0.30	110

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Donde:

- A y m → Constantes para estimación de resistencia ultima de tensión propias del material

Tomando en cuenta esta tabla se asume:

$$dw := 0.25 \text{ in}$$

Así despejando de la ecuación 4.3 obtenemos el valor del diámetro nominal del resorte:

$$D_m := Cr \cdot dw$$

$$D_m = 1.75 \text{ in}$$

Una vez obtenido el diámetro del resorte, es momento de comprobar si el esfuerzo de trabajo será soportado por el material.

Los resortes debido a su conformación y al tipo de trabajo que realizan, su resistencia está estimada por la ecuación 4.4.

$$S_{ut} := \frac{A}{dw^m} \quad \mathbf{4.4}$$

Tomando los valores de la tabla 4.12 se obtiene como resultado:

$$A := 140$$

$$m := 0.190$$

$$S_{ut} = 182.188 \text{ ksi}$$

Dado que el resorte está sometido a esfuerzo de corte puro, se utilizara la "teoría de la energía de distorsión"¹⁸ para la obtención de dicha resistencia.

¹⁸ Budynas - Nisbett; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Eq. 5-21

$$S_{sy} := 0.577 \cdot (0.75 \cdot S_{ut})$$

4.5

$$S_{sy} = 78.842 \quad \text{ksi}$$

Antes de calcular el esfuerzo de corte en el resorte es necesario calcular un “*factor de curvatura*”¹⁹ que corrige la inclusión del efecto de corte directo en la ecuación del esfuerzo.

$$K_b := \frac{4C_r + 2}{4C_r - 3} \quad \mathbf{4.6}$$

$$K_b = 1.2$$

Para obtener el esfuerzo al que está sometido el resorte se utiliza la ecuación 4.7

$$\tau := K_b \cdot \frac{8 \cdot F_{\max} D_m}{\pi \cdot d_w^3} \quad \mathbf{4.7}$$

$$\tau = 25.014 \quad \text{ksi}$$

Finalmente obtenemos el factor de seguridad para la fuerza máxima de operación para poder continuar con el diseño.

$$\eta_s := \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \mathbf{4.8}$$

$$\eta_s = 3.152$$

Con este valor se puede asegurar el resto del desarrollo del resorte

Ahora es necesario definir los valores que describirán el funcionamiento del resorte

- $y \rightarrow$ deflexión máxima de trabajo

$$y := 1 \quad \text{in}$$

Conocido “ y ” se calculará la “*constante del resorte*”²⁰, con la ecuación de la ley de Hooke.

¹⁹ Budynas - Nisbett; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Pág. 501

$$k := \frac{F_{\max}}{y}$$

4.9

$$k = 73.087 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

La constante del resorte también se puede calcular por la ecuación 4.10

$$k := \frac{dw^4 \cdot G}{8 \cdot Dm^3 \cdot Na}$$

4.10

Donde:

- $Na \rightarrow$ Número de espiras activas

Para conocer el número de espiras activas solo debemos despejar Na de la ecuación 4.10

$$Na := \frac{dw^4 \cdot G}{8 \cdot Dm^3 \cdot k}$$

$$Na = 15 \text{ espiras}$$

Para continuar se debe identificar cual será el tipo de extremo que tendrá el resorte.

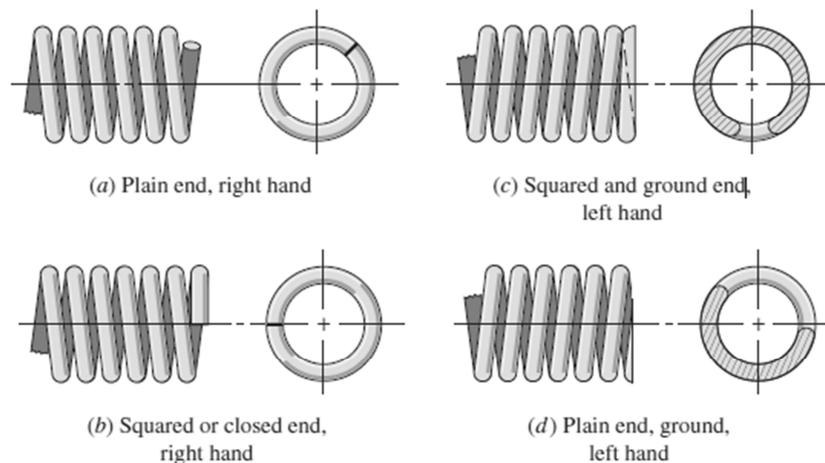


Figura 4.11 Tipo de extremos para resortes a compresión

De aquí se selecciona el de cara cuadrada y asentada por ser el más estable para la aplicación.

²⁰ Robert L. Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; 4ta Edición; Pág. 738

Una vez definido esto el número total de espiras se toma de la tabla 4.13

Tabla 4.13 Formulas para las características dimensionales de resortes a compresión

Term	Type of Spring Ends			
	Plain	Plain and Groud	Squared or Closed	Squared and Ground
End coils, Ne	0	1	2	2
Total coils, Nt	Na	Na+1	Na+2	Na+2
Free length, Lo	pNa+dw	p(Na+1)	pNa+3dw	pNa+2dw
Solid length, Ls	dw(Nt+1)	dwNt	dw(Nt+1)	dwNt
Pitch, p	(Lo-dw)/Na	Lo/(Na+1)	(Lo-3dw)/Na	(Lo-2dw)/Na

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$N_t := N_a + 2$$

$$N_t = 17 \text{ espiras}$$

Ahora se puede conocer la longitud solida del resorte con la formula de la tabla 4.13

$$L_s := dw \cdot N_t$$

$$L_s = 4.25 \text{ in}$$

Luego se calcula la deformación que sufrirá el resorte el momento de la instalación, para esto se utiliza nuevamente la ecuación 4.7, pero para este caso se despeja “yi” que será la deformación inicial y se utilizará Fsp en lugar de Fmax

$$y_i := \frac{F_{sp}}{k}$$

$$y_i = 0.654 \text{ in}$$

Para garantizar que el resorte funcione en óptimas condiciones, se debe dar una holgura a la deformación para evitar que en operación llegue a su longitud sólida.

Esta holgura oscila entre el 10 y 15%²¹ de la deformación de operación

$$y_s := 0.10y$$

$$y_s = 0.1 \text{ in}$$

Una vez conocidas todas estas medidas, se puede obtener la longitud libre del resorte mediante una suma de distancias

$$L_o := L_s + y_s + y + y_i$$

$$L_o = 6 \text{ in}$$

El siguiente punto en el diseño del resorte es conocer el “paso”²² entre espiras, que se toma de la tabla 4.13

$$p := \frac{(L_o - 2 \cdot dw)}{N_a}$$

$$p = 0.367 \text{ in}$$

Vinculado al paso del resorte, existe el “ángulo de paso”²³, que se calcula mediante la ecuación 4.11

$$\lambda := \text{atan}\left(\frac{p}{\pi \cdot D_m}\right) \quad \mathbf{4.11}$$

$$\lambda = 3.816 \text{ deg}$$

Valor que cumple al ser < 12 deg.

Se continúa con el cálculo del “esfuerzo al cierre”, para lo cual se necesita de:

- $Y_{tot} \rightarrow$ Flecha máxima

$$y_{tot} := L_o - L_s$$

$$y_{tot} = 1.75$$

De aquí despejando F_c de la ecuación 4.9, obtenemos la fuerza al cierre del resorte

²¹ Budynas - Nisbett; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición; Pág. 503

²² Robert L. Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; 4ta Edición; Pág. 739

²³ Robert L. Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; 4ta Edición; Pág. 739

$$F_c := k \cdot y_{tot}$$

$$F_c = 127.903 \text{ lb}$$

Para finalmente utilizando la ecuación 4.7 nuevamente obtener el esfuerzo al cierre

$$\tau_c := K_b \cdot \frac{8 \cdot F_c \cdot D_m}{\pi \cdot d_w^3}$$

$$\tau_c = 43.774 \frac{\text{klb}}{\text{in}}$$

Este valor debe ser comparado con la resistencia a la fluencia del material para garantizar que luego de la deformación total, el resorte volverá a su longitud inicial.

$$FS := \frac{0.6 S_{ut}}{\tau_c}$$

$$FS = 2.497$$

Así podemos observar que el elemento diseñado cumple con los requerimientos y restricciones planteadas.

Otro análisis que interesa es el del “*pandeo del resorte*”²⁴, para esto calculamos:

$$\frac{L_o}{D_m} = 3.429$$

Con este valor se toma la figura 4.12 y se observa la intersección con la curva A

²⁴ Robert L. Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; 4ta Edición; Pág. 745

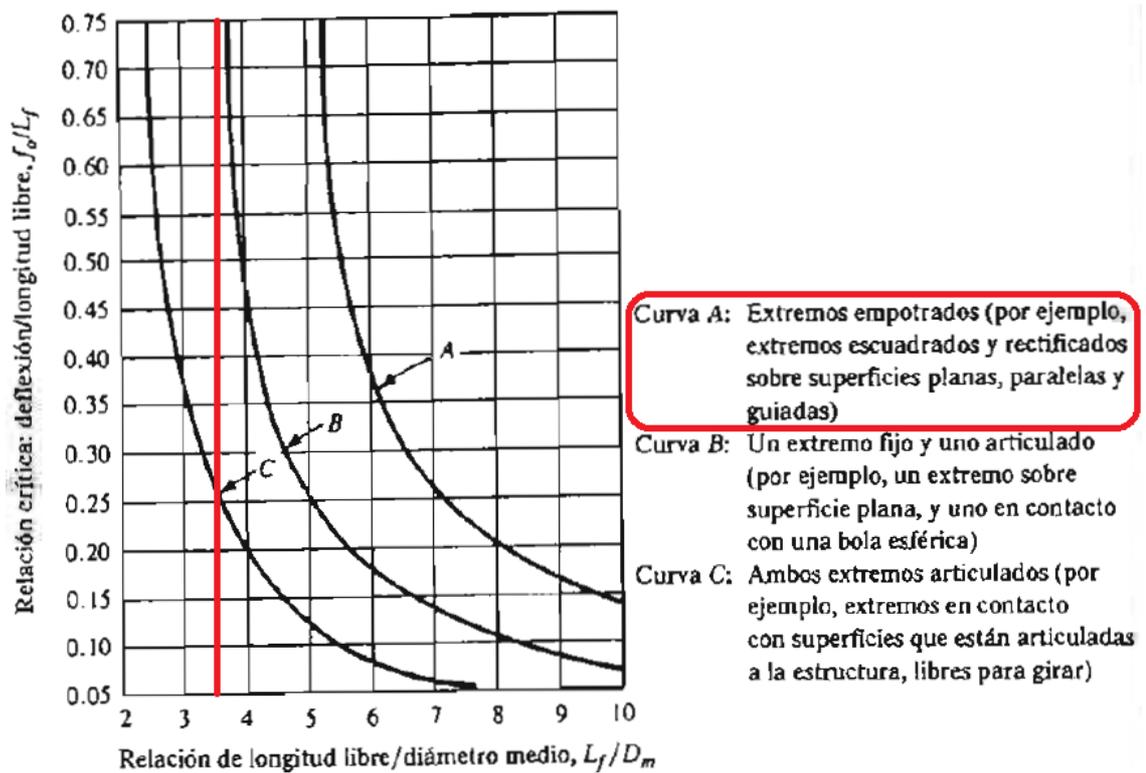


Figura 4.12 Criterios de pandeo de resortes

Se puede observar que la línea roja no interseca la curva A, razón por la cual el resorte nunca llegara a pandearse en estas condiciones.

Finalmente es importante calcular por facilidad de montaje mediante la ecuación 4.12:

- DEs → Diámetro externo en longitud solida

$$DEs := \sqrt{Dm^2 + \frac{p^2 - dw^2}{\pi^2}} + dw \quad 4.12$$

$$DEs = 2.002 \text{ in}$$

De esta manera se garantiza que el resorte cabe dentro del bonete de la válvula de seguridad.

Tabla 4.14 Resultados del diseño del resorte

Resultados	Tamaño de la válvula		unidades
	2"	4"	
Índice de Resorte (Cr)	7	7	-
Diámetro de alambre (dw)	0.25	0,5	in
Diámetro medio (Dm)	1.75	3.5	in
Esfuerzo a corte (τ)	25.014	35.646	psi
Factor de seguridad (η_s)	3.15	1.94	-
Constante de resorte (k)	73.087	416.609	lb/in
Numero de espiras (Nt)	17	7	-
Longitud solida (Ls)	4.25	3.5	in
Longitud libre (Lo)	6	5	in
Paso (p)	0.367	0.8	in
Angulo de paso (λ)	3.816	4.161	Deg.
Flecha máxima (Ytot)	1.75	1.5	in
Fuerza al cierre (Fc)	127.903	624.913	lb
Esfuerzo a corte al cierre(τ_c)	43.774	53.469	psi
Factor de seguridad al cierre(FS)	2.5	1.8	-
Diámetro externo en Ls (Des)	2.002	4.006	in

4.3 DISEÑO DE LAS CONEXIONES DE LA VÁLVULA

4.3.1 SELECCIÓN DE BRIDAS

Para la selección de bridas es necesario de los siguientes parámetros

- Pph → Presión de prueba hidrostática²⁵
- To → Temperatura de operación

$$P_{ph} := 1.3 \cdot P_{set}$$

$$T_o := 120 \text{ F}$$

$$P_{ph} = 171.839 \text{ psi}$$

Con estos valores se puede elegir la clase de la brida en la tabla 4.15

Tabla 4.15 Parámetros de selección de clase de bridas

Clase	150 lb.	300 lb.	400 lb.	600 lb.	900 lb.	1500 lb.	2500 lb.
Presión de prueba hidrostática, psig.	450	1125	1500	2225	3350	5575	9275
Temperatura, F	PRESIÓN MÁXIMA ADMISIBLE (NO IMPACTO) PSIG.						
-20 a 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

Fuente: Eugene F. Megyesy; Pressure Vessel Handbook

²⁵ Código ASME Sección VIII División 1 UG-99

Para nuestro diseño seleccionamos una brida tipo Slip On²⁶ que es la más adecuada ya que su longitud es menor y de esta manera la longitud final de la válvula será la menor posible. Las dimensiones de la brida Slip On de clase 150 lb se indican en la figura 4.13 y la tabla 4.16

ASME B 16.5 | 1996

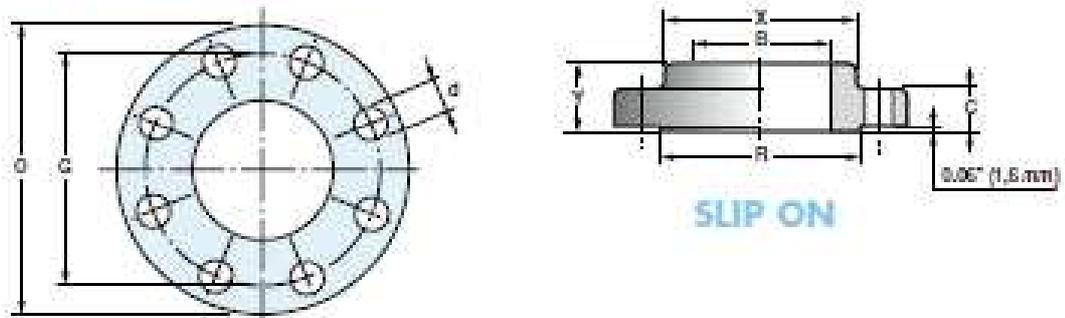


Figura 4.13 Brida Slip On #150 lb

Tabla 4.16 Dimensiones de la brida Slip On #150 lb

Size	O	C mini	R	K	Drilling		B mini	X	Y	
					Number	G				
NPS	in	in	in	in		in	in	in	in	in
1/2	3.50	0.44	1.37	-	4	2.37	0.62	0.88	1.18	0.63
3/4	3.90	0.50	1.69	-	4	2.75	0.62	1.09	1.50	0.63
1	4.25	0.56	2.00	2.50	4	3.13	0.62	1.36	1.93	0.67
1 1/4	4.61	0.62	2.50	2.88	4	3.50	0.62	1.70	2.32	0.83
1 1/2	5.00	0.69	2.87	3.25	4	3.87	0.62	1.95	2.56	0.87
2	5.98	0.75	3.63	4.00	4	4.75	0.75	2.44	3.07	0.98
2 1/2	7.01	0.88	4.13	4.75	4	5.50	0.75	2.94	3.54	1.14
3	7.48	0.94	5.00	5.25	4	6.00	0.75	3.57	4.25	1.18
3 1/2	8.50	0.94	5.50	6.06	8	7.00	0.75	4.07	4.80	1.26
4	9.02	0.94	6.19	6.75	8	7.50	0.75	4.57	5.31	1.30
5	10.00	0.94	7.31	7.62	8	8.50	0.87	5.66	6.46	1.46
6	10.98	1.00	8.50	8.62	8	9.50	0.87	6.72	7.56	1.57
8	13.50	1.12	10.63	10.75	8	11.75	0.87	8.72	9.69	1.73

²⁶ Código ASME B16.5 Pipe flanges and flanged fittings

Tabla 4.16 Dimensiones de la brida Slip On #150 lb (Continuación)

Size	O	C mini	R	K	Drilling			B mini	X	Y
					Number	G	d			
NPS	in	in	in	in		in	in	in	in	in
10	15.98	1.19	12.75	13.00	12	14.25	1.00	10.88	12.01	1.93
12	19.02	1.25	15.00	16.00	12	17.00	1.00	12.88	14.37	2.20
14	20.98	1.38	16.25	16.75	12	18.75	1.12	14.14	15.75	2.24
16	23.50	1.44	18.50	19.00	16	21.25	1.12	16.16	17.99	2.48
18	25.00	1.56	21.00	21.50	16	22.75	1.25	18.18	19.88	2.68
20	27.48	1.69	23.00	23.50	20	25.00	1.25	20.20	22.01	2.87
24	32.01	1.88	27.25	28.00	20	29.50	1.38	24.25	26.14	3.27

Fuente: Código ASME B16.5 Pipe flanges and flanged fittings

De acuerdo al código ASME B16.5 el material recomendado para las bridas a la temperatura de diseño de las válvulas es el Acero ASTM # A105

Tabla 4.17 Composición química del acero ASTM# A105

Composición, %	Tipo S Sin costura		Tipo E Soldadura con resistencia eléctrica (ERW)		Tipo F Soldada a tope en alto horno
	Grado A	Grado B	Grado A	Grado B	Grado A
Carbono, máx.	0.25	0.3	0.25	0.3	0.3
Manganeso	0.95	1.2	0.95	1.2	1.2
Fosforo, máx.	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Azufre, máx.	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Cobre, máx.	0.4	0.4	0.5	0.5	0.4
Níquel, máx.	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cromo, máx.	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Molibdeno, máx.	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Vanadio, máx.	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

Tabla 4.18 Propiedades mecánicas del acero ASTM# A105

	Grado A	Grado B
Resistencia a la tracción, min	48000 psi [330 MPa]	60000 psi [415 MPa]
Fluencia, min	30000 psi [205 MPa]	35000 psi [240 MPa]

Fuente: <http://www.phione.co.uk/>

4.3.2 DISEÑO DE PERNOS DE CONEXIÓN

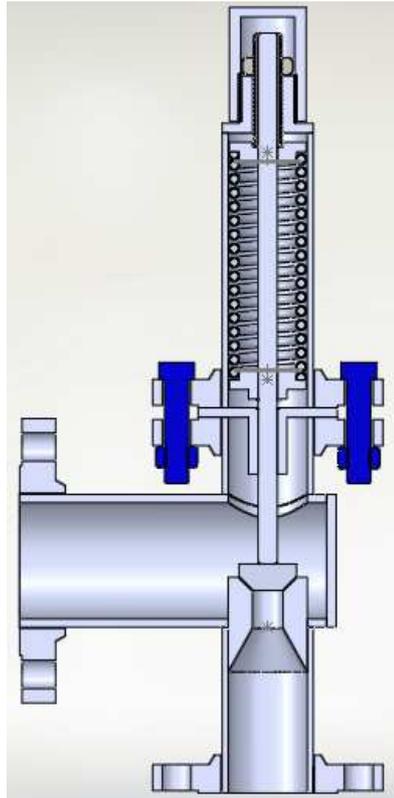


Figura 4.14 Pernos de conexión

La conexión entre el cuerpo de la válvula y el bonete se realiza mediante una junta de bridas emperradas.

La carga del resorte está aplicada sobre el disco y el bonete, y este último transfiere esta carga hacia la conexión, precisamente hacia los pernos de sujeción.

El código ASME B16.5 sugiere las dimensiones y materiales de los pernos que deben utilizarse para los diferentes tamaños de bridas. Las dimensiones de los pernos se observan en la figura 4.15 y la tabla 4.19.

CLASS 150 PIPE FLANGES, AND FLANGED FITTINGS

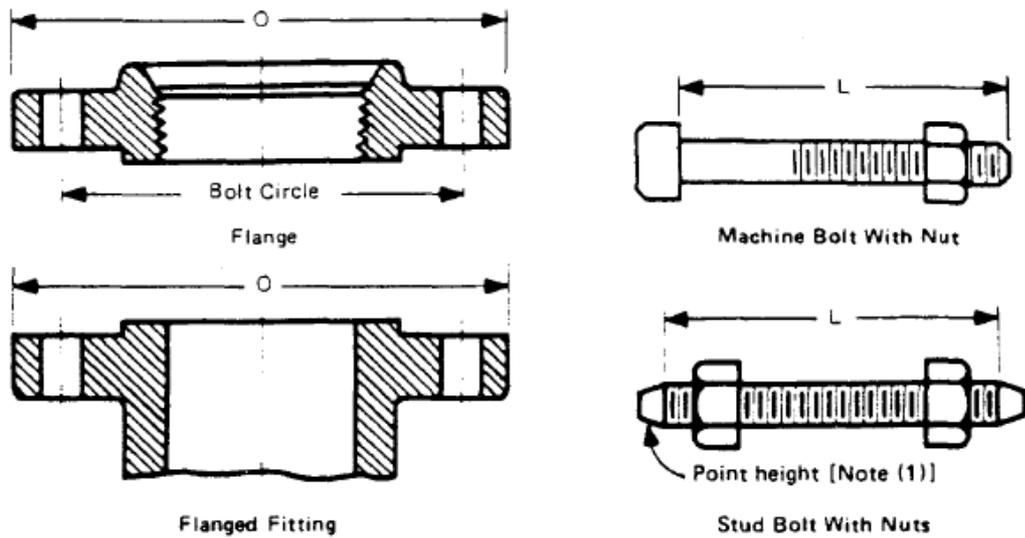


Figura 4.15 Dimensiones de pernos y orificios para pernos y espárragos

Tabla 4.19 Dimensiones de pernos y espárragos; orificios para pernos

Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Drilling				Length of Bolts L		
		Diameter of Bolt Circle	Diameter of Bolt Holes	Number of Bolts	Diameter of Bolts	Stud Bolts		Machine Bolts
						0.06 Raised Face	Ring Joint	0.06 in. Raised Face
1/2	3.50	2.38	0.62	4	1/2	3.25	...	2.00
3/4	3.88	2.75	0.62	4	1/2	2.50	...	2.00
1	4.25	3.12	0.62	4	1/2	2.50	3.00	2.25
1 1/4	4.62	3.50	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.25
1 1/2	5.00	3.88	0.62	4	1/2	2.75	3.25	2.50
2	6.00	4.75	0.75	4	5/8	3.25	3.75	2.75
2 1/2	7.00	5.50	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3	7.50	6.00	0.75	4	5/8	3.50	4.00	3.00
3 1/2	8.50	7.00	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
4	9.00	7.50	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
5	10.00	8.50	0.88	8	3/4	3.75	4.25	3.25
6	11.00	9.50	0.88	8	3/4	4.00	4.50	3.25
8	13.50	11.75	0.88	8	3/4	4.25	4.75	3.50
10	16.00	14.25	1.00	12	7/8	4.50	5.00	4.00
12	19.00	17.00	1.00	12	7/8	4.75	5.25	4.00

**Tabla 4.19 Dimensiones de pernos y espárragos; orificios para pernos
(Continuación)**

14	21.00	18.75	1.12	12	1	5.25	5.75	4.50
16	23.50	21.25	1.12	16	1	5.25	5.75	4.50
18	25.00	22.75	1.25	16	1 1/8	5.75	6.25	5.00
20	27.50	25.00	1.25	20	1 1/8	6.25	6.75	5.50
24	32.00	29.50	1.38	20	1 1/4	6.75	7.25	6.00

Fuente: Código ASME B16.5 Pipe flanges and flanged fittings

El material que se utilizará para los pernos es acero ASTM# A307.

Para determinar el factor de seguridad de la junta se necesitan definir las siguientes propiedades geométricas:

- L_t → Longitud efectiva del perno
- d → diámetro del perno
- A_t → Área efectiva del perno
- N_t → Número de pernos
- t → Espesor de la brida
- D → Distancia de permanencia de la carga

$$L_t := 3.25 \text{ in}$$

$$d := \frac{5}{8} \text{ in}$$

$$A_t := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0.307 \text{ in}^2$$

$$N_t := 4$$

$$t := 0.75 \text{ in}$$

$$D := 1.5 \cdot d = 0.938 \text{ in}$$

También se necesitan definir las constantes de la conexión

- K_b → Rigidez del sujetador
- K_m → Rigidez del elemento
- C → Fracción de carga soportada por el perno

También se necesitan definir las propiedades del material

- E → Modulo de Elasticidad

- $S_p \rightarrow$ Resistencia de prueba

$$E := 28500 \text{ Ksi}$$

$$S_p := 33 \text{ Ksi}$$

La fuerza aplicada sobre la conexión es la fuerza máxima en el diseño del disco

- $F_{max} \rightarrow$ Fuerza aplicada sobre la conexión

$$F_{max} := 73.087 \text{ lb}$$

Calculamos la rigidez del perno y de las bridas mediante el método del cono de presión de Rotscher utilizando un ángulo de cono de 30° ecuaciones 4.13 y 4.14, donde las constantes son iguales porque las bridas son del mismo material y espesor

$$K_1 := \frac{0.5477 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.155 \cdot t + D - d) \cdot (D + d)}{(1.155 \cdot t + D + d) \cdot (D - d)} \right]} = 3.457 \times 10^4 \quad \mathbf{4.13}$$

$$K_2 := K_1$$

$$\frac{1}{K_m} := \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$$

$$K_m = 1.729 \times 10^4$$

$$K_b := \frac{A_t \cdot E}{L_t} = 2.69 \times 10^3 \quad \mathbf{4.14}$$

$$C := \frac{K_b}{K_m - K_b} = 0.184 \quad \mathbf{4.15}$$

Finalmente obtenemos el factor de seguridad de cada perno utilizando la siguiente ecuación:

$$F_i := 0.9 \cdot S_p \cdot A_t = 9.112 \text{ Ksi} \quad \mathbf{4.16}$$

$$n := \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot \frac{F_{max}}{N_t}} = 300.968 \quad \mathbf{4.17}$$

El factor de seguridad en ambos casos resulta muy alto, esto es debido a que la presión aplicada en la válvula es pequeña y consecuentemente los esfuerzos a los que están sometidas sus partes también lo son.

Tabla 4.20 Resultados del diseño de los pernos

Resultados	Tamaño de la válvula		Unidades
	2"	4"	
Fuerza máxima (Fmax)	73	417	lb.
Diámetro del Perno (d)	5/8	5/8	in.
longitud efectiva del perno (Lt)	3,25	3,5	in.
Numero de Pernos (Nt)	4	8	-
Factor de seguridad (n)	300	103	-

4.4 DISEÑO DEL ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA

El accionamiento de emergencia solo será diseñado, pero no construido, por requerimiento de la empresa CODEQUALITY S.A.

El sistema de emergencia es de accionamiento manual, consiste en una leva que empuja el eje guía hacia arriba para levantar el disco de asiento, y liberar la presión del recipiente.

4.4.1 DISEÑO DE LA LEVA

Para el diseño de la leva es necesario definir las siguientes propiedades geométricas

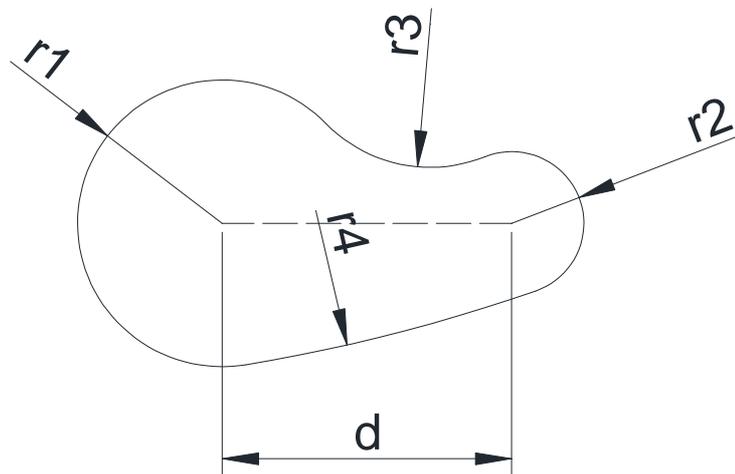


Figura 4.16: Leva del accionamiento de emergencia

- F_{max} → Fuerza necesaria para accionar la válvula
- r_1 → radio mayor
- r_2 → radio menor
- r_3 → radio tangente menor
- r_4 → radio tangente mayor
- d → Distancia entre centros
- L → Longitud más pequeña de la leva, para este proyecto la longitud menor de la leva es igual al radio menor r_2
- y → Distancia entre la fibra neutra y el punto de mayor tracción

$$\begin{aligned}
F_{\max} &:= 0.073 \\
r_1 &:= 0.5 \quad \text{in} & d &:= 1 \quad \text{in} \\
r_2 &:= 0.25 \quad \text{in} \\
r_3 &:= 3 \quad \text{in} \\
r_4 &:= 6 \quad \text{in} \\
L &:= 2 \cdot r_2 = 0.5 \quad \text{in} \\
y &:= \frac{L}{2} = 0.25 \quad \text{in}
\end{aligned}$$

Además es necesario conocer las propiedades mecánicas del material seleccionado anteriormente.

- $\delta F \rightarrow$ Esfuerzo máximo a tensión
- $\tau_{\max} \rightarrow$ Esfuerzo máximo a corte

$$\sigma_F := 36 \quad \text{ksi} \qquad \tau_{\max} := 50 \quad \text{ksi}$$

El espesor (t) de la leva debe ser calculada para resistir esfuerzos por flexión y por corte de manera de garantizar un accionamiento confiable del mecanismo de emergencia.

El espesor mínimo para soportar esfuerzo a flexión está dado por:

$$\begin{aligned}
M_{\max} &:= F_{\max} \cdot d = 0.073 \quad \text{kips} \cdot \text{in} \\
I_{xx} &:= \frac{t \cdot (2r_2)^3}{12} \\
\sigma_A &:= \frac{M_{\max} \cdot y}{I_{xx}}
\end{aligned}$$

El mínimo espesor para soportar flexión es:

$$t := \frac{M_{\max} \cdot y}{\sigma_F \frac{(L)^3}{12}} = 0.049 \quad \text{in}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2 tenemos un espesor final de:

$$t_{\text{flexion}} := 2 \cdot t = 0.097 \quad \text{in}$$

El mínimo espesor para soportar esfuerzo cortante está dado por:

$$A_a := 2 \cdot r^2 t$$

$$\tau_{xx} := \frac{3 \cdot F_{\max}}{2 \cdot A_a}$$

$$\tau_{xx} := \frac{3 \cdot F_{\max}}{2 \cdot L \cdot t}$$

El mínimo espesor para soportar corte es:

$$t_2 := \frac{3F_{\max}}{2 \cdot L \cdot \tau_{\max}} = 4.38 \times 10^{-3} \quad \text{in}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2 tenemos un espesor final de:

$$t_{\text{corte}} := 2 \cdot t_2 = 8.76 \times 10^{-3} \quad \text{in}$$

Tabla 4.21 Resultados de diseño de la leva

Resultados	Tamaño de la válvula		unidades
	2"	4"	
Fuerza máxima (Fmax)	73	417	lb
Espesor flexión	0.097	0.55	in
Espesor corte	0.009	0.167	in
Espesor escogido	0.6	0.6	in

Como podemos observar en la tabla 4.20 el esfuerzo flector es el que predomina en el diseño. Se escogió un espesor de 0.6 pulgadas para las levas de las dos válvulas para facilitar la construcción y tener un menor costo de fabricación.

4.4.2 SIMULACIÓN DEL ACCIONAMIENTO DE EMERGENCIA

La simulación realizada en Working Model 2D muestra el movimiento que realiza la leva para accionar la válvula

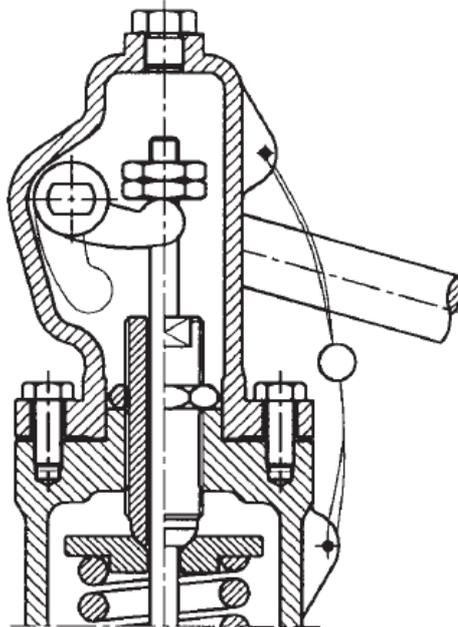


Figura 4.17: Esquema de funcionamiento del accionamiento de emergencia

Para motivos de la simulación, el movimiento que realiza la palanca para accionar la leva, será realizado por un motor

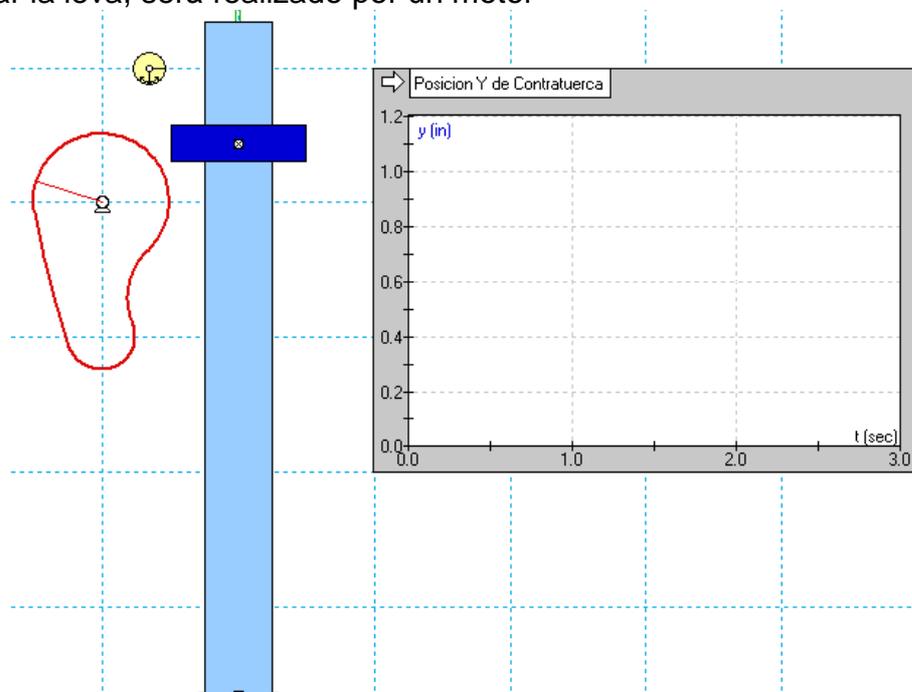


Figura 4.18: Posición inicial del accionamiento de emergencia

En la figura 4.18 se muestra el esquema inicial del funcionamiento del accionamiento de emergencia, el momento que el operador active la válvula de seguridad mediante la palanca, la leva girará en sentido anti horario hasta hacer contacto con la contratuerca, la cual elevará el eje, y gracias a la presión del recipiente se activará inmediatamente.

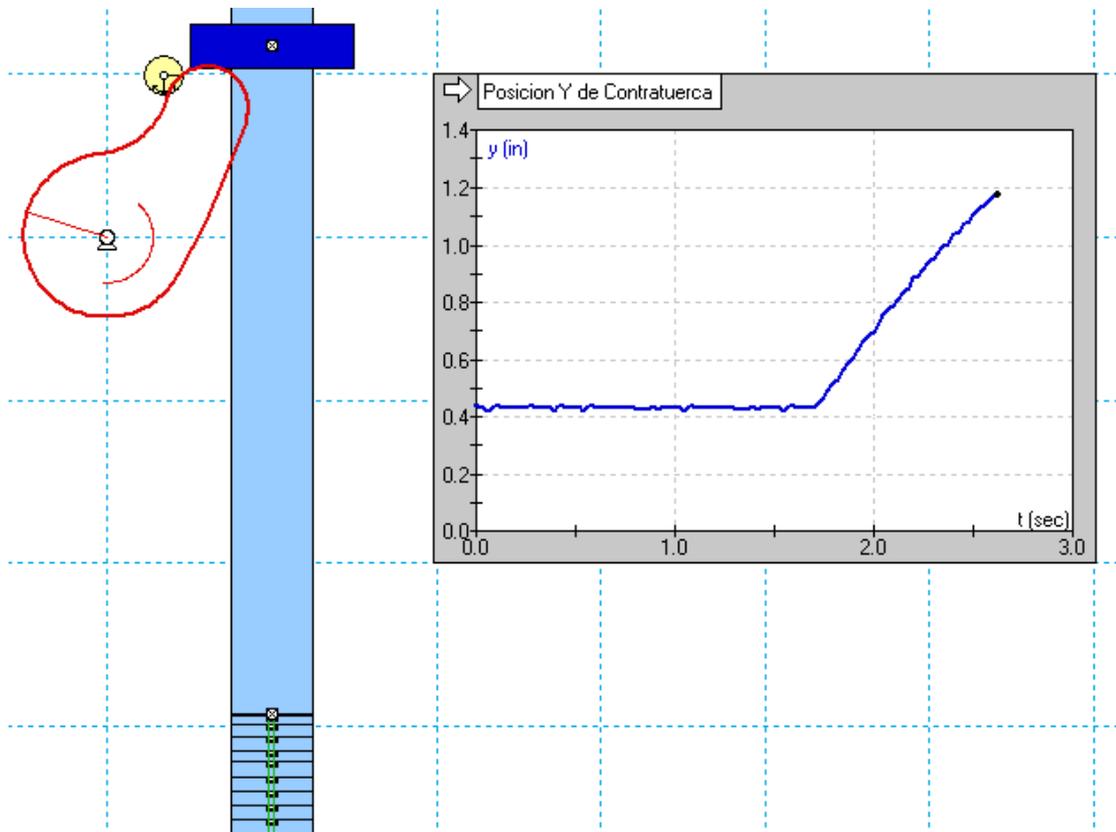


Figura 4.19: Posición final del accionamiento de emergencia

Como se puede observar en la figura 4.19, la posición máxima que puede alcanzar la leva e impulsar el eje es de 1.2 pulgadas, más como se mencionó anteriormente, la presión del recipiente provocará una violenta apertura de la válvula, así que la leva nunca alcanzara su posición máxima.

4.5 ANÁLISIS TRANSITORIO DE LA VÁLVULA

La transición es la acción y efecto de pasar de un modo de ser o estar a uno muy diferente al anterior, es así que en sistemas vibratorios o elementos sometidos a ciclos de vibración pasan por un estado de transición, durante el cual cambian de posición durante un lapso de tiempo antes de estabilizarse, o llegar al estado estacionario.

En muchos casos se omite el estudio del estado transitorio, considerando que es un punto no perdurable en el elemento, sin embargo es un punto que puede llevar a grandes catástrofes.

Dado que las válvulas de seguridad constan de un resorte helicoidal cilíndrico, es necesario hacer un estudio de lo que sucede con los mismos durante su operación.

Dado que existen funciones forzantes básicas, se tomaran dos de estas para el análisis.

- Función de paso exponencialmente decreciente²⁷

$$p_2(t_f) := P_s \cdot \exp(-a \cdot t_f) + 80 \quad 4.18$$

- Función escalón rectangular-paso exponencialmente decreciente

$$p_1(t_i) := P_s \cdot (1 - \exp(-b \cdot t_i)) \quad 4.19$$

Para el análisis con estas funciones se necesitan retomar los siguientes datos:

- $k \rightarrow$ Constante elástica del resorte
- $A_r \rightarrow$ Área efectiva de la boquilla
- $P_s \rightarrow$ Presión Máxima de Operación

$$k := 73.087 \frac{\text{lb}}{\text{in}} \quad A_r = 0.503 \text{ in}^2 \quad P_s := 145 \text{ psi}$$

Además se necesita de los siguientes datos:

- $P_1 \rightarrow$ presión a $t_1 = 30 \text{ s}$ ²⁸
- $P_2 \rightarrow$ presión a $t_2 = 2 \text{ s}$

²⁷ Robert F. Steidel, Introducción al Estudio de las Vibraciones Mecánicas, Pág. 170

²⁸ Datos de presión obtenidos en pruebas a carga y descarga de válvula de seguridad - alivio

$$t1 := 30 \text{ s} \quad p1 := 132.184 \text{ psi}$$

$$t2 := 2 \text{ s} \quad p2 := 100 \text{ psi}$$

Despejando las constantes a y b de las ecuaciones 4.18 y 4.19, y utilizando los valores de P1 y P2 respectivamente, obtenemos:

$$a := \frac{-\ln\left(\frac{p2 - 80}{Ps}\right)}{t2} = 0.991$$

$$b := \frac{-\ln\left(1 - \frac{p1}{Ps}\right)}{t1} = 0.081$$

Una Vez obtenidos los valores, podemos graficar las funciones para observar el comportamiento de la presión en los casos de carga y descarga

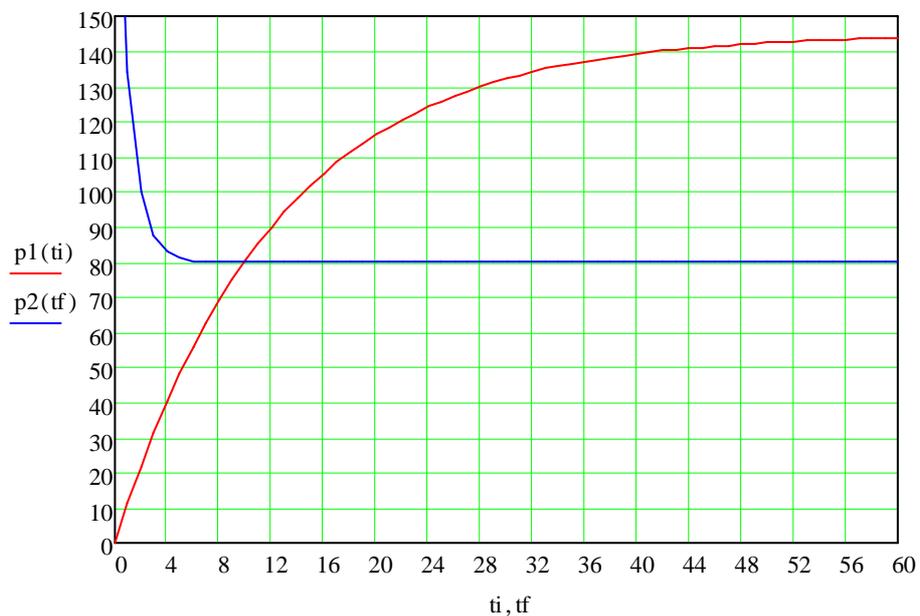


Figura 4.20: Grafica de dispersión en carga y descarga de presión

Donde:

- Rojo → Curva de carga de presión
- Azul → Curva de descarga de presión

Tomando la solución de Fourier para ambos casos y con las condiciones iniciales:

$$x(0) := 0$$

$$dx(0) := 0$$

Se obtiene:

$$x(tf) := \frac{Ps \cdot Ar}{(m \cdot a^2 + k)} \left(\frac{a}{\omega n} \cdot \sin(\omega n \cdot tf) - \cos(\omega n \cdot tf) \right) \quad 4.20$$

$$x(ti) := \frac{Ps \cdot Ar}{k} - \frac{Ps \cdot Ar}{k \cdot \left(1 + \frac{a^2}{\omega n^2} \right)} \left[\frac{a}{\omega n} \left(\frac{a}{\omega n} \cdot \cos(\omega n \cdot ti) + \sin(\omega n \cdot ti) \right) \right] \quad 4.21$$

Al graficar las Ecuaciones 4.20 y 4.21, se obtiene la respuesta transitoria del resorte.

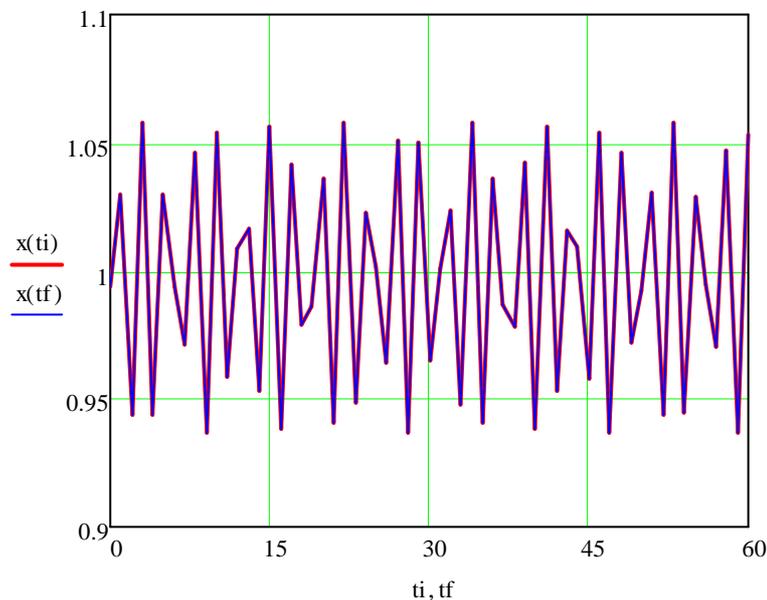


Figura 4.21: Grafica de dispersión del estado transitorio del resorte

Como se puede observar en la figura 4.21, existe una oscilación no uniforme durante el primer minuto de funcionamiento del resorte, y esta oscilación no es mayor a 0.05 in. Por lo que es una oscilación imperceptible al ojo humano. La oscilación es la misma para los dos casos analizados.

ABREVIATURAS

- F_{max} → Fuerza aplicada sobre el área del disco a la presión máxima de descarga
- t → Espesor
- δF → Esfuerzo máximo a tensión
- d → Diámetro inferior
- D → Diámetro superior
- I_{xx} → Momento de inercia del disco
- y → Distancia entre la fibra neutra y el punto de mayor tracción
- δF → Esfuerzo máximo a tensión
- τF → Esfuerzo máximo a corte
- DMX Deformación máxima del
- SMX Esfuerzo máximo de contacto
- F_{set} → Fuerza inicial de la válvula
- F_{max} → Fuerza máxima de trabajo en la válvula
- F_{sp} → Fuerza de silbido
- E → Modulo de Elasticidad
- G → Modulo de Elasticidad Torsional
- D_m → Diámetro nominal de Resorte
- d_w → Diámetro de la espira de resorte
- N_a → Número de espiras activas
- Y_{tot} → Flecha máxima
- DEs → Diámetro externo en longitud solida
- P_{ph} → Presión de prueba hidrostática²⁹
- T_o → Temperatura de operación
- L_t → Longitud efectiva del perno
- d → diámetro del perno
- A_t → Área efectiva del perno
- N_t → Número de pernos

²⁹ Código ASME Sección VIII División 1 UG-99

- D → Distancia de permanencia de la carga
- K_b → Rigidez del sujetador
- K_m → Rigidez del elemento
- C → Fracción de carga soportada por el perno
- E → Modulo de Elasticidad
- S_p → Resistencia de prueba
- P_1 → presión a $t_1 = 30$ s
- P_2 → presión a $t_2 = 2$ s
- k → Constante elástica del resorte
- A_r → Área efectiva de la boquilla
- P_s → Presión Máxima de Operación
- τ_{max} → Esfuerzo máximo a corte
- r_1 → radio mayor
- r_2 → radio menor
- r_3 → radio tangente menor
- r_4 → radio tangente mayor
- L → Longitud más pequeña de la leva, para este proyecto la longitud menor de la leva es igual al radio menor r_2

CAPÍTULO 5

PLAN DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1 PLAN DE CONSTRUCCIÓN

5.1.1 GENERALIDADES

El plan de construcción tiene la finalidad de definir los procesos, procedimientos, actividades y tareas con los recursos necesarios para la elaboración de las diferentes partes de la válvula de seguridad.

5.2.1 HOJAS DE PROCESOS

Las hojas de procesos nos indican las operaciones que se deben realizar para la elaboración de cada pieza que conforma la válvula, así como las operaciones de unión entre las mismas

Para el proyecto se han considerado las siguientes hojas de proceso:

Para la válvula de dos pulgadas:

- Hoja de proceso No. 1: Fabricación de la válvula

Para la válvula de cuatro pulgadas:

- Hoja de proceso No. 2: Fabricación de la válvula

Ver las hojas de Proceso en el Anexo C

5.2 PLAN DE MONTAJE

5.2.1 GENERALIDADES

Una vez finalizada la construcción de cada una de las partes de la válvula es necesario un diagrama de montaje en el que se indica el proceso adecuado para ensamblar la válvula.

5.2.2 HOJA DE MONTAJE

En la hoja de montaje se indica la secuencia de ensamble de cada uno de los elementos que conforman la válvula. Se toma como referencia el cuerpo de la válvula ya que esta constituye el bastidor, a este se acoplan los demás elementos.

Válvula de dos pulgadas:

- Hoja de montaje No. 1: Diagrama de montaje de la válvula.

Válvula de cuatro pulgadas:

- Hoja de montaje No. 2: Diagrama de montaje de la válvula.

Ver las Hojas de Montaje en el Anexo C

5.3 PLAN DE PRUEBAS

En el plan de pruebas se contemplan dos tipos de pruebas, de seguridad y validación de hermeticidad de las juntas (hidrostática) y de funcionamiento.

5.3.1 PRUEBAS

5.3.1.1 Prueba hidrostática

La presión de prueba hidrostática debe ser 1.3 veces la presión máxima de trabajo³⁰.

- Presión de prueba hidrostática: 172 psi
- Tiempo de prueba hidrostática: 10 minutos

5.3.1.2 Prueba de funcionamiento

Las válvulas deben permitir el paso del fluido una vez que la presión del mismo iguale o supere la presión de set.

- Presión de set: 132.184 psi
- Fluido: Agua

5.3.2 RESULTADOS

5.3.2.1 Prueba hidrostática

- En la prueba hidrostática no se evidenciaron fugas por las uniones soldadas ni por el disco de asiento

³⁰ Código ASME sección VIII división 1

5.3.2.2 Prueba de funcionamiento

Tabla 5.1 Resultados de las pruebas de funcionamiento

Acción	Duración	Presión	Observaciones
Prueba 1 V2G3	15 seg.	5 psi	Falta hermeticidad en el disco de asiento
Prueba 2 V2G3	20 seg.	20 psi	Tornillo de calibración no ejerce presión
Prueba 3 V2G3	45 seg.	120 psi	Contratuerca sin apretar, resultado aceptable
Prueba 4 V2G3	55 seg.	135 psi	Inicia apertura de válvula, presión máx. de funcionamiento: 200 psi, fluido evacuado: 40 ml.
Prueba 1 V4L6	10 seg.	0 psi	Disco de Asiento mal armado.
Prueba 2 V4L6	30 seg.	80 psi	Tornillo de calibración sin presión suficiente
Prueba 3 V4L6	30 seg.	85 psi	Perdida de anillo de retención
Prueba 4 V4L6	60 seg.	140 psi	Apertura de válvula, presión máx. de funcionamiento 250 psi, fluido evacuado: 60 ml.

5.4 CALIBRACIÓN

La calibración del “set point” de la válvula de alivio/seguridad se la debe realizar posterior a la prueba hidrostática.

Para tener precisión en la calibración de las válvulas es necesario trabajar con un manómetro que tenga una apreciación de por lo menos 5 psi, y que esté debidamente calibrado.



Figura 5.1 Manómetro para calibración y prueba hidrostática

- El tornillo de calibración debe estar completamente fuera del bonete, es decir que no está en contacto con la base superior del resorte
- Con el equipo de prueba hidrostática se debe dar una presión de 132 psi
- Si esta presión no se alcanza se debe ajustar el tornillo de calibración incrementando 9 psi por cada vuelta y realizar nuevamente el paso anterior hasta lograr la apertura a la presión de 132 psi.
- Una vez verificada la presión de apertura en 132 psi en varias ocasiones, se debe colocar la contratuerca en la parte superior del tornillo de calibración y apretar firmemente
- Finalmente se coloca la tapa del bonete para evitar la descalibración accidental de la válvula durante el transporte y el montaje

Una vez que está calibrada la válvula se coloca el valor del “set point” en el cuerpo de la válvula

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 COSTOS DE PRODUCCIÓN

6.1.1 DIRECTOS

Los costos directos son todos aquellos necesarios para la producción de las válvulas de seguridad

6.1.1.1 Costos de materiales

Tabla 6.1 Costos de materiales válvula de 2 pulgadas

CANTIDAD	MATERIAL	VALOR UNITARIO	TOTAL (USD)
2	BRIDA SLIPON-ON 2" 150 #	21.12	42.24
1	BRIDA SLIPON-ON 3" 150 #	25.76	25.76
15"	TUBERÍA DE ACERO ASTM# A106B 2" SCH 40	1.66	25.00
10"	TUBERÍA DE ACERO ASTM# A106B 3" SCH 40	2.5	25.00
9 lb.	ELECTRODOS 7018 Ø1/8"	1.11	10.00
9 lb.	ELECTRODOS 6010 Ø1/8"	1.11	10.00
	TOTAL		138.00

Tabla 6.2 Costos de materiales válvula de 4 pulgadas

CANTIDAD	MATERIAL	VALOR UNITARIO	TOTAL (USD)
2	BRIDA SLIPON-ON 4" 150#	24.93	49.86
1	BRIDA SLIPON DE 6" 150#	53.14	53.14
15"	TUBERÍA DE ACERO ASTM# A106B 4" SCH 40	2.66	40.00
10"	TUBERÍA DE ACERO ASTM# A106B 6" SCH 40	3	30.00
9 lb.	ELECTRODOS 7018 Ø 1/8"	1.11	10.00
9 lb.	ELECTRODOS 6010 Ø1/8"	1.11	10.00
	TOTAL		193.00

Tabla 6.3 Costo total de materiales

VÁLVULA	VALOR
2 (in)	138.00
4 (in)	193.00
TOTAL	331.00

6.1.1.2 Costo de mano de obra

Tabla 6.4 Costos de mano de obra válvula de 2 pulgadas

TRABAJO	TOTAL (USD)
FABICACION DE RESORTES	180.00
FABICACION DE PIEZAS EN TORNO	120.00
SOLDADORES Y MECÁNICOS	75.00
	375.00

Tabla 6.5 Costos de mano de obra válvula de 4 pulgadas

TRABAJO	TOTAL (USD)
FABICACION DE RESORTES	250.00
FABICACION DE PIEZAS EN TORNO	160.00
SOLDADORES Y MECÁNICOS	75.00
	485.00

Tabla 6.6 Costo total de mano de obra

VÁLVULA	VALOR (USD)
2 (in)	375.00
4 (in)	485.00
TOTAL	860.00

6.1.1.3 Costo de acabados

Tabla 6.7 Costo total de acabados

CANTIDAD	UNIDAD	P. UNIT.	P. NETO
1 lt.	PINTURA ANTICORROSIVA	4.00	4.00
1 lt.	PINTURA DE ALTA TEMPERATURA	4.00	4.00
1 lt.	PINTURA FONDO	2.00	2.00
2 lt.	THINNER	0.70	1.40
	OTROS	5.00	5.00
		TOTAL	16.40

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son los que no se atribuyen directamente a la producción de las válvulas sino a la parte operativa del taller y la producción.

6.1.2.1 Costo de uso de taller

Tabla 6.8 Costo total de uso de taller

VÁLVULA	VALOR (USD)
COSTO DE USO DE MÁQUINAS Y EQUIPOS PARA VÁLVULA DE 2 IN	40.00
COSTO DE USO DE MÁQUINAS Y EQUIPOS PARA VÁLVULA DE 4 IN	40.00
TOTAL	80.00

6.1.2.2 Costo de transporte y almacenamiento

Tabla 6.9 Costo de transporte y almacenamiento

RUBRO	VALOR (USD)
TRANSPORTE DE BRIDAS	15.00
TRANSPORTE DE PIEZAS TORNEADAS	15.00
TRANSPORTE DE MATERIALES	15.00
ALMACENAMIENTO EN TALLER	10.00
TOTAL	55.00

6.1.3 COSTO TOTAL

El costo total es la suma de los costos directos e indirectos que intervienen en la fabricación de las válvulas de seguridad

Tabla 6.10 Costo total

VÁLVULA	2 (in)	4 (in)
COSTO DE MATERIALES	138.00	193.00
COSTO DE MANO DE OBRA	375.00	485.00
COSTO DE ACABADOS	8.20	8.20
COSTO DE USO DE MÁQUINAS Y EQUIPOS	40.00	40.00
COSTO DE TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO	27.5	27.5
TOTAL (USD)	588.70	753.70

6.2 PRECIO DE VÁLVULAS EN EL MERCADO

Las válvulas de seguridad se las adquiere bajo importación según las características requeridas por los clientes.

Tomando características similares a las válvulas fabricadas, y tomando como referencia a las marcas más utilizadas en el país, se obtuvieron los siguientes precios

Tabla 6.11 Precios de válvulas de alivio seguridad en el mercado

MARCA	TAMAÑO	MODELO	PRECIO	PAIS
FARRIS	2" G 3"	2600 26GA10A	\$5000	EE.UU
NACIONAL S.A.	2" G 3"	6400 64GC	\$3800	ESPAÑA
CROSBY	2" G 3"	JOS-E 15	\$4500	EE.UU
FARRIS	4" L 6"	2600 26LA32	\$7500	EE.UU
NACIONAL S.A.	4" L 6"	6400 64GC	\$6000	ESPAÑA
CROSBY	4" L 6"	JLT 36	\$6600	EE.UU

6.3 COMPARACIÓN DE VALORES

La comparación de valores de la realizará entre el costo de producción de la válvula de seguridad y el precio promedio de compra de una válvula de seguridad.

Tabla 6.12 Comparación de valores

TAMAÑO	VALOR DE PRODUCCIÓN	VALOR PROMEDIO DE ADQUISICIÓN	DIFERENCIA	VALOR DE PRODUCCIÓN / VALOR PROMEDIO DE ADQUISICIÓN
2" G 3"	\$ 588.7	\$ 4434	\$3845.3	0.1327
4" L 6"	\$ 753.7	\$ 6700	\$5942.3	0.1125

El costo de producción de una válvula de seguridad en el taller CODEQUALITY S.A. es mucho menor al precio de una válvula de seguridad en el mercado, lo que representa un ahorro significativo para la empresa en estos dispositivos, lo que se deriva en un mejor precio para el cliente, aumentando de esta manera la competitividad frente a otras empresas, y el margen de utilidad.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- La relación de costo de producción de las válvulas frente al precio de adquisición en el mercado es de 0.1327 Y 0.1125 para las válvulas de dos y cuatro pulgadas respectivamente, por lo que la implementación de este diseño en la empresa CODEQUALITY S.A. cumple con la necesidad de disminuir los costos relacionados con la adquisición de este tipo de válvulas en la fabricación de recipientes a presión.
- Los materiales utilizados para las válvulas de seguridad fueron seleccionados principalmente por su facilidad de adquisición en el mercado y su bajo costo, sin embargo después del análisis financiero se concluyó que se puede adquirir mejores materiales para aumentar la resistencia de las válvulas al desgaste por corrosión, abrasión y fricción manteniendo todavía un bajo costo de producción de las mismas pero mejorando su calidad.
- El bajo costo de producción da la posibilidad de mejorar los procesos de construcción y montaje para aumentar la confiabilidad de las válvulas
- Fue necesario agregar un empaque que permita el sello hermético entre la boquilla y el disco de asiento, ya que por más liso que sea el acabado superficial, el contacto entre los metales no siempre será perfecto.

7.2 RECOMENDACIONES

- Durante el proceso de montaje se debe controlar la perpendicularidad entre las partes que conforman el cuerpo de la válvula, y la concentricidad de la guía del eje, el tornillo de calibración y la boquilla con respecto al eje, debido a que si se encuentran fuera de tolerancia el mecanismo de apertura no funciona correctamente
- El montaje de preferencia debe realizarse en un área distinta a la de corte y mecanizado, ya que las limallas generadas por estos procesos pueden introducirse en las guías del eje y atascarlo debido al ajuste de estas piezas con el eje

BIBLIOGRAFÍA

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section VII. New York, 2007, 674p.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.3 Process Piping. New York, 2010, 316p
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B16.5 Pipes Flanges and Flanged Fittings. New York, 1996, 172p
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API Recommended practice 576 Inspection of Pressure-Relieving Devices. Second edition. Washington D.C, 2000, 50p.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API Recommended practice 520 part I-II, Sizing, Selection, and installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries. Seventh edition. Washington D.C, 2000, 86p.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API Recommended practice 526. Flanged Steel Pressure-Relief Valves. Third edition. Washington D.C, 1984, 23p.
- MEGYESY, E.F. Pressure Vessel Handbook. Twelfth edition. Oklahoma, 2001, 499p.
- BUDYNAS, R.G. Y NISBETT, J.K. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Traducido del inglés por Murieta Jesús. Octava edición. México, McGraw-Hill, 2008, 1061p.
- VINNAKOTA, S. Estructuras de acero: comportamiento y LRFD. Traducido del inglés por The McGraw-Hill Companies, Inc. Primera edición. México, McGraw-Hill, 2006, 904p.
- MOTT, R.L. Diseño de elementos de máquinas. Traducido del inglés por Virgilio González y Pozo. Cuarta edición. México, Pearson Educación, 2006, 872p.
- STEIDEL, R.F. Introducción al estudio de las vibraciones mecánicas. Traducido del inglés por Compañía Editorial Continental. México, Compañía Editorial Continental, 1995, 414p.

ANEXOS