



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIA DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**“INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE
UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL CONFORMADO DE
TAPAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA LA EMPRESA
ACINDEC S.A.”**

AUTOR:

**JOSUÉ DAVID ORTEGA MENA
FLAVIO ANDRÉS DUQUE LOMA**

DIRECTOR: ING. OSWALDO MARIÑO

CODIRECTOR: ING. XAVIER RODRÍGUEZ

SANGOLQUÍ

2015

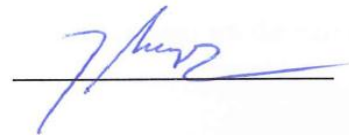
CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El Proyecto “**INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL CONFORMADO DE TAPAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA LA EMPRESA ACINDEC S.A.**”, fue realizado en su totalidad por los señores Josué David Ortega Mena y Flavio Andrés Duque Loma, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.



Ing. Oswaldo Mariño

DIRECTOR



Ing. Xavier Rodríguez

CODIRECTOR

Sangolquí, Agosto 2015

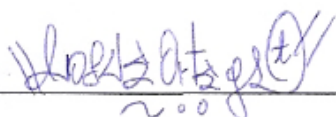
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

**Nosotros, ORTEGA MENA JOSUÉ DAVID Y DUQUE LOMA FLAVIO
ANDRÉS**

DECLARO QUE:

El proyecto titulado “**INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL CONFORMADO DE TAPAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA LA EMPRESA ACINDEC S.A.**” ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas y notas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis/proyecto de grado en mención.



Josué David Ortega Mena

CI: 1722957915



Flavio Andrés Duque Loma

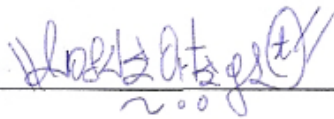
CI: 1719926634

Sangolquí, Agosto 2015

AUTORIZACIÓN

**Nosotros, ORTEGA MENA JOSUÉ DAVID Y DUQUE LOMA FLAVIO
ANDRÉS**

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado **“INGENIERÍA CONCEPTUAL, BÁSICA Y DE DETALLE DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL CONFORMADO DE TAPAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA LA EMPRESA ACINDEC S.A.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



Josué David Ortega Mena

CI: 1722957915



Flavio Andrés Duque Loma

CI: 1719926634

Sangolquí, Agosto 2015

DEDICATORIA

En el trayecto de mi vida universitaria hubo muchos altibajos pero la constancia y perseverancia por lograr mi meta de convertirme en ingeniero mecánico dieron sus frutos. Las buenas experiencias siempre las tendré en mi mente, además de las grandes amistades tanto con mis compañeros y profesores serán un grato recuerdo; así como también serán una gran experiencia de mi vida.

Este proyecto dedico a mis padres Liliana y Edgar ya que ellos siempre me apoyaron y me ayudaron en todo para lograr esta meta. Agradezco que siempre me dieron el aliento a seguir adelante y por ser mi guía en todo momento.

A mi abuelita Pilar por estar siempre pendiente de mí, de brindarme su apoyo y cariño.

A mis hermanos por estar siempre a mi lado ya sea buenos y malos momentos. Además de ser mí apoyo en cualquier situación.

A mí enamorada Cristina por toda su comprensión, cariño y amor, por estar siempre conmigo no importa la situación y por ser la que siempre me mantiene firme en mis metas y sueños.

Josué David Ortega Mena

DEDICATORIA

La carrera universitaria fue un camino muy difícil en el cual me enseñó a madurar y crecer como persona y a pesar de tener altibajos siempre salí adelante por mi convicción de ser ingeniero pero sobre todo por el apoyo de las personas que han estado a mi lado a las cuales quiero dedicar este proyecto.

Dedico este proyecto a mis padres Flavio y Luz por siempre estar a mi lado brindándome un apoyo y cariño incondicional. Gracias a ellos he logrado alcanzar mi objetivo de ser ingeniero.

A toda mi familia en especial a mi hermano Francisco por ser mi guía y mi ejemplo a seguir en la vida profesional y en lo personal.

A mi novia Jus por todo el amor que me ha brindado y por el gran apoyo que me ha dado a lo largo de mi carrera universitaria y en especial en la realización de la tesis.

Flavio Andrés Duque Loma

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por bendecirnos y cumplir esta meta tan añorada, y por hacernos crecer como persona dándonos salud y sabiduría.

A la facultad de Ingeniería Mecánica a sus distinguidos Directivos y Profesores por las enseñanzas y experiencia adquirida.

A los Ingenieros Oswaldo Mariño y Xavier Rodríguez, por sus consejos, conocimiento, guía y apoyo para la realización de este proyecto de grado.

Agradezco a los Ingenieros Diego Pinto, Juan Vasco y Paulo Calderón de la empresa Acindec por su confianza y colaboración en el desarrollo del proyecto.

A todos nuestros amigos que hicimos a lo largo de esta carrera universitaria, en especial al grupo de la M.R. por todos momentos compartidos y los festejos. Que quedaran como muy gratos recuerdos en nuestras vidas.

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	i
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT	xx
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1. TÍTULO DEL PROYECTO.....	1
1.2. ANTECEDENTES	1
1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.4. OBJETIVOS	2
1.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	2
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.6. ALCANCE DEL PROYECTO	3
CAPÍTULO 2.....	5
INGENIERÍA CONCEPTUAL.....	5
2.1. INTRODUCCIÓN.....	5
2.2. TIPOS DE TAPAS PARA LOS RECIPIENTES A PRESIÓN.....	5
2.2.1. TAPAS PLANAS	5
2.2.2. TAPAS PLANAS CON CEJA	6
2.2.3. TAPAS ÚNICAMENTE ABOMBADAS	6
2.2.4. TAPAS ABOMBADAS CON CEJAS INVERTIDA	7
2.2.5. TAPAS TORIESFÉRICAS (F&D)	7

2.2.6. TAPAS SEMIELÍPTICAS.....	8
2.2.7. TAPAS SEMIESFÉRICAS.....	8
2.3. PARTES FORMADAS EN FRÍO. UCS-79.....	9
2.3.1. FÓRMULAS PARA EL ALARGAMIENTO DE LA FIBRA.....	9
2.4. CONCEPTOS DE DEFORMACIÓN PLÁSTICA.....	10
2.4.1. DEFORMACIÓN	10
2.4.2. DUCTILIDAD (ENDURECIMIENTO POR DEFORMACIÓN)	11
2.4.3. COMPORTAMIENTO ANISOTRÓPICO	12
2.4.4. LA PLASTICIDAD	13
2.4.5. LA CONFORMABILIDAD	13
2.4.6. RESTITUCIÓN	14
2.4.7. MÓDULO DE POISSON	15
2.5. FLEXIÓN SIMÉTRICA DE PLACAS CIRCULARES.....	15
2.5.1. ECUACIÓN DIFERENCIAL DE LA FLEXIÓN SIMÉTRICA DE PLACAS CIRCULARES BAJO CARGA TRANSVERSAL.....	15
2.5.2. PLACA CIRCULAR UNIFORMEMENTE CARGA	20
2.6. PRENSA HIDRÁULICA.....	22
2.6.1. CILINDRO HIDRÁULICO.....	24
2.6.2. CENTRALITA HIDRÁULICA	29
2.6.3. MATRIZ DE DECISIÓN.....	39
2.7. CONCEPTOS ESTRUCTURALES.....	39
2.7.1. PÓRTICO	39
2.7.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS PÓRTICOS	40

2.7.3. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL PÓRTICO	44
2.7.4. DISEÑO DE COLUMNAS	45
2.7.5. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTOS	48
2.7.6. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE	51
2.7.7. DEFLEXIÓN DE LA VIGA DEL PÓRTICO	53
2.7.8. RIGIDIZADORES	55
CAPÍTULO 3.....	57
INGENIERÍA BÁSICA.....	57
3.1. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LAS TAPAS	57
3.2. CÁLCULO DE DEFORMACIÓN DE PLACAS CIRCULARES.....	58
3.3. CÁLCULO DE LA FUERZA DE DEFORMACIÓN DE LAS TAPAS.....	60
3.4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO	66
3.4.1. PANDEO DEL VÁSTAGO	68
3.5. CÁLCULO DE LA CENTRALITA HIDRÁULICA	70
3.5.1. SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	73
3.5.2. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL.....	75
3.5.3. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE FLUJO ANTIRRETORNO.....	77
3.5.4. SELECCIÓN VÁLVULA DE ALIVIO	79
3.5.5. SELECCIÓN DEL FILTRO.....	80
3.5.6. SELECCIÓN DE LAS MANGUERAS HIDRÁULICAS Y FLUIDO HIDRÁULICO	81
3.5.7. SELECCIÓN DEL DEPÓSITO	85
3.6. CÁLCULO ESTRUCTURAL	86

3.7. PRE DISEÑO DE LA VIGA	87
3.8. PRE DISEÑO DE LA COLUMNA	98
3.9. DISEÑO DE LA VIGA CON SECCIÓN VARIABLE EN UN PÓRTICO CON SOPORTES FIJOS Y CARGA PUNTAL EN EL CENTRO	105
3.9.1. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTO FLECTOR.....	105
3.9.2. DEFLEXIÓN DE LA VIGA	113
3.9.3. RIGIDIZADORES DE LA VIGA	114
3.9.4. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE	115
3.10. DISEÑO DE LA VIGA DE SECCIÓN CONSTANTE INFERIOR DEL PÓRTICO	118
3.10.1. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTO	118
3.10.2. DEFLEXIÓN DE LA VIGA	121
3.10.3. RIGIDIZADORES DE LA VIGA	122
3.10.4. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE	122
3.11. DISEÑO DE LAS COLUMNAS CON SECCIÓN CONSTANTE EN UN PÓRTICO CON SOPORTES FIJOS Y CARGA PUNTAL EN EL CENTRO	124
3.11.1. DISEÑO DE LAS COLUMNAS EN COMBINACIÓN DE ESFUERZOS	124
3.11.2. RIGIDIZADORES DE LA COLUMNA	127
3.12. DISEÑO DE LA MESA DONDE SE COLOCARA LA MATRIZ.....	128
3.13. CALCULO DE LA SOLDADURA.....	135
3.13.1. SOLDADURA DE RIGIDIZADORES Y COSTILLAS CON EL PERFIL.....	135
3.13.2. SOLDADURA DE LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA	137

3.14. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA.....	139
CAPÍTULO 4.....	140
INGENIERÍA DE DETALLE	140
4.1. LISTA DE MATERIALES.....	141
4.2. CIRCUITO HIDRÁULICO	142
4.3. PLANOS ESTRUCTURALES Y WPS	143
4.4. HOJAS DE PROCESOS Y MONTAJE.....	143
4.5. SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA HIDRÁULICA...	163
4.6. AUTOMATIZACIÓN DE LA PRENSA	164
4.7. PLANO ELÉCTRICO.....	168
4.8. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	168
CAPÍTULO 5.....	169
ANÁLISIS COSTOS.....	169
5.1. ANÁLISIS COSTOS	169
5.1.1. COSTOS DIRECTOS.....	169
5.1.2. COSTOS INDIRECTOS	172
5.1.1. COSTO TOTAL DEL PROYECTO	173
CAPÍTULO 6.....	174
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	174
6.1. CONCLUSIONES.....	174
6.2. RECOMENDACIONES	176
BIBLIOGRAFÍA.....	177
ANEXOS.....	179

Tabla 1 Tipos de prensas hidráulicas	23
Tabla 2 Tipos de bombas hidráulicas	30
Tabla 3 Tipos de Válvulas Hidráulicas.....	32
Tabla 4 Grado de filtraje	36
Tabla 5 Valores de la constante K.....	45
Tabla 6 Propiedades mecánicas.....	58
Tabla 7 Fuerza de deformación según su espesor.....	66
Tabla 8 Fuerzas de empuje teóricas para cilindros hidráulicos	67
Tabla 9 Carrera mínima del cilindro.....	67
Tabla 10 Dimensiones y montaje del cilindro hidráulico	67
Tabla 11 Combinex y Decisión Matrix de la bomba hidráulica	74
Tabla 12 Selección de bomba hidráulica	74
Tabla 13 Combinex y Decisión Matrix de la válvula de control.....	75
Tabla 14 Combinex y Decisión Matrix de la válvula de reguladora de flujo	77
Tabla 15 Datos técnicos generales de la válvula reguladora de flujo	78
Tabla 16 Datos técnicos hidráulicos de la válvula reguladora de flujo.....	78
Tabla 17 Tipos de elementos de regulación	79
Tabla 18 Datos técnicos de la válvula de alivio	79
Tabla 19 Tipos de filtros	81
Tabla 20 Elementos filtrantes	81
Tabla 21 Compatibilidad con fluidos hidráulicos	81

Tabla 22 Selección de la manguera hidráulica	84
Tabla 23 Combinex y Decisión Matrix del aceite hidráulico	84
Tabla 24 Resumen de la parte hidráulica	86
Tabla 25 Caída de presión por accesorios	86
Tabla 26 Módulo plástico en función del material	90
Tabla 27 Perfiles I	91
Tabla 28 Perfiles UPN	91
Tabla 29 Perfiles W	92
Tabla 30 Perfil C	92
Tabla 31 Esfuerzo de compresión admisible	99
Tabla 32 Área necesaria según el material	99
Tabla 33 Tabla de perfiles I	99
Tabla 34 Tabla de perfiles UPN	100
Tabla 35 Dimensiones de un Perfil w	110
Tabla 36 Dimensiones y propiedades del Perfil (sección menor)	118
Tabla 37 Dimensiones y propiedades del Perfil (sección mayor)	118
Tabla 38 Dimensiones y propiedades del Perfil seleccionado	124
Tabla 39 Dimensiones y propiedades del Perfil seleccionado	127
Tabla 40 Perfiles circulares	129
Tabla 41 Dimensiones y propiedades de los perfiles seleccionados	135
Tabla 42 Resistencia de la soldadura de los elementos de la viga inferior	138

Tabla 43 Resistencia de la soldadura de los elementos de la viga superior	138
Tabla 44 Resistencia de la soldadura de los patines lateral y central....	138
Tabla 45 Resistencia de la soldadura de los elementos de la mesa	138
Tabla 46 Lista de materiales	141
Tabla 47 Elementos del circuito hidráulico	142
Tabla 48 Hoja de procesos Columna.....	144
Tabla 49 Hoja de procesos Viga inferior (perfil armado).....	146
Tabla 50 Hoja de procesos Viga superior (perfil armado).....	149
Tabla 51 Hoja de procesos de la mesa	159
Tabla 52 Hojas de montaje de la estructura	161
Tabla 53 Elementos de la automatización	166
Tabla 54 Costos Directos Tabla de materiales	170
Tabla 55 Mano de obra directa	172
Tabla 56 Costos indirectos consumibles	172
Tabla 57 Herramientas	173
Tabla 58 Costo total del proyecto	173

Figura 1 Tapa plana.....	6
Figura 2 Tapa plana con ceja	6
Figura 3 Tapa únicamente abombada	6
Figura 4 Tapa abombada con ceja invertida.....	7
Figura 5 Tapa toriesférica.....	8
Figura 6 Tapa semielípticas.....	8
Figura 7 Tapa semiesférica	9
Figura 8 Esfuerzo vs Deformación (comportamiento anisotrópico)	12
Figura 9 Esfuerzos en una placa doblada	14
Figura 10 Esquema de deflexión de una placa circular	16
Figura 11 elemento diferencial de la placa circular.....	18
Figura 12 Placa circular con borde empotrado	21
Figura 13 Flexión pura en placa circular.....	21
Figura 14 Partes de la prensa	24
Figura 15 Tipos de Cilindros hidráulicos de simple efecto.....	25
Figura 16 Tipos de Cilindros hidráulicos de doble efecto	25
Figura 17 Las partes y componentes de un pistón	26
Figura 18 Fuerza de accionamiento	27
Figura 19 Centralita hidráulica y sus componentes	29
Figura 20 Tipos de válvulas reguladores de caudal.....	34
Figura 21 Partes del depósito.....	35
Figura 22 Partes del filtro.....	37

Figura 23 Tipos de filtros	38
Figura 24 Tipos de mangueras	39
Figura 25 Pórtico con soportes móviles	40
Figura 26 Notación de los momentos y fuerzas en un pórtico de sección constante y soportes fijos	41
Figura 27 Notación de inercias y carga aplica en el centro del pórtico	41
Figura 28 Notación de los momentos y fuerzas en un pórtico de sección constante y soportes fijos	42
Figura 29 Articulación plástica	49
Figura 30 Momento en función de la longitud sin soporte lateral.....	49
Figura 31 Constante C1 en función de la carga aplicada	54
Figura 32 Distancia entre rigidizadores	56
Figura 33 Ventana del pre procesador software de simulación 3D	61
Figura 34 Pestaña de geometría software de simulación 3D	62
Figura 35 Pestaña elección del material software de simulación 3D	62
Figura 36 Pestaña mallado software de simulación 3D	63
Figura 37 Pestaña de orientación de movimiento software de simulación 3D	63
Figura 38 Pestaña de elección de gráficos software de simulación 3D ...	64
Figura 39 Simulación del proceso software de simulación 3D.....	64
Figura 40 Gráfico carrera vs carga software de simulación 3D	65
Figura 41 Factor de anclaje en cilindros	70
Figura 42 Circuito hidráulico previo	73

Figura 43 Gráficas de características de la bomba de engranajes	75
Figura 44 Gráfico configuración de válvula direccional.....	76
Figura 45 Gráfico curva de pérdida de presión.....	76
Figura 46 Gráfico dirección de volumen de flujo.....	76
Figura 47 Grafico curva caudal vs diferencia de presión	78
Figura 48 Gráfico curva caudal vs diferencia de presión	80
Figura 49 Grafico selección de diámetro manguera hidráulica.....	83
Figura 50 Grafico selección de componentes de centralita hidráulica	85
Figura 51 Tamaño del depósito	85
Figura 52 Dirección de la fuerza que se aplica en la viga.....	88
Figura 53 Diagrama de momentos de la viga	89
Figura 54 Nomenclatura de las dimensiones de un perfil I y W	90
Figura 55 Nomenclatura del perfil C y UPN	91
Figura 56 Diagrama de fuerza cortante	97
Figura 57 Geometría del perfil	100
Figura 58 Configuración de la viga de sección variable.....	105
Figura 59 Diagrama de momento en sección variable.....	109
Figura 60 Rigidizadores internos de la viga (vista superior de la viga) ..	114
Figura 61 Rigidizadores exteriores de la viga (vista frontal de la viga) ..	114
Figura 62 Diagrama de fuerza cortante	116
Figura 63 Esquema de la viga inferior y las columnas.....	119
Figura 64 Diagrama de momentos de la viga de sección constante.....	120

Figura 65 Diagrama de fuerza cortante	122
Figura 66 Diagrama de momentos de la columna	125
Figura 67 Esquema de la mesa (vista superior)	128
Figura 68 Esquema de la mesa (vista frontal)	128
Figura 69 Geometría de la mesa	129
Figura 70 Esquema de la mesa con perfil armado	132
Figura 71 Diagrama circuito hidráulico	143
Figura 72 Simulación esfuerzos de von Miseses	163
Figura 73 Simulación deflexión en la estructura	164
Figura 74 Posiciones del cilindro	165
Figura 75 Diagrama de Fase A-B Carrera Larga	165
Figura 76 Diagrama de Fase A-B-C-B Carrera Corta	166
Figura 77 Diagrama de automatización	167
Figura 78 Módulo digital con compuertas lógicas	167
Figura 79 Circuito alterno	168

RESUMEN

Las prensas hidráulicas son máquinas para la producción en masa de productos o elementos. Estas máquinas son utilizadas en diversos trabajos como conformados, embutición, estampado, acuñado, troquelado, etc.; en el trabajo de conformado tiene una amplia gama de utilidades, y uno de ellos es el conformado de tapas para recipientes a presión, las cuales son parte esencial en los recipientes a presión debido que estas cierran el recipiente y soportan presiones altas. Para el conformado de las tapas en una prensa hidráulica se tienen en cuenta parámetros importantes que son la fuerza de deformación, la presión de trabajo, el espesor de la tapa a conformar, las dimensiones de la matriz y el punzón, la velocidad de trabajo y la carrera del cilindro. En el Ecuador existen tres empresas que poseen este tipo de prensas por este motivo para tener un avance tecnológico del país se planteó el diseño de una prensa hidráulica para el conformado de tapas para recipientes a presión. La empresa ACINDEC S.A. desea adquirir una prensa de estas, debido a que se dedica al diseño y construcción de recipientes a presión; con este proyecto se podrá desarrollar tecnología en el país y beneficiará a la empresa a ser más eficiente tanto en tiempos de construcción como en disminución de costos.

Palabras Clave:

- **PRENSA HIDRÁULICA**
- **TAPAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN**
- **CENTRALITA HIDRÁULICA**
- **BOMBA HIDRÁULICA**
- **ESTRUCTURA DE LA PRENSA**

ABSTRACT

Hydraulic presses are machines for mass production of products or elements. These machines are used in various studies as formed, embossing, stamping, coining, stamping, etc.; forming at work has a wide range of utilities, and one of them is composed of covers for pressure vessels, which are an essential part of the pressure vessels due to this close the container and withstand high pressures. For forming caps in a hydraulic press are taken into account, which are important parameters the deformation force, the working pressure, the thickness of the lid to form the dimensions of the die and punch, the working speed and the cylinder stroke. In Ecuador, there are only three companies that have this type of press that is why having a technological breakthrough for the country to design a hydraulic press was raised for forming lids for pressure vessels. The company ACINDEC S.A. To purchase a press of these, because it is dedicated to the design and construction of pressure vessels; with this project we can develop technology in the country and benefit the company to be more efficient both in construction times and in lower costs.

KEYWORDS:

- **HYDRAULIC PRESS**
- **COVERS FOR PRESSURE VESSELS**
- **HYDRAULIC UNIT**
- **HYDRAULIC PUMP**
- **STRUCTURE OF THE PRESS**

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. TÍTULO DEL PROYECTO

“INGENIERÍA CONCEPTUAL BÁSICA Y DE DETALLE DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA EL CONFORMADO DE LAS TAPAS DE LOS RECIPIENTES A PRESIÓN PARA LA EMPRESA ACINDEC S.A”

1.2. ANTECEDENTES

La fabricación de conformado de tapas para recipientes a presión consta por lo general de 2 radios de conformado, el radio de bombero y de rebordeo, los que se realizan en diferentes máquinas, para luego ser soldados al cuerpo del recipiente. En este proyecto se analizara el radio de bombeo ya que en la prensa fabricará y conformará este radio.

En el país existen tres empresas que poseen estas prensas para realizar los radios de bombeo para las tapas o cabezas de recipientes a presión. La empresa ACINDEC S.A. se dedica a la construcción y montaje de recipientes a presión, por esta razón está interesada en realizar este proyecto tanto por costos, procesos y el conformado. La empresa en la actualidad requiere una producción de 8 tapas por día.

La ingeniería conceptual, básica y de detalle de la prensa es requerida para la aprobación por la empresa, compra de los materiales, construcción y operación.

1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Con la prensa hidráulica, ACINDEC S.A. se podrá realizar los radios de bombeo para las tapas o cabezas de los recipientes a presión. Con lo cual se reduciría costos de importación de las tapas, los tiempos de espera de llegada de las tapas, contratar empresas externas para realizar solo el radio de bombeo de las tapas. El país contará con la capacidad de alcanzar este proyecto evitando la importación de una prensa.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar la ingeniería conceptual, básica y de detalle de una prensa hidráulica para el conformado de tapas para recipientes a presión.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la fuerza necesaria para la deformación plástica del disco de acero.
- Establecer las dimensiones del cilindro hidráulico.
- Seleccionar los componentes de la centralita hidráulica para el accionamiento del cilindro hidráulico.
- Diseñar el marco estructural de la prensa hidráulica.
- Implementar la automatización de la prensa.
- Desarrollar la Ingeniería de Detalle.
- Realizar un análisis costos del proyecto

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Las empresas relacionadas con la fabricación de recipientes a presión garantizan el diseño y la construcción de estos bajo al código ASME¹ sección VIII div. 1 para que este sea estampado, con esto se garantiza un diseño adecuado tanto en materiales, seguridad y funcionamiento para el fluido que va a almacenar el recipiente.

La elección de las tapas o cabezas de los recipientes son muy importantes ya que el tipo de tapa indica la orientación del recipiente y otros factores influyen.

Actualmente la empresa importa las tapas ya conformadas con sus 2 radios, pero dependiendo del equipo, se realiza el radio de bombeo en empresas nacionales y el radio de rebordeo se lo realiza en ACINDEC, ya que la empresa cuenta con la máquina para este trabajo.

ACINDEC S.A. desea realizar este proyecto para desarrollar tecnología en el país y así impulsar el emprendimiento tanto en el ámbito laboral como en el ámbito educativo.

1.6. ALCANCE DEL PROYECTO

El proyecto para la empresa ACINDEC S.A. se encargará en los siguientes puntos:

La ingeniería conceptual, básica y de detalle de una prensa hidráulica para el conformado de radio de corona, validar su estructura y elementos diseñados en un programa comercial de elementos finitos para cálculo de esfuerzos y flexión. La empresa requiere que la prensa tenga las siguientes características:

¹ ASME: American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

- Ancho de luz de la prensa 4000 mm
- Alto de la prensa 3500 mm
- Materiales a conformar ASTM A36 y ASTM 316
- Espesor del material a conformar hasta 12,7 mm
- Diámetro máximo de tapa a trabajar 3100 mm
- Velocidad de trabajo 8 mm/s
- La empresa proveerá un punzón de $\varnothing 200$ mm y una matriz de $\varnothing 300$ mm

CAPÍTULO 2

INGENIERÍA CONCEPTUAL

2.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se trata sobre los elementos que influyen o afectan al diseño de una prensa hidráulica para el conformado de tapas para recipientes a presión, las prensas hidráulicas conforman espesores de chapa considerables. Existen varios factores que se consideran en la ingeniería de diseño de una prensa hidráulica, como la capacidad de la prensa, el diámetro y tipo de material de la chapa a hacer conformado, el tipo de lubricante utilizado en el proceso y la relación punzón - matriz.

2.2. TIPOS DE TAPAS PARA LOS RECIPIENTES A PRESIÓN

Las tapas son parte esencial para los recipientes a presión las cuales se unen al cuerpo para cerrar el recipiente. Estas son diseñadas bajo el código ASME VIII div. 1. Dependiendo la aplicación existen diferentes tipos de tapas.

2.2.1. TAPAS PLANAS

Estas son utilizadas generalmente para recipientes sujetos a presión atmosférica, pero en excepciones se pueden utilizar en recipientes sometidos a presión. Otra utilización que se les da a este tipo de tapas es como fondos de tanques de almacenamiento. El costo de este tipo de tapas es el más barato a diferencia de las demás.

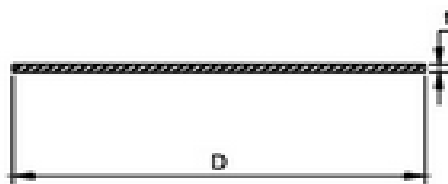


Figura 1 Tapa plana

Fuente: Código ASME VII div. 1, 2010

2.2.2. TAPAS PLANAS CON CEJA

Estas también son utilizadas para presiones atmosféricas, pero tienen un límite máximo de 6 metros de diámetro.

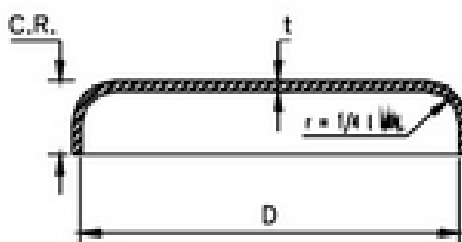


Figura 2 Tapa plana con ceja

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.2.3. TAPAS ÚNICAMENTE ABOMBADAS

Son utilizadas generalmente para recipientes a presión manométrica baja. Pero se puede diseñar para soportar presiones altas analizando la concentración de esfuerzos.

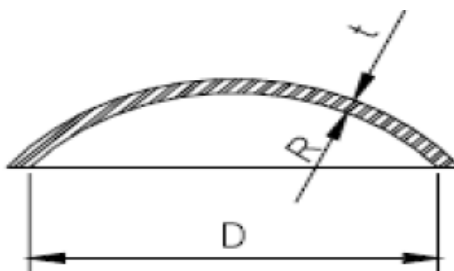


Figura 3 Tapa únicamente abombada

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.2.4. TAPAS ABOMBADAS CON CEJAS INVERTIDA

La fabricación de este tipo de tapas es compleja, son utilizadas en casos especiales. Su costo es muy elevado debido al proceso de fabricación.

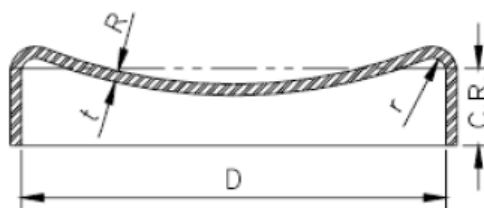


Figura 4 Tapa abombada con ceja invertida

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.2.5. TAPAS TORIESFÉRICAS (F&D)

Soportan altas presiones manométricas y tienen un bajo costos, por esta razón son las más utilizadas en la industria.

La característica principal es que el radio de abombado puede ser igual al diámetro de la tapa. El rango de este radio es $0,9 \cdot D_e < R \leq D_e$

Donde:

D_e = Diámetro exterior de la tapa

R = Radio de abombado o corona

r = Radio de rebordo

El radio de rebordo también es muy importante en este tipo de tapas y este se encuentra en un rango $0,06 \cdot D_e \leq r < 0,17 \cdot D_e$

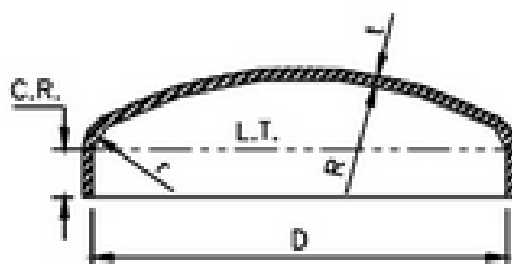


Figura 5 Tapa toriesférica

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.2.6. TAPAS SEMIELÍPTICAS

Las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas.

Las tapas semielípticas más comunes son relación 2:1 las cuales tienen un radio de rebordo de $0.17 D_i$ y un radio de bombeo esférico de $0.90 D_i$.

Donde:

D_i = Diámetro interior de la tapa

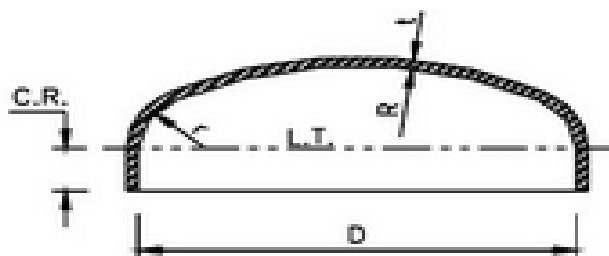


Figura 6 Tapa semielípticas

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.2.7. TAPAS SEMIESFÉRICAS

Estas son utilizadas cuando la presión a soportar es crítica, la configuración de la tapa es una media circunferencia, se puede fabricar en cualquier dimensión y su costo es alto.

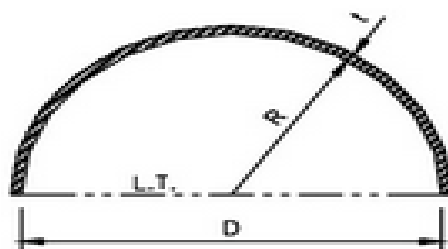


Figura 7 Tapa semiesférica

Fuente: Código ASME VII div. 1., 2010

2.3. PARTES FORMADAS EN FRÍO. UCS-79

Se requiere tratamiento térmico de las partes conformadas en frío, si el alargamiento de la fibra es mayor del 5% desde la condición como se laminó el material y si cualquiera de las siguientes condiciones existe:

- El recipiente será para servicio letal
- La prueba de impacto es requerida.
- El espesor antes del conformado excede 5/8"
- El espesor es reducido en más del 10%
- La temperatura de formado estuvo entre 250°F y 900°F.

Si ninguna de las condiciones existe, el porcentaje puede llegar a ser tan alto como el 40%, para materiales P1 (referirse al ASME Sección II parte A).

2.3.1. FÓRMULAS PARA EL ALARGAMIENTO DE LA FIBRA

Para doble curvatura. Ecuación 1:

$$\varepsilon_f = \frac{75 * t}{R_f} * \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right) \quad (1)$$

Para curvatura sencilla. Ecuación 2:

$$\varepsilon f = \frac{50 * t}{R_f} * \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right) \quad (2)$$

Donde:

εf = Porcentaje del alargamiento de la fibra [%]

t = Espesor del cuerpo o la cabeza del recipiente a presión [pulg]

R_0 = Radio inicial de conformado [pulg]

R_f = Radio final de conformado [pulg]

2.4. CONCEPTOS DE DEFORMACIÓN PLÁSTICA

2.4.1. DEFORMACIÓN

“La deformación se define como el cambio de dimensión por unidad de longitud” (Askeland, 2009, pag 234). Existe dos tipos de deformación una de tipo elástica y una plástica. La primera tiene la característica que el material se deforma pero luego de retirar la carga este regresa a su estado inicial, en el caso plástico la deformación permanece a pesar de que se retire la carga. Ecuación 3 (William f. Smith, Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales, pag 206):

$$\varepsilon = \frac{l - l_o}{l_o} = \frac{\Delta l}{l_o} \quad (3)$$

Donde:

ε : Deformación [mm]

l : Longitud del material después de aplicar el esfuerzo [mm]

l_o : Longitud del material antes de deformarse [mm]

Δl : Variación de la longitud del material [mm]

2.4.2. DUCTILIDAD (ENDURECIMIENTO POR DEFORMACIÓN)

La ductilidad es la capacidad del material a deformarse plásticamente sin presentar la fractura, entre más deformación pueda resistir el material será más dúctil. El momento que se aplica un esfuerzo mayor del límite de fluencia el material quedara deformado permanentemente y además se endurecerá, esto quiere decir que el material ha ganado mayor resistencia en el lugar donde se deforma por lo cual se necesita un esfuerzo más grande que el inicial para seguir con la deformación. A medida que el endurecimiento aumenta la ductilidad disminuye, esto indica que existe una relación entre estas dos propiedades.

El endurecimiento por deformación es modelado mediante la Ley de Krupkovsky-Swift en la cual relaciona la tensión equivalente de Hill-Von Mises y la deformación plástica. Ecuación 4 (Simtech, Introduction to Sheet Metal Forming Processes, pag 22).

$$\sigma = k(\varepsilon_o + \varepsilon_p)^n \quad (4)$$

Donde:

σ : Endurecimiento por deformación [MPa]

k: Coeficiente de resistencia [N/mm²]

ε : Deformación unitaria [mm/mm]

n: Exponente de endurecimiento por deformación [adimensional]

Para determinar las constantes del material que se necesitan para la ley de Krupkovsky-Swift se obtienen mediante un ensayo de tracción, estas constantes quedan definidas con la Ecuación 5 y 6 respectivamente (Simtech, Introduction to Sheet Metal Forming Processes, pag 23):

$$k = R_m \left(\frac{e}{n} \right)^n \quad (5)$$

$$\varepsilon_o = \sqrt[n]{\frac{\sigma_y}{k}} \quad (6)$$

Donde:

R_m : Resistencia última [MPa]

e : $e^\varepsilon - 1$ [adimensional]

σ_y : Límite de fluencia [MPa]

2.4.3. COMPORTAMIENTO ANISOTRÓPICO

Cuando se produce la deformación del material los granos giran y a la vez se alargan en cierta dirección con esto los planos cristalográficos se ubican en la dirección que se aplica el esfuerzo. El módulo de Young está relacionado con esta propiedad porque cuando los planos cristalográficos se alienan aumenta este módulo como sucede en el caso del hierro, en las direcciones $[1,1,1]$ y $[1,0,0]$ es de 260 GPa y 140GPa respectivamente.

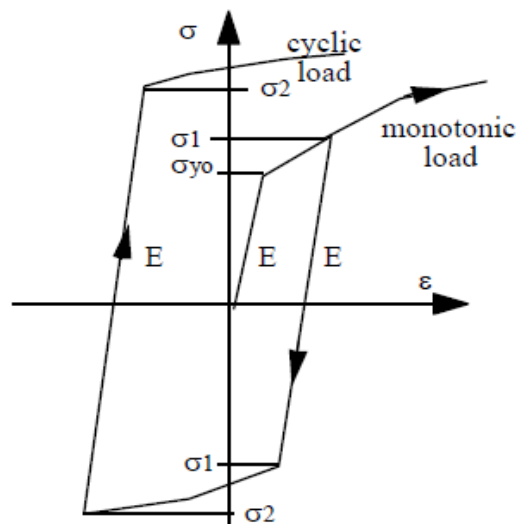


Figura 8 Esfuerzo vs Deformación (comportamiento anisotrópico)

Fuente: (SIMTECH, 1999)

2.4.4. LA PLASTICIDAD

La plasticidad consiste en que un material se deformará permanentemente y no podrá regresar a su estado original para que se produzca esta deformación se debe aplicar un esfuerzo mayor al límite de fluencia. Esta deformación plástica se produce porque los átomos son desplazados de una posición a otra y no regresan a su posición inicial. Esta deformación es muy importante en la industria debido a que los metales que pueden deformarse plásticamente en gran medida sin sufrir fractura serán muy útiles para los diferentes tipos de conformados de metales que existen.

2.4.5. LA CONFORMABILIDAD

Esta propiedad se refiere a la capacidad del material de ser moldeado. Cuando se conforma en estado sólido se relaciona con el proceso de deformación plástica del material y cuando se conforma en estado líquido se relaciona con el tipo de fundición que se emplee.

La conformabilidad del material en estado sólido existen tres tipos que se indicaran a continuación:

- Conservación de masa (procesos de manufactura sin arranque de viruta)
- Con reducción de material (procesos de manufactura con arranque de viruta)
- De unión (soldadura, remaches, etc.)

Dependiendo de la conformabilidad que presente el material se elegirá el proceso de deformación que mejor se ajuste a sus características y facilite la producción del mismo.

2.4.6. RESTITUCIÓN

La restitución consiste en que el material metálico deformado se recupera o trata de volver a su estado inicial esto se debe a que existen esfuerzos residuales en el material por lo que provoca este efecto.

Se recupera una deformación igual a $(\varepsilon_{total} - \varepsilon_1)$ por lo que el material tiene naturaleza elástica. Hay que tener muy en cuenta la restitución en el momento del conformado porque va a ser necesario aplicar una carga mayor que la calculada debido a este fenómeno. A pesar de que los materiales tengan propiedades mecánicas idénticas la restitución puede ser diferente.

La restitución también aparece porque las fibras cerca del eje neutro están con esfuerzos menores por lo que no llegan a deformarse plásticamente y estas fibras intentan volver a su estado inicial y en consecuencia se presentara la restitución.

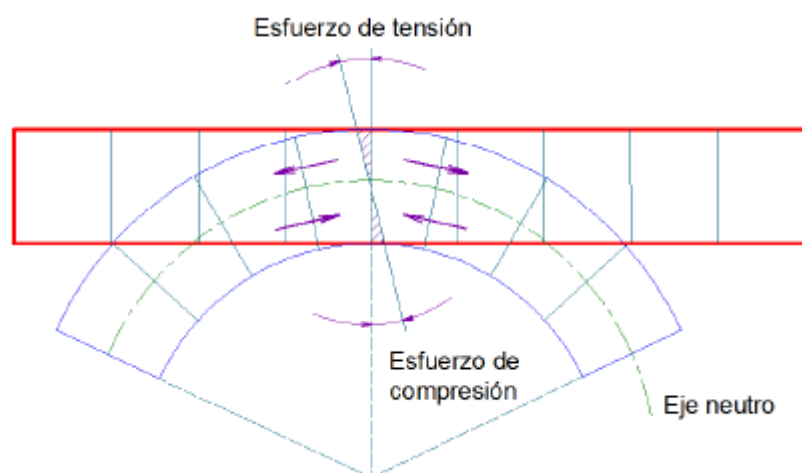


Figura 9 Esfuerzos en una placa doblada

Fuente: (HERNANDEZ C., 2010)

2.4.7. MÓDULO DE POISSON

Es la relación que existe entre la deformación longitudinal que tiene un material debido a una carga de tensión o compresión y su deformación lateral que también aparase en el momento de aplica estos esfuerzos, se calcula con la Ecuación 7 (Donald Askeland, Ciencia e Ingeniería de los Materiales, pag 249):

$$\mu = \frac{-\varepsilon_{lateral}}{\varepsilon_{longitudinal}} \quad (7)$$

Donde:

μ : Módulo de Poisson [adimensional]

$\varepsilon_{lateral}$: Deformación lateral [mm]

$\varepsilon_{longitudinal}$: Deformación longitudinal [mm]

Cuando los metales se deforman en la región elástica este módulo tiene un valor de 0.3. Cuando la deformación se encuentra en la zona plástica el valor de Poisson sube a 0.5 aproximadamente debido a que el volumen permanece constante.

2.5. FLEXIÓN SIMÉTRICA DE PLACAS CIRCULARES

2.5.1. ECUACIÓN DIFERENCIAL DE LA FLEXIÓN SIMÉTRICA DE PLACAS CIRCULARES BAJO CARGA TRANSVERSAL

Cuando se aplica una carga y esta está distribuida alrededor del eje vertical de simetría de la placa circular su plano medio también se deformara simétricamente. La deflexión será la misma en todos los puntos equidistantes del centro de la placa, con esto podemos suponer una deflexión o flecha en una sección que pase por el eje vertical de simetría. En la figura 10 se puede apreciar que el punto O es el centro de la placa, r

puede ser cualquier punto de distancia radial del plano medio y w la flecha que se puede generar hacia abajo.

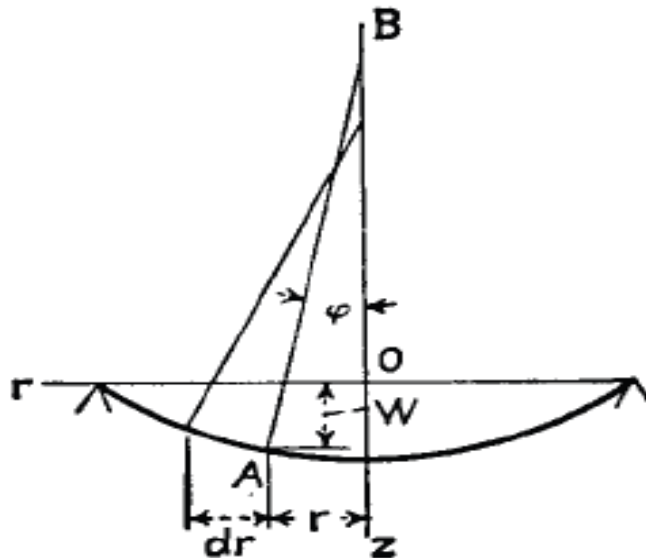


Figura 10 Esquema de deflexión de una placa circular

Fuente: (TIMOSHENKO S., 1973)

La pendiente máxima de la deformación en cualquier punto A es igual a $-\frac{dw}{dr}$, la curvatura de la superficie media de la placa en la sección rz es para pequeñas deflexiones.

$$\frac{1}{r_n} = -\frac{d^2w}{dr^2} = \frac{d\varphi}{dr} \quad (a)$$

Donde:

φ : Angulo pequeño formado por el eje de simetría OB y la normal a la deformada en A [radianes]

Se puede decir que AB es el radio de la segunda curvatura principal r_t de donde según la figura 5.

$$\frac{1}{r_t} = -\frac{1}{r} \cdot \frac{dw}{dr} = \frac{\varphi}{r} \quad (b)$$

Teniendo las ecuaciones (a) y (b) de las curvaturas normal y tangencial se pueden combinar con las ecuaciones de flexión pura en placas². Al ocupar estas expresiones se tiene lo siguiente:

$$M_r = -D \left(\frac{d^2w}{dr^2} + \frac{v}{r} \frac{dw}{dr} \right) = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{v}{r} \varphi \right) \quad (c)$$

$$M_t = -D \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + v \frac{d^2w}{dr^2} \right) = D \left(\frac{\varphi}{r} + v \frac{d\varphi}{dr} \right) \quad (d)$$

Donde:

M_r: momento que actúa a lo largo de las secciones circulares [Lb pulg]

M_t: Momento que actúa en la sección diametral r_z de la placa [Lb pulg]

v: módulo de Poisson [adimensional]

La constante D está definida con la Ecuación 8 (S. Timoshenko, Teoría de Láminas y Placas, pag 20):

$$D = \frac{Et^2}{12(1-\nu^2)} \quad (8)$$

Donde:

t: Espesor de la placa circular [pulg]

E: módulo de elasticidad [ksi]

En la figura 11 se puede apreciar un elemento diferencial del disco, este elemento está separado de la placa por dos secciones cilíndricas ab y cd y por dos secciones diametrales ad y cb. El momento que actúa en cd es:

² Las ecuaciones de flexión pura se pueden revisar en el capítulo 2 de S. TIMOSHENKO, Teoría de láminas y placas

$$M_r r d\theta \quad (e)$$

El momento correspondiente a ab es:

$$\left(M_r + \frac{dM_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta \quad (f)$$

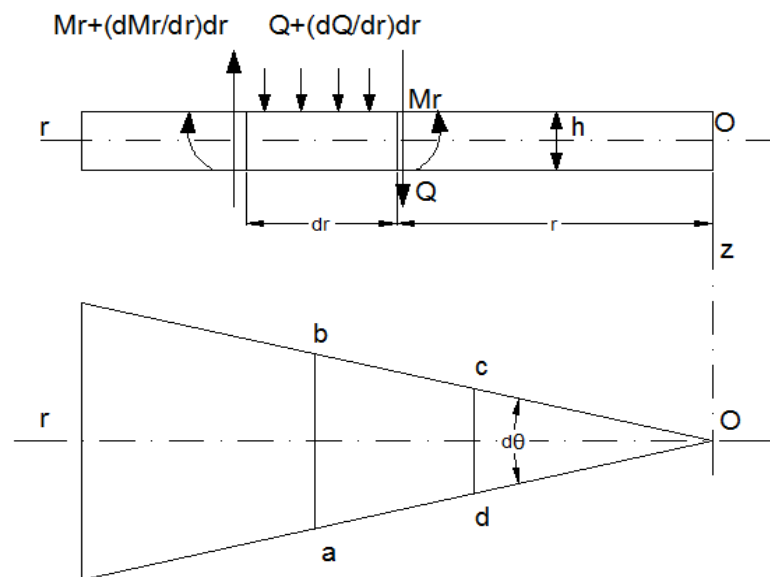


Figura 11 elemento diferencial de la placa circular

Fuente: (TIMOSHENKO S., 1973)

Los momentos de los lados ad y bc son iguales y dan como resultado lo siguiente:

$$M_t dr d\theta \quad (g)$$

Donde:

θ : Angulo de la sección circular [radianes]

Por el motivo que se tiene simetría en la placa circular los esfuerzos cortantes se anulan pero existen en las secciones cilíndricas las cuales son cd y ab. La fuerza que se aplica sobre ab es:

$$\left[Q + \frac{dQ}{dr} dr \right] (r + dr) d\theta \quad (h)$$

Donde:

Q: Fuerza cortante en la placa circular [Lb]

Sumando con los signos convenientes los momentos (e), (f), (g) y (h), se puede obtener la ecuación de equilibrio para el elemento diferencial, se desprecia los infinitésimos de orden superior.

$$M_r + \frac{dM_r}{dr} r - M_t + Q_r = 0 \quad (i)$$

Sustituyendo las ecuaciones (c) y (d) en la ecuacion (i) se tiene lo siguiente:

$$\frac{d^3 w}{dr^3} + \frac{1}{r} \frac{d^2 w}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \frac{dw}{dr} = \frac{Q}{D} \quad (j)$$

Si el esfuerzo cortante se deja en funcion de r se puede reducir la ecuacion anterior, ademas se dejara en terminos de la intensidad de fuerza q y se multiplica por 2π ambos lados miembros de la ecuacion y se obtiene lo siguiente:

$$Q 2\pi r = \int_0^r q 2\pi r dr$$

Donde:

Q: Esfuerzo cortante en la placa circular [psi]

Derivando con respecto a r y dividiendo para r se obtiene:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{q}{D} \quad (k)$$

2.5.2. PLACA CIRCULAR UNIFORMEMENTE CARGA

Si una placa que tiene por radio el valor de “a” tiene una intensidad de carga q está repartida en toda su superficie, la ecuación para el esfuerzo a una distancia r será la siguiente:

$$2\pi rQ = \pi r^2 q$$

Despejando el esfuerzo cortante:

$$Q = \frac{qr}{2} \quad (l)$$

Sustituyendo esta última ecuación encontrada en (k)

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{qr}{2D} \quad (m)$$

Realizando una primera integración en (m)

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) = \frac{qr^2}{4D} + C_1 \quad (n)$$

C_1 es una constante de integración que se podrá determinar dependiendo las condiciones de borde, esto quiere decir si la placa está apoyada o empotrada. Multiplicando los dos lados de la ecuación (n) por r e integrando por segunda ocasión se tiene lo siguiente:

$$\frac{dw}{dr} = \frac{qr^2}{16D} + \frac{C_1 r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (p)$$

Se realizara una nueva integración para eliminar el diferencial sobrante

$$w = \frac{qr^4}{64D} + \frac{C_1 r^2}{4} + C_2 \ln \frac{r}{a} + C_3 \quad (q)$$

Para poder obtener las constantes de integración se debe asumir condiciones de borde.

2.5.2.1. PLACA CIRCULAR SIMPLEMENTE APOYADA

Para el cálculo de la flecha se debe aplicar el método de superposición. Para el caso de empotramiento de la placa se tiene que el momento es $M_r = -qr^2/8$, este momento está en todo el contorno del disco³. Si se combina este caso con el de flexión pura indica en la figura 12, se eliminaran los momentos flectores M_r en el contorno de la placa y con esto se obtiene la flexión en una placa circular simplemente apoyada.

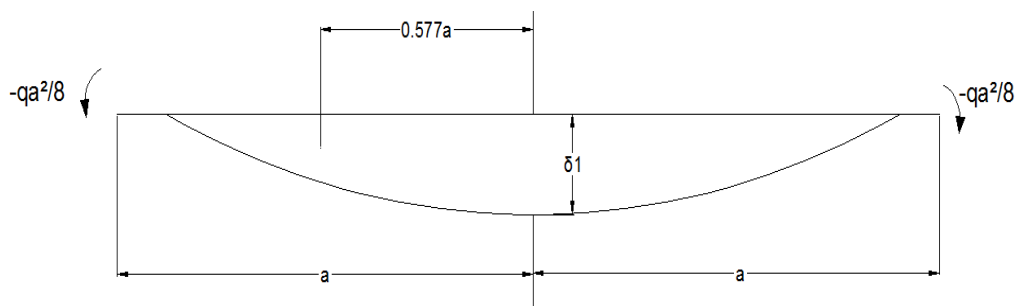


Figura 12 Placa circular con borde empotrado

Fuente: (TIMOSHENKO S., 1973)

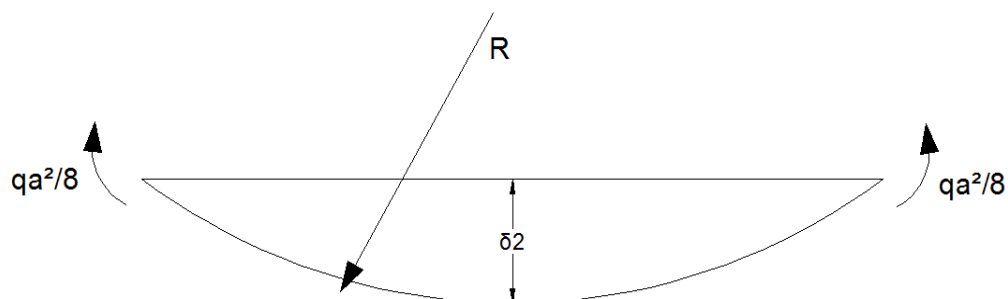


Figura 13 Flexión pura en placa circular

Fuente: (TIMOSHENKO S., 1973)

³ Las ecuaciones con borde empotrado se pueden revisar en el capítulo 3 de S. TIMOSHENKO, Teoría de láminas y placas

Para el caso de una placa circular simplemente apoyada la ecuación con la cual se puede calcular la máxima flecha que sería en el centro del disco es la ecuación 9 (S. Timoshenko, Teoría de Láminas y Placas, pag 76):

$$w_{max} = \frac{(5 + \nu)qa^4}{64(1 + \nu)D} \quad (9)$$

El máximo momento flector se encuentra en el centro de la placa y se ocupa la ecuación 10 (S. Timoshenko, Teoría de Láminas y Placas, pag 76):

$$M_r = M_t = \frac{3 + \nu}{16} qa^2 \quad (10)$$

Por último para encontrar la tensión máxima se tiene la ecuación 11 (S. Timoshenko, Teoría de Láminas y Placas, pag 76):

$$(\sigma_r)_{max} = (\sigma_t)_{max} = \frac{3(3 + \nu)qa^2}{8h^2} \quad (11)$$

2.6. PRENSA HIDRÁULICA




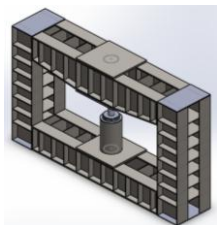
La prensa hidráulica es un mecanismo que está conformado por una estructura, pistones y una central hidráulica, que mediante una presión permite aumentar la fuerza resultante. Las prensas tienen la capacidad para una producción en masa, ya que la operación que necesita es realizada por el recorrido de la carrera del vástago, más el tiempo necesario para la alimentación del material.

En la producción es muy versátil porque puede variar los procesos ya sea conformado, punzonado o cizallado, por lo tanto se produce a un bajo costo de fabricación.

El funcionamiento de una prensa hidráulica puede ser extremadamente peligroso, los trabajadores no capacitados no deben intentar operar prensas hidráulicas. Cada una de ellas ofrece distintas características que las hacen ideales para una serie de aplicaciones. Estas se clasifican en:

Tabla 1

Tipos de prensas hidráulicas

	Tipos de prensas	Descripción
	Prensa de Taller	Son empleadas en instalaciones de maquinaria y equipo pesado. Existen 2 tipos de prensas de taller, las prensas con embrague de revolución completa y las de revolución parcial.
	Prensa de tipo pilar	El acceso de trabajo en esta prensa es de 3 diferentes lados. Este tipo de prensas son ideales para aplicaciones como embutición profunda, moldeo por inyección vertical, trans-moldeo y moldeo de caucho. Estas prensas pueden llegar hasta 1000 toneladas de presión.
	Prensa de marco C	La forma de "C" permite la maximización del espacio. Estas prensas están diseñadas para aplicaciones individuales como enderezar y dibujar. Estas pueden generar alrededor de 300 toneladas de presión.
	Prensa de marco H	Estas prensas se emplean para una serie de aplicaciones como doblado, perforación, dibujo, acuñamiento, prensado, etc. Pueden producir una presión de 1.500 toneladas.

CONTINUA





Prensa para laminado

Están diseñadas para operaciones manuales. Cuentan con dos placas, una de ellas se emplea para calentar y la otra para refrigerar.

Tener una placa de calentamiento y una placa de refrigeración hace el laminado de los materiales más rápidamente.

Partes de la prensa hidráulica son:

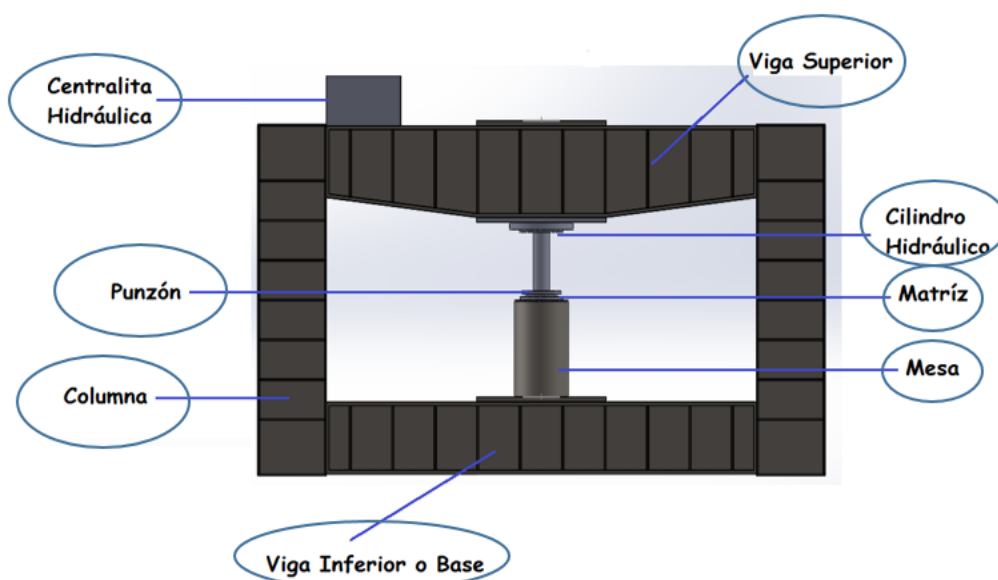


Figura 14 Partes de la prensa

2.6.1. CILINDRO HIDRÁULICO

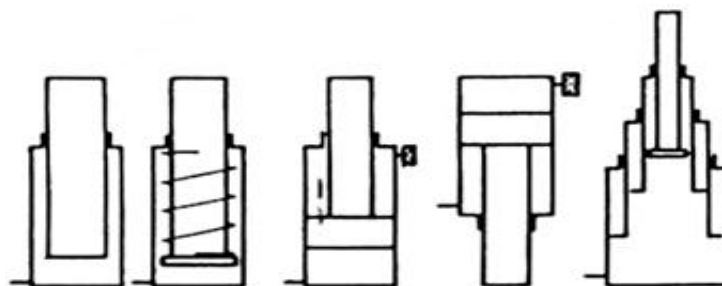
El cilindro hidráulico se define como un componente de trabajo de los circuitos oleohidráulicos se usan mayormente en las máquinas o mecanismos. Este obtiene la energía de un fluido hidráulico presurizado, que usualmente es algún tipo de aceite, el trabajo desarrollado es un avance y retroceso a través de un movimiento rectilíneo cíclico.

La elección del pistón o cilindro se la puede hacer mediante un catálogo ya que estos están normalizados, pero en ciertas ocasiones el pistón es

construido a especificaciones del cliente ya que puede ser utilizado para funciones especiales.

Los pistones o cilindros se clasifican en:

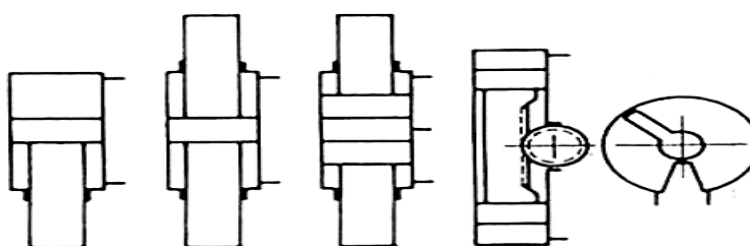
- Cilindros de simple efecto



Descripción	Cilindros de émbolo buzo con o sin retorno por muelle	Cilindro para compresión con émbolo y vástago, con o sin retorno por muelle	Cilindro para tracción en émbolo y vástago con o sin retorno por muelle	Cilindro telescópico para montaje en espacios reducidos
-------------	---	---	---	---

Figura 15 Tipos de Cilindros hidráulicos de simple efecto

- Cilindros de doble efecto



Descripción	Cilindro diferencial con superficies desiguales del émbolo	Cilindro de doble vástago con fuerzas y velocidades iguales en ambas direcciones	Cilindro doble diferencial	Mecanismo oscilante, el movimiento lineal del émbolo se transforma directamente en giratorio	Cilindro de émbolo rotativo, el desplazamiento del émbolo se transforma en movimiento giratorio
-------------	--	--	----------------------------	--	---

Figura 16 Tipos de Cilindros hidráulicos de doble efecto

En este proyecto se trabajara con un pistón o cilindro hidráulico de doble efecto, el principio de funcionamiento de este, penetra el fluido a presión en

una de las cámaras, el empuje hace avanzar al vástago realizando un trabajo en este pistón el empuje puede ser en ambos sentidos.

Las partes y componentes de un pistón o cilindro de doble efecto se pueden visualizar en la figura 2.2

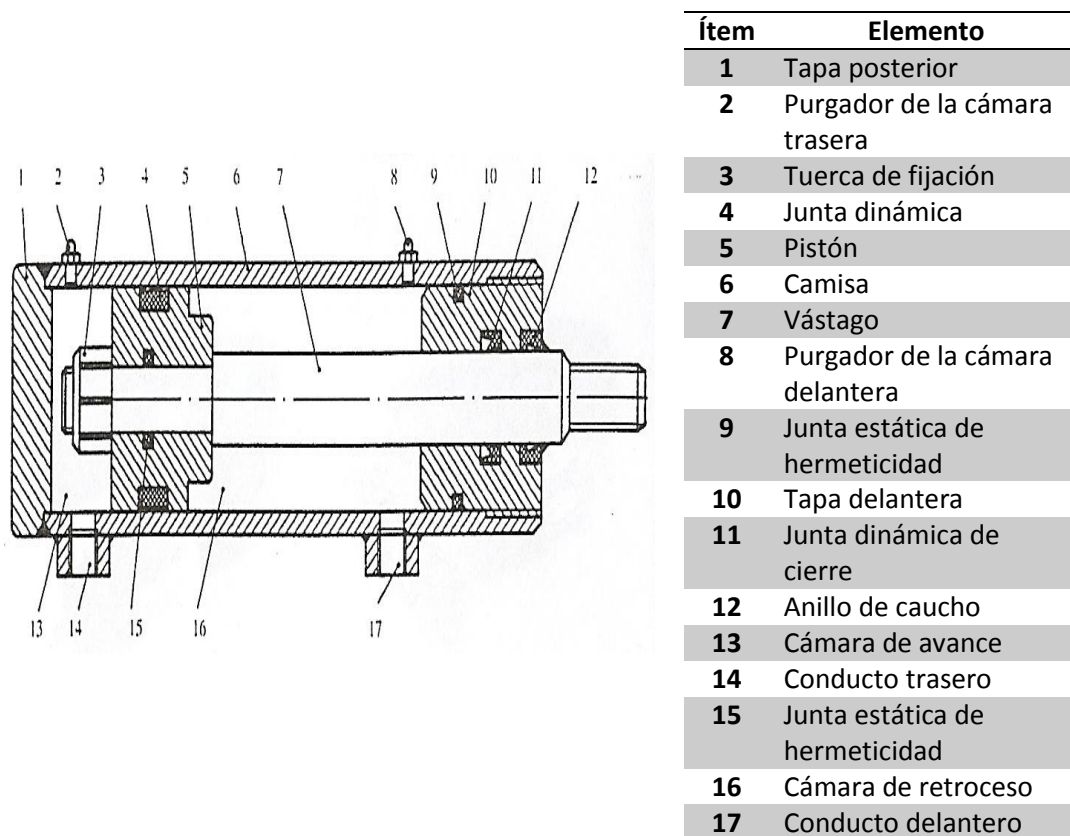


Figura 17 Las partes y componentes de un pistón

Fuente: (Serrano A., 2010)

La fuerza de accionamiento del pistón depende de la presión del fluido, de la sección del embolo y rendimiento del cilindro o de las perdidas por rozamiento de las juntas dinámicas y piezas en contacto. En el avance del vástago va hacer mayor la fuerza, ya que el área de empuje va hacer mayor que en el retroceso.

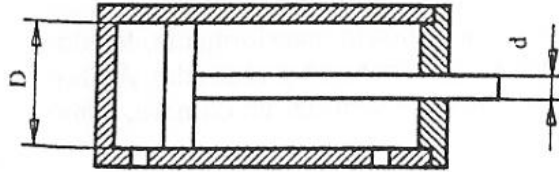


Figura 18 Fuerza de accionamiento

Fuente: (Serrano A., 2010)

La figura 2.3 muestra un pistón de doble efecto donde la fuerza de avance será la ecuación 12 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 130):

$$F_u = \frac{\pi}{4} * Di^2 * P * \eta_a \quad (12)$$

Donde:

F_u = Fuerza de avance [klbf]

Di = Diámetro interior del cilindro [pulg]

P = Presión del fluido [ksi]

η_a = Rendimiento del cilindro o actuador [Adimensional]

La fuerza de retroceso en la misma figura 2.3 es la ecuación 13 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 130):

$$F_r = \frac{\pi}{4} * (D^2 - dv^2) * P * \eta \quad (13)$$

Donde:

F_r = Fuerza de retroceso [klbf]

dv = Diámetro del vástago [pulg]

2.6.1.1. Caudal del cilindro en función de la velocidad del vástago

El caudal a suministrarse al cilindro por medio de la bomba depende del área del cilindro y la velocidad con la que se traslada el vástago. Y se obtiene con la ecuación 14 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 131):

$$Q = A * Vel \quad (14)$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal} \left[\frac{\text{pulg}^3}{\text{s}} \right]$$

$$A = \text{Área de la sección de la cámara del cilindro} [\text{pulg}^2]$$

$$Vel = \text{Velocidad de translación del vástago} \left[\frac{\text{pulg}}{\text{s}} \right]$$

Para el caudal de retroceso es muy similar solo se resta el diámetro del vástago como se muestra en la ecuación 15 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 131).

$$Q_r = \pi * \left(\frac{D_i^2 - d_v^2}{4} \right) * Vel \quad (15)$$

Donde:

$$Q_r = \text{Caudal de retroceso} \left[\frac{\text{pulg}^3}{\text{s}} \right]$$

2.6.2. CENTRALITA HIDRÁULICA

Una centralita es un conjunto de elementos hidráulicos que están conectados entre sí por un circuito por donde fluye un aceite o fluido que los hace trabajar en conjunto para generar una presión necesaria.

Las centralitas hidráulicas posibilitan un fácil control de la posición de los componentes de una máquina industrial. También proveen de un control continuo de la potencia, permiten cambiar con mayor facilidad la dirección del movimiento y tienen mayor velocidad de respuesta. Además, al proporcionar movimientos suaves mejoran la seguridad en la planta. Una centralita consta como mínimo de los siguientes componentes:

- Un Motor eléctrico
- Una Bomba
- Un Depósito de aceite
- Una Válvula limitadora de presión
- Filtros
- Un Manómetro
- Un Tapón desvaporador
- Un Nivel de aceite

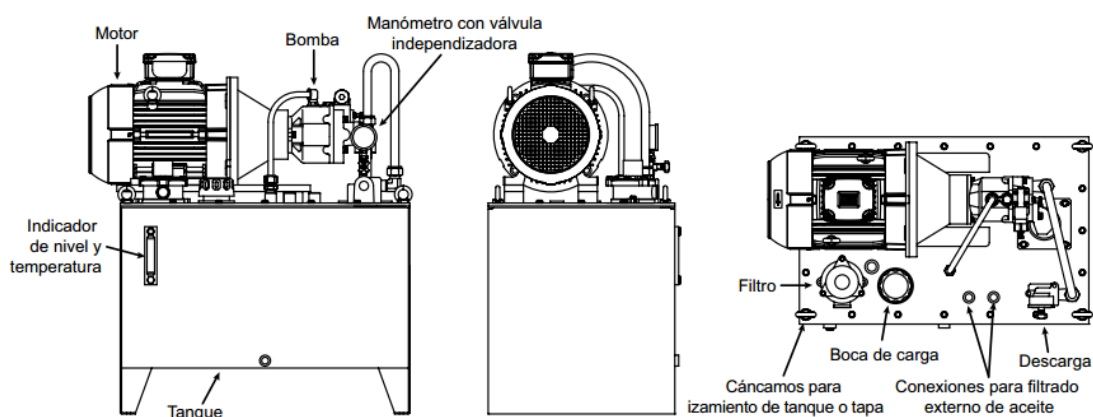


Figura 19 Centralita hidráulica y sus componentes

Fuente: (Parker, 2012)

2.6.2.1. Bomba hidráulica

La bomba hidráulica es capaz de aumentar la presión del fluido para generar energía y esta será transferida a un actuador el cual realiza el trabajo.

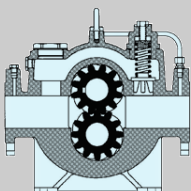
Las características primordiales de las bombas para una adecuada selección son:

- Presión (psi)
- Caudal (L/min)
- El ruido
- El rendimiento volumétrico y mecánico
- El coste

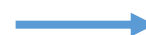
Las bombas se clasifican por su funcionamiento y configuración interna en:

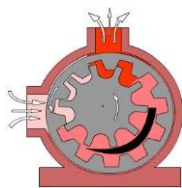
Tabla 2

Tipos de bombas hidráulicas

	Tipo de Bomba	Margen de revoluciones (rpm)	Volumen de expulsión (cm ³)	Presión nominal (bar)	Rendimiento
	Bomba de engranajes externos	500 - 3500	1,2 - 250	63 - 160	0,8 - 0,91

CONTINUA





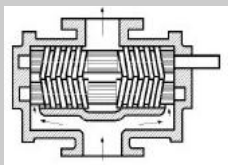
Bomba de engranajes internos

500 - 3500

4 - 250

160 - 250

0,8 - 0,91



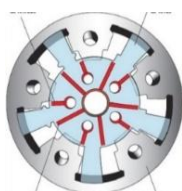
Bomba helicoidal

500 - 4000

4 - 630

25 - 160

0,7 - 0,84



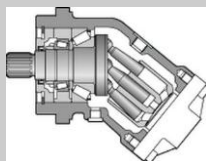
Bomba de aletas circulares

960 - 3000

5 - 160

100 - 160

0,8 - 0,93



Bomba de pistones axiales

500 - 3000

100

200

0,8 - 0,92

750 - 3000

25 - 800

160 - 250

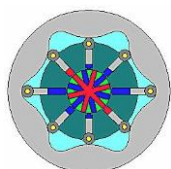
0,82 - 0,92

750 - 3000

25 - 800

160 - 320

0,9 - 0,92



Bomba de pistones radiales

960 - 8000

5 - 160

160 - 320

0,9

Un factor importante para la elección de la bomba es calcular la potencia del motor eléctrico ya que este es el que da el arranque a la bomba y se calcula con la ecuación 16 (Antonio Serrano, Oleohidráulica, pag 78):

$$N_{motor} = \frac{P * Q}{612 * \eta_t}$$

(16)

$$\eta_t = \eta_b * \eta_i * \eta_a$$

Donde:

N_{motor} = Potencia del motor eléctrico [kW]

η_t = Rendimiento total [adimensional]

η_b = Rendimiento de la bomba [adimensional]

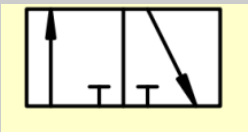
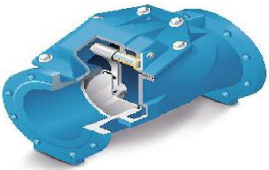
η_v = Rendimiento volumétrico [adimensional]

2.6.2.2. Tipos de Válvulas

Las Válvulas hidráulicas se clasifican de la siguiente manera:



Tabla 3

Tipos de Válvulas Hidráulicas

	Tipos de Válvulas	Descripción	Clasificación
	Válvula direccional	Estas gobiernan el arranque, parada y cambio de sentido del movimiento, que por lo general son utilizadas en los circuitos para el control de actuadores como en los vástagos de los cilindros, en los ejes de los motores hidráulicos, en el movimiento de las garras en las pinzas de sujeción, etc.	Las válvulas direccionales pueden ser de 2, 3 o más posiciones y de 2, 3, 4 o más vías de comunicación internas.
	Válvula antirretorno	Las válvulas antirretorno son las que permiten el paso del fluido en un solo sentido e impedir que el fluido regrese.	Válvula de clapeta oscilante, Válvula de muelle, Válvula de pistón y Válvula de retención de bola

CONTINUA



	<p>Válvula reguladora de presión</p>	<p>Son las que de alguna forma influyen en la presión del fluido, que puede intervenir en todo el circuito hidráulico o en una parte del circuito.</p>	<p>Válvulas limitadoras de presión, Válvulas de descarga, Válvulas reductoras de presión y Válvulas secundarias</p>
	<p>Válvula reguladora de caudal</p>	<p>La función principal de estas válvulas es de controlar la cantidad de fluido hidráulico que se envía a los actuadores. El caudal máximo nunca debe superar al que genera la bomba, con lo cual el fluido excesivo se retorna al depósito.</p>	<p>Válvulas estranguladoras, Válvulas reguladoras de caudal compensadas 2 vías y Válvulas reguladoras de caudal compensadas 3 vías</p>

2.6.2.3. Depósito o tanque de almacenamiento

La función primordial del depósito es de almacenar el fluido hidráulico necesario para alimentar de fluido a los elementos de trabajo y de proveer una reserva para el circuito. Como además debe disipar el calor generado por el trabajo del equipo.

El volumen necesario de fluido hidráulico depende mucho del tipo de máquina y de las condiciones de trabajo del circuito.

Debido a las fluctuaciones en el nivel del fluido hidráulico ya que se está trabajando con cilindros, existen diferencias de volúmenes entre las distintas cámaras del cilindro y por estas razones el diseño de los depósitos se tomara en cuenta un volumen de aire en la parte superior este debe estar entre un rango del 20% al 30% del volumen del fluido hidráulico.

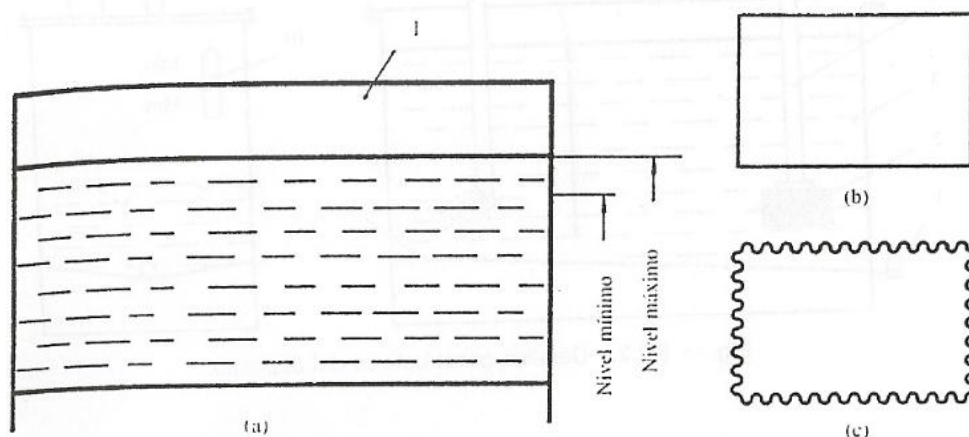


Figura 20 Tipos de válvulas reguladores de caudal

Fuente: (Serrano A., 2010)

En la figura 20 podemos observar el volumen de aire (1) que es la recomendación para el diseño, los depósitos son construidos de chapa de acero al carbono de espesores no menores a 2 mm, el cual se pinta el interior para evitar la corrosión y de un color claro para visualizar las impurezas.

Generalmente las paredes del depósito son lisas como se muestra en (b), pero para ser más eficiente en la disipación del calor en el fluido que regresa del equipo al depósito se fabrican las paredes de chapa ondulada como se muestra en (c), para hacerla de modo aletas y de esta manera tener mayor área y disipar el calor.

El fondo del depósito debe tener una ligera pendiente, dentro de un rango de 5° y 8° en ambos sentidos, esto es para facilitar el drenaje del depósito, el cual está provisto de un tapón.

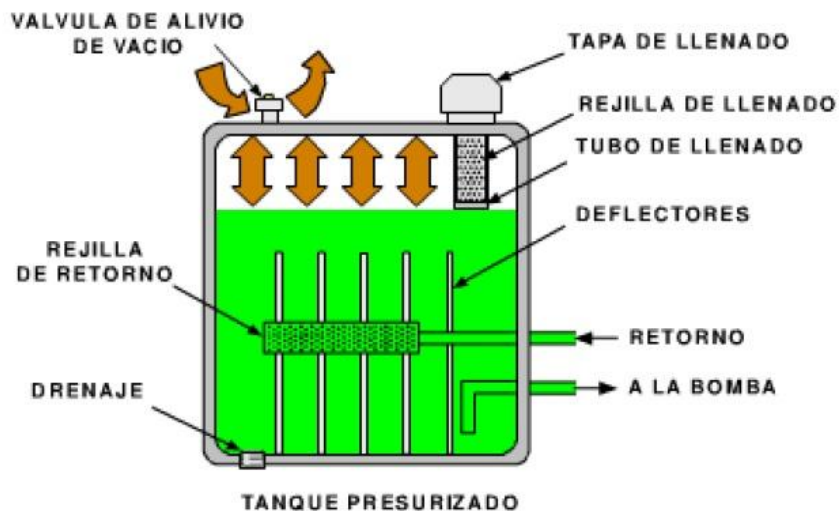


Figura 21 Partes del depósito

Fuente: (Creus A. 2004)

Los depósitos o tanques se clasifican en:

- **El tanque ventilado:** este permite que haya compensación de presión cuando se producen cambios en los niveles de aceite y de temperatura.
- **Los tanques presurizados:** están sellados de la atmósfera, evitando que penetre en ellos la suciedad y la humedad. La presión interna también empuja el aceite hacia la bomba, evitando la cavitación de la misma. Algunos tanques presurizados tienen bombas de aire externas que presurizan el tanque, otros utilizan la presión que se genera naturalmente a medida que se calienta el fluido hidráulico.

2.6.2.4. Filtros

Los filtros son una forma de reducir considerablemente la suciedad e impurezas, para que estas no pasen al circuito hidráulico.

El nivel de filtraje se debe al tipo de bomba, los cuales se detallan en los catálogos de los fabricantes, pero la presión de trabajo a medida que aumenta el tamiz disminuye esto se puede observar en la tabla 4.

Tabla 4

Grado de filtraje

Grados de filtraje	
Presion [bar]	Filtraje [μm]
Hasta 70	de 100 a 125
100	90
140	60
200	20
A partir de 300	10
Condiciones especiales	5,3 y 1

Fuente: Antonio Serrano Nicolás "Oleohidráulica"

La clasificación por micras para un filtro hidráulico es una manera generalizada de indicar la habilidad de un filtro para remover contaminantes de acuerdo al tamaño de las partículas del contaminante mismo.

La Clasificación Nominal usualmente significa que el filtro puede capturar un porcentaje dado de partículas del tamaño establecido en la clasificación.

La Clasificación Absoluta es una prueba en un solo paso y usualmente es obtenida pasando el fluido conteniendo partículas de vidrio sobre hoja plana del medio filtrante. Cualquier partícula que pasa el medio filtrante es capturada y medida.

La clasificación Beta de múltiples pasos ha sido aceptada por muchos fabricantes de maquinarias y fabricantes de filtros, especialmente para filtros utilizados en transmisión de potencia; hidráulicos, para control, transmisiones, direcciones hidráulicas y similares. La prueba utilizada para la clasificación Beta requiere un contaminante especial clasificado por tamaño de partícula que se adiciona regularmente en cantidades medidas al fluido que se bombea continuamente a través del filtro.



Figura 22 Partes del filtro

Fuente: (Creus A., 2004)

Los tipos de filtros hidráulicos son:

- **Filtros en el lado de succión:** Ubicados antes de la bomba hidráulica, estos filtros están diseñados para proteger a la bomba contra contaminantes nocivos en el fluido hidráulico.
- **Filtros en el lado de presión:** Situados corriente abajo de la bomba hidráulica, estos filtros están diseñados para limpiar el fluido que sale de la bomba y proteger los componentes más sensibles del sistema como las válvulas de control y actuadores contra los contaminantes de la bomba.
- **Filtros en el lado de retorno:** Situados entre la válvula de control y el depósito de fluido, estos filtros están diseñados para capturar los residuos de desgaste de los componentes funcionales de los sistemas hidráulicos antes de retornar el fluido al depósito.
- **Filtros fuera de línea:** Independientemente del sistema hidráulico, estos filtros se utilizan para limpiar el fluido hidráulico antes de que entre al sistema hidráulico mismo.
- **Filtros de aireación dentro del tanque:** Situado en el depósito, este filtro puede usarse para impedir la entrada de humedad y contaminantes al depósito.



Figura 23 Tipos de filtros

Fuente: (Parker, 2012)

2.6.2.5. Mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas están diseñadas y construidas bajo normas de seguridad y cumpliendo ciertos requisitos como seguridad, flexibilidad y desempeño para la conexión de los distintos elementos hidráulicos de la centralita hidráulica.

Los tipos de mangueras hidráulicas se clasifican en:

- **Mangueras hidráulicas de mediana presión:** Esta construida de una trenza de acero con una cubierta delgada y flexible, facilita las conexiones con los equipos.
- **Mangueras hidráulicas de baja presión:** Es utilizada en diferentes aplicaciones con presiones de trabajo menores a los 300 PSI.
- **Mangueras hidráulicas de alta presión:** Tienen un refuerzo de dos trenzas de alambre de acero de alta tensión.
- **Mangueras hidráulicas de extrema presión:** Se utilizan para equipos de construcción y maquinaria de servicio pesado en donde suceden altos incrementos de presión.



Figura 24 Tipos de mangueras

Fuente: (Parker, 2012)

2.6.3. MATRIZ DE DECISIÓN

Es una lista de valores en filas y columnas que permite a un analista identificar sistemáticamente, analizar y evaluar el desempeño de las relaciones entre conjuntos de valores e información. Los elementos de esta matriz muestran decisiones en base a ciertos criterios. La matriz es útil para observar grandes cantidades de factores de decisión y evaluación de importancia relativa de cada factor. La Matriz de decisión se utiliza para describir un análisis de decisión multicriterio para un problema.

2.7. CONCEPTOS ESTRUCTURALES

La estructura metálica en las prensa hidráulicas es donde va colocado el pistón y la matriz, por este motivo estará sometido a cargas de gran magnitud por lo cual el diseño de la estructura es muy importante para que pueda resistir los diferentes esfuerzos a los que esté sometida la estructura.

2.7.1. PÓRTICO

Los marcos o pórticos simples son estructuras metálicas conformadas por vigas y columnas que tienen uniones rígidas. En este tipo de estructuras

el esfuerzo que gobierna es el esfuerzo flector. Son muy utilizados en edificios, puentes y edificaciones de vivienda multifamiliar u oficinas. Como materiales se utiliza el concreto reforzado o el acero estructural. Desde años atrás se empezó a utilizar perfiles de acero para la construcción de los pórticos, esto resulta más económico y mucho más rápido el montaje de los marcos.



Figura 25 Pórtico con soportes móviles

Fuente: (LEONTOVICH V., 1973)

En la industria de la estructura metálica es muy importante el ahorro de material por este motivo en muchas ocasiones se trabaja con secciones variables en las columnas y vigas de los marcos. Los esfuerzos producidos a lo largo de su eje longitudinal de vigas y columnas por lo general van incrementándose hasta llegar a un máximo, en este punto es donde se colocara mayor área o en otras palabras se tendrá una sección más grande, mientras que en donde los esfuerzos son menores se podrá colocar una sección menor.

2.7.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS PÓRTICOS

En el siguiente gráfico se indica las notaciones y coordenadas para el cálculo de fuerzas y momentos a los que está sometido un pórtico con soportes fijos y sección constante y carga en el centro de la viga.

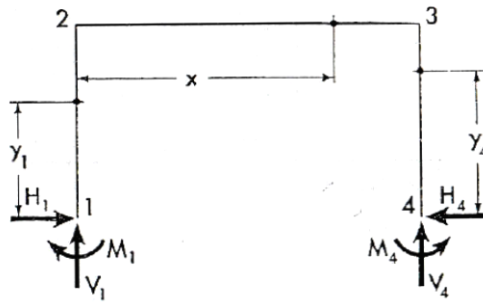


Figura 26 Notación de los momentos y fuerzas en un pórtico de sección constante y soportes fijos

Fuente: (LEONTOVICH V., 1973)

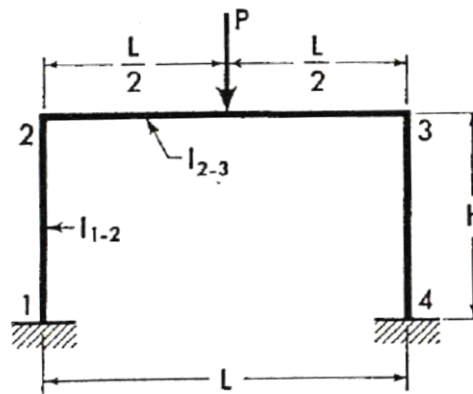


Figura 27 Notación de inercias y carga aplica en el centro del pórtico

Fuente: (LEONTOVICH V., 1973)

Para este tipo de pórticos se ocupa las siguientes constantes para calcular las fuerzas y momentos. Ecuación 17 y 18 respectivamente (Valerian Leontovich, Pórticos y Arcos, pag 57):

$$\phi' = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} \cdot \frac{L}{h} \quad (17)$$

$$F = 6 \left(2 + \frac{1}{\phi} \right) \quad (18)$$

A continuación se indicara las ecuaciones para el cálculo de momentos y fuerzas en el pórtico. Ecuación 19 y 20 respectivamente (Valerian Leontovich, Pórticos y Arcos, pag 58):

:

$$M_2 = M_3 = -\frac{3PL}{2F} \quad (19)$$

$$M_x = \frac{Px}{2} + M_2 \quad \text{cuando } x \leq \frac{L}{2} \quad (20)$$

En el siguiente gráfico se indica la nomenclatura para un pórtico de soportes fijos y sección variable con carga en el centro de la viga.

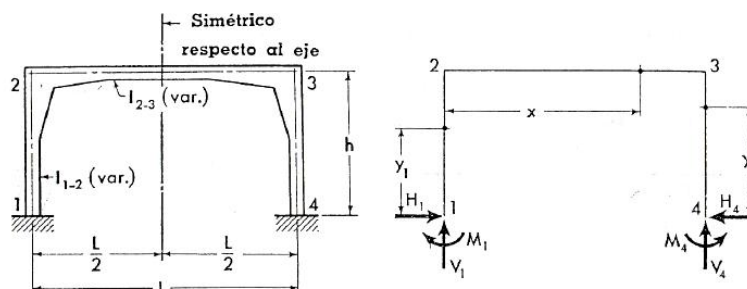


Figura 28 Notación de los momentos y fuerzas en un pórtico de sección constante y soportes fijos

Fuente: (LEONTOVICH V., 1973)

Ahora se indicara las constantes necesarias para determinar los momentos y fuerzas producidas en el marco de sección variable. De las gráficas de los apéndices 1 al 10 se puede obtener el valor de α_{12} α_{21} β_{12} α_{23} y β_{23} . Para ver los apéndices revisar Anexos 2 y 3. Se ocuparan las ecuaciones 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, respectivamente (Valerian Leontovich, Pórticos y Arcos, pag 291, 292):

$$\phi' = \frac{\min I_{1-2}}{\min I_{2-3}} \cdot \frac{L}{h} \quad (21)$$

$$\Theta_{12} = \alpha_{12} + \alpha_{21} + 2\beta_{12} \quad (22)$$

$$\Theta_{23} = 2(\alpha_{23} + \beta_{23}) \quad (23)$$

$$A = \frac{\beta_{12}}{\alpha_{12}} \quad (24)$$

$$B = 2\Theta_{12} + \phi\Theta_{23} \quad (25)$$

$$D = \left(\frac{B}{2}\right) - 2\phi\beta_{23} \quad (26)$$

$$F = B - \frac{2(\alpha_{12} + \beta_{12})^2}{\alpha_{12}} \quad (27)$$

Las ecuaciones siguientes servirán para el cálculo de momentos y cargas en el pórtico con soportes fijos y carga concentrada en el punto medio de la viga. Ecuación 28, 29, 30 y 31 (Valerian Leontovich, Pórticos y Arcos, pag 293):

$$K = \frac{2L\phi}{F} R_{23} \quad (28)$$

El valor de la constante R_{23} se obtendrá de las tablas 1 o 3 del libro de Valerian Leontovich, pórticos y arcos. Para revisar las tablas ir a anexo 4.

$$M_2 = M_3 = -PK \quad (29)$$

$$M_1 = M_4 = PAK \quad (30)$$

$$x \leq \frac{L}{2} \quad M_x = \frac{Px}{2} + M_2 \quad (31)$$

A continuación se indica la ecuación para determinar el momento al que está sometida la columna con la ecuación 32 (Valerian Leontovich, Pórticos y Arcos, pag 293):

$$M_{y1} = M_1 \left(1 - \frac{y_1}{h}\right) + M_2 \frac{y_1}{h} \quad (32)$$

Como el pórtico es simétrico los valores obtenidos de los momentos y cargas serán iguales los del lado izquierdo con los del lado derecho.

2.7.3. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL PÓRTICO

Para el diseño de los miembros de la estructura la especificación de la AISC proporciona dos métodos alternativos, el primero es LRFD (diseño con factores de carga y resistencia) y el segundo es ASD (diseño por esfuerzo permisible). Ambos métodos se basan en el diseño de estado límite, esto quiere decir que la estructura en cierta condición podría fallar por lo tanto el diseño se basara en ese caso específico.

Las estructuras metálicas estarán sometidas a diferentes cargas y combinaciones de las mismas, por ello cada método ha establecido una forma de factorizar las cargas, estos factores serán mayor a 1. Esta factorización de es debida a la incertidumbre que existe en el comportamiento de las cargas aplicadas a la estructura. Hay que tener muy en cuenta todas las posibles cargas que puedan afectar a la estructura y luego ver que combinación puede ser más desfavorable para la estructura. Las cargas individuales se calculan de igual manera en el método LRFD y ASD, pero para la combinación de cargas el método LRFD tiene sus respectivos factores como por ejemplo:

$$U = 1.4D$$

$$U = 1.2D + 1.6L + 0.5(L \text{ o } S \text{ o } R)$$

$$U = 1.2D + 1.0W + L + 0.5(L \text{ o } S \text{ o } R)$$

Donde:

U: carga factorizada o de diseño [Lb]

D: carga muerta [Lb]

L: carga viva [Lb]

S: carga de nieve [Lb]

R: carga nominal debida a la precipitación pluvial o el hielo iniciales [Lb]

W: carga de viento [Lb]

2.7.4. DISEÑO DE COLUMNAS

Las columnas son miembros estructurales que trabajan a compresión, están posición vertical y por lo general su longitud es mucho mayor que su ancho. Pueden presentar tres tipo de fallas pandeo flexionante, pandeo local y pandeo torsionante. Se tiene que analizar cuál de estos tres tipos de fallas puede hacer que falle la columna y este será la que rija el diseño. Un aspecto muy importante que se tiene en cuenta en el diseño en este tipo de miembros estructurales es la longitud efectiva de la columna, esto es simplemente “la distancia entre puntos de momento nulo en la columna”. La longitud efectiva está representada por KL donde K es el factor de longitud efectiva y L es la longitud de la columna. El factor K dependerá del tipo de condiciones extremas que tenga la columna.

Tabla 5

Valores de la constante K

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor teórico de K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valor recomendado cuando se cumplen las condiciones ideales	0.65	0.8	1.2	1.0	2.1	2.0
Convención para los apoyos	Rotación		Traslación			
		Impedida	Impedida		Impedida	
		Permitida	Impedida		Impedida	
		Impedida	Permitida		Permitida	
		Permitida	Permitida			

Fuente: (VALENCIA G., 2006)

2.7.4.1. CÁLCULO DE LA COMPRESIÓN EN UNA COLUMNA

El cálculo de la carga que puede resistir la columna el manual de la AISC nos proporciona ciertas ecuaciones. La resistencia de diseño LRFD y ASD puede determinarse de la siguiente manera con la ecuación 33 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 149):

$$P_n = F_{cr}A_g$$

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g \quad LRFD (\phi_c = 0.9) \quad (33)$$

$$\frac{P_n}{\Omega_c} = \frac{F_{cr} A_g}{\Omega_c} \quad ASD (\Omega_c = 1.67)$$

Para el caso cuando la flexión produce pandeo en la columna se determinara F_{cr} utilizará las ecuaciones 34 y 35 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 149):

a) Si $KL/r \leq 4.71\sqrt{(E/F_y)}$

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y \quad (34)$$

b) Si $KL/r > 4.71\sqrt{(E/F_y)}$

$$F_{cr} = 0.877 F_e \quad (35)$$

Para el cálculo de F_e se tiene la ecuación 36 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 149):

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (36)$$

Donde:

F_{cr} : esfuerzo de pandeo por flexión [psi]

F_e : esfuerzo de pandeo crítico elástico [psi]

F_y : límite de fluencia [ksi]

E : módulo de elasticidad [ksi]

K : Factor de longitud efectiva [Adimensional]

L : longitud de la columna [pulg]

r : radio de giro [pulg]

Cuando se diseña una columna se puede estimar el valor de la esbeltez efectiva (KL/r), cuando la longitud del miembro estructural es de 10 a 15 pies la esbeltez efectiva puede estar entre 40 y 60. En el caso de que se tenga valores mayores a 10 y 15 pies de longitud se elegirá valores más altos del intervalo mencionando anteriormente, esto dependerá del criterio del proyectista. El valor de la esbeltez efectiva asumida deberá ser comprobado después de que se seleccionó un perfil porque este valor que se asumió solo es una guía para el diseño.

2.7.4.2. COMBINACIÓN DE ESFUERZOS EN COLUMNAS

Las columnas en los pórticos presentan esfuerzos combinados estos son flexión y compresión. La flexión es debida a la deflexión que tiene la viga por lo cual hace que la columna se pandee y la compresión se produce porque tiene reacciones en la base y en la sección que se conecta con la viga con lo cual el miembro estructural está cargado axialmente. En el manual de la AISC en la sección H parte dos con el método LRFD se puede encontrar una ecuación para determinar si la columna sometida a flexión y compresión resiste estos esfuerzos. Ecuación 37 (Manual de la AISC, Sección H2, pag 73):

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_y}{F_y} + \frac{f_z}{F_z} \leq 1 \quad (37)$$

Donde:

f_a : Esfuerzo de compresión [psi]

F_a : Esfuerzo admisible de la columna (revisar la sección E del AISC) [psi]

$f_y f_z$: esfuerzo flector $\left(\frac{M_x}{S_x}\right)$ [psi]

$F_y F_z$: Esfuerzo flector admisible de la columna (revisar la sección F del AISC) [psi]

2.7.5. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTOS

Las vigas son miembros estructurales que soportan cargas transversales y por lo general se los coloca en posición horizontal. Existen muchos tipos de vigas entre los más utilizados tenemos: viga de fachada, largueros de puente, dinteles y vigas de piso.

A se algunos años se realizaba el cálculo de las vigas con el diseño elástico el cual consiste en que si una fibra llega al límite de fluencia era lo máximo que puede resistir la sección. Después de haber hecho algunos análisis se dieron cuenta los proyectistas que la viga puede resistir mayores esfuerzos debido a la formación de la articulación plástica en la cual todas las fibras deben llegar al límite de fluencia y a partir de este momento la viga podría fallar. Con esto aparece un nuevo término que se conoce como modulo plástico (Z) el cual tiene por concepto lo siguiente: “el modulo plástico es igual al momento estático de las áreas a tensión y a compresión respecto al eje neutro plástico” (McCormac, 2013, pag 241).

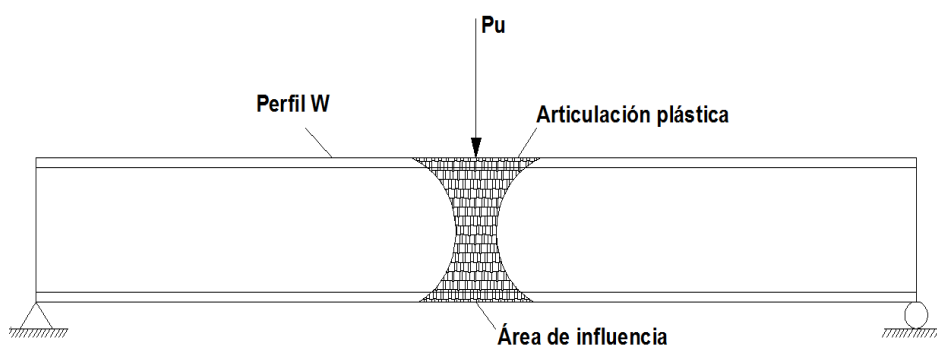


Figura 29 Articulación plástica

Fuente: (McCORMAC J., 2012)

2.7.5.1. ZONAS DE PANDEO DE LA VIGA DE ACUERDO AL SOPORTE LATERAL

Si se le coloca una carga de gravedad en una viga simplemente apoyada esta se flexionara hacia abajo, las fibras del eje neutro hacia el borde superior de la viga estarán sometidas a compresión, esta parte trabajara como una columna, el momento de inercia del eje y es menor que la del eje x por lo cual puede pandearse respecto al eje mencionado en primer lugar, para evitar este tipo de problemas se debe arriostrar perpendicular al eje a intervalos frecuentes y con esto no solo se impide el pandeo sino también la torsión que se puede presentar en la viga. En la figura se puede apreciar la curva típica con los momentos que resiste las vigas nominales en función de longitudes no soportadas lateralmente.

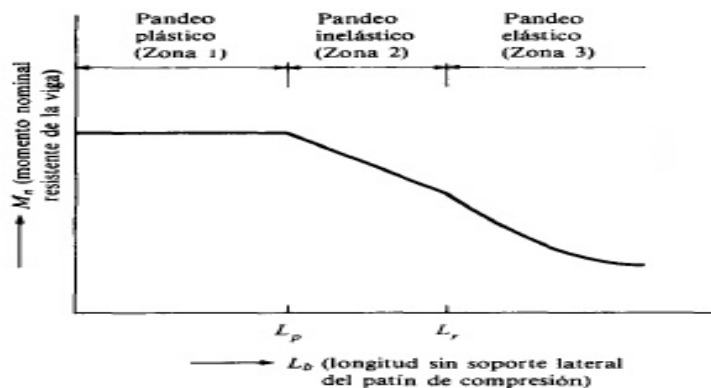


Figura 30 Momento en función de la longitud sin soporte lateral

Fuente: (ESCALANTE V., 2003)

En la figura anterior se presenta que las vigas tienen tres zonas de pandeo dependiendo de su condición de soporte lateral. En la zona 1 se tiene un soporte lateral continuo con lo cual aquí se presentarían las articulaciones plásticas y a su vez no existiría la presencia de torsión y pandeo. En la zona 2 existe una mayor distancia entre los soportes laterales por lo que la viga fallaría por momentos menores porque tiene un comportamiento que se denomina pandeo inelástico. En la zona 3 se tiene que tener un valor mayor a L_r , la sección presentaría un pandeo elástico antes de que alcance las fibras el límite de fluencia en cualquier punto. En este caso puede existir la presencia de torsión y alabeo.

Las ecuaciones para el cálculo de momento que resiste la viga dependerán de la zona a la cual pertenezca la viga, esto se comprueba calculando los valores límites de cada zona y comparando con la longitud de la viga que está soportada lateralmente (L_b). Si $L_b \leq L_p$ la viga estará en la zona 1, L_p se determina con la ecuación 37 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 267):

$$L_p = 1.76r_y \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (37)$$

Donde:

r_y : radio de giro respecto al eje y [pulg]

E: módulo de elasticidad [ksi]

F_y: límite de fluencia [ksi]

La ecuación 38 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 267) se puede utilizar en esta zona:

$$M_n = F_y Z$$

$$\phi_b M_n = \phi_b F_y Z \quad (\phi_b = 0.9) \quad (38)$$

En caso de que la viga este en la zona 2 o zona 3 se deberá calcular L_r y se procederá a utilizar la ecuaciones que corresponda según el caso para determinar el momento de resistencia de la viga, estas ecuaciones se podrá encontrar en el manual de la AISC sección F.

Para que la viga pueda cumplir con el diseño el momento que resiste la viga (M_n) tiene que ser mayor que el momento producido por la carga de servicio. Para determinar el momento de flector de servicio se puede ocupar la tabla 3-23 del manual del AISC.

2.7.6. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE

Cuando se flexiona una viga no solo se produce el esfuerzo flector sino también un esfuerzo cortante debido al cambio de longitud de sus fibras longitudinales. En la viga las fibras que están a compresión se acortan mientras las que están en tracción se alargan, solo en el plano neutro las fibras se mantienen con su longitud inicial. El cortante por lo general no es un problema en las vigas de acero debido a que la alma del perfil resiste grandes esfuerzos cortantes pero en caso de existir grandes fuerzas aplicas en la viga como es en el caso de una prensa se debe analizar si el perfil resiste el esfuerzo cortante.

A medida que se vaya incrementando el momento y el área del alma se reducirá por lo cual no podrá resistir el esfuerzo cortante aplicado. Por este motivo se asume que no toda el alma del perfil trabaja para resistir el esfuerzo, según la AISC el área A_w es igual a la distancia d multiplicado por el espesor del alma t_w .

La resistencia nominal al cortante de un alma que tenga rigidizadores o no tiene la ecuación 39 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 307):

$$V_n = 0.6F_y A_w C_v \quad (39)$$

Esta ecuación rige para las almas de miembros I y el factor de seguridad para el método LRFD en este caso va a ser igual a $\phi_v = 1$. El valor del coeficiente de cortante del alma (C_v) dependerá de la relación que exista entre la longitud del alma (h) y el espesor del mismo (t_w). La distancia h cuando es un perfil laminado es la distancia libre entre las puntas de los filetes del alma, en cambio en secciones compuestas soldadas, es la distancia libre entre patines. Existen tres casos para determinar el valor de C_v esto aplica para perfiles con simetría simple, doble y canales excepto tubos circulares, a continuación se indican estos casos. Ecuación 40, 41 y 42 respectivamente (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 307):

- Cuando $h/t_w \leq 1.1\sqrt{k_v E/F_y}$

$$C_v = 1 \quad (40)$$

- Cuando $1.1\sqrt{k_v E/F_y} < h/t_w \leq 1.37\sqrt{k_v E/F_y}$

$$C_v = \frac{1.1\sqrt{k_v E/F_y}}{h/t_w} \quad (41)$$

- Cuando $h/t_w > 1.37\sqrt{k_v E/F_y}$

$$C_v = \frac{1.51Ek_v}{(h/t_w)^2 F_y} \quad (42)$$

En caso de tener almas no atiesadas con $h/t_w \leq 2.6$

$$k_v = 5$$

Y en caso de que el alma tenga atiesadores se tiene la ecuación 43 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 308):

$$k_v = 5 + \frac{5}{(a/h)^2} \quad (43)$$

Donde:

a: distancia libre entre atiesadores transversales [pulg]

El valor de k_v es igual a 5 cuando cumple la ecuación 44 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 308):

$$\frac{a}{h} > 3 \text{ o } \frac{a}{h} > \left[\frac{260}{\frac{h}{t_w}} \right]^2 \quad (44)$$

2.7.7. DEFLEXIÓN DE LA VIGA DEL PÓRTICO

La deflexión en las vigas tiene valores máximos a los que pueden llegar esto es debida a las siguientes razones:

- Una deflexión muy grande puede causar daños en los materiales unidos o soportados por la viga
- La apariencia de la estructura de puede verse afectada con una deflexión excesiva
- La presencia de una deflexión demasiado grande no genera confianza a las personas que utilicen esta estructura.

Según las especificaciones de la AASHTO 2010 se puede tener una cierta deflexión dependiendo la aplicación de la viga:

- En los casos donde la estructura tiene que soportar maquinaria de precisión la deflexión máxima que se puede presentar debe ser igual a 1/1200 de la longitud del claro.
- La deflexión máxima en vigas y traveses de acero que presentan cargas vivas e impacto a 1/800 del claro.
- Para los puentes que están ubicadas en áreas urbanas se puede tener un valor máximo de 1/1000 del claro de la viga o trabe.

La ecuación que sirve para determinar la deflexión en una viga se encuentra en la página 3-7 del manual de la AISC. Ecuación 45 (Jack McCormac, Diseño de Estructuras de Acero, pag 311):

$$\Delta = \frac{ML^2}{C_1 I_x} \quad (45)$$

Donde:

M: máximo momento producido por la carga de servicio (klb-pie)

L: longitud de la viga [pie]

I_x: momento de inercia respecto al eje x [pulg⁴]

La constante C_1 se determina a través de la siguiente gráfica:

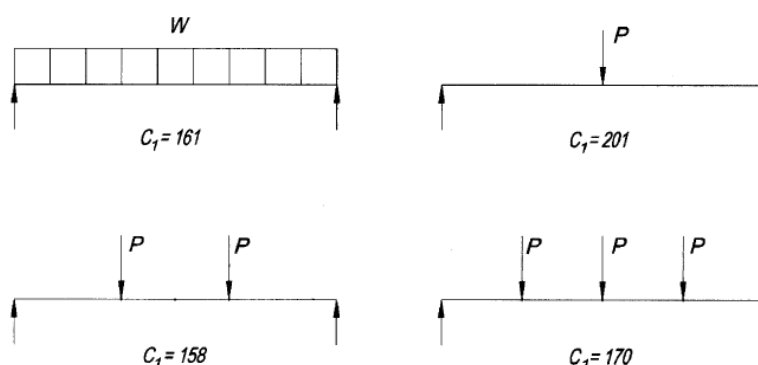


Figura 31 Constante C_1 en función de la carga aplicada

Fuente: MANUAL DE LA AISC, 2006.

2.7.8. RIGIDIZADORES

Los rigidizadores son componentes adicionales que sirven para incrementar la resistencia de la viga y reducir su deflexión. Por lo general son placas rectangulares o en un perfil ángulo que van unidas al alma, éstas pueden ir en forma paralela o en forma transversal al alma esto dependerá del proyectista.

Para el diseño de los rigidizadores en general se debe cumplir con la ecuación 46 (Normas técnicas complementarias para diseño y construcción de estructuras metálicas, Sección 3.7.8):

$$I_{at} = at^3 \left[\frac{2.5}{(a/h)^2} - 2 \right] \geq 0.5at^3 \quad (46)$$

Donde:

a: distancia entre los rigidizadores transversales [pulg]

t: espesor del alma [pulg]

h: longitud del alma [pulg]

I_{at}: momento de inercia del rigidizador [pulg⁴]

Cuando se tiene cargas concentradas el rigidizador debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Los rigidizadores deben ser simétricos respecto al alma y deben dar apoyo a los patines tratando que lleguen hasta el borde de los patines
- Se diseñan como columnas de sección transversal formada por el par de rigidizadores y una faja de alma de ancho no mayor que 25 veces su grueso, colocada simétricamente respecto al rigidizador, cuando éste es intermedio, y de ancho no mayor que 12 veces su

grueso cuando el rigidizador está colocado en el extremo del alma.

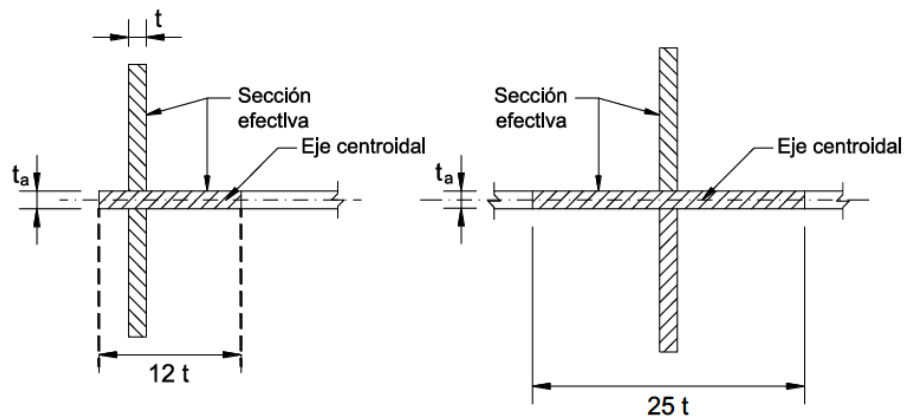


Figura 32 Distancia entre rigidizadores

Fuente: Universidad Autónoma de Santo Domingo, 2005.

- La suma del ancho de cada rigidizador más la mitad del grueso del alma del miembro sobre el que actúa la carga concentrada no será menor que un tercio del ancho del patín o de la placa de conexión a través de los que se aplica esa carga.

CAPÍTULO 3

INGENIERÍA BÁSICA

3.1. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LAS TAPAS

En la empresa ACINDEC S.A posee la máquina rebordeadora, con la cual se podrá basar para saber cuáles son las medidas mínimas y máximas de las tapas.

La máquina rebordeadora en sus especificaciones menciona la medida mínima de diámetro que puede conformar que es de 710 mm (28,4 in), además se incluyen las bolas de rebordo, las cuales son la herramienta de la máquina que conforma el radio de rebordo, y vienen en diferentes medidas que son 2", 4", 6" y 8".

Los cálculos de dimensiones que se realizarán serán para las tapas torriesféricas y semielípticas, ya que estas son las más solicitadas en la empresa en la empresa.

Para tapas torriesféricas:

$$r_{\min} = 0,06 * De$$

$$De = \frac{8}{0,06} = 133,33in = 3386,67mm$$

Para tapas semielípticas:

$$r = 0,17 * Di$$

$$Di = \frac{8}{0,17} = 47,06in = 1195.3mm$$

El diámetro de tapa máximo que se puede conformar es de 133,33 [pulg] (3386,67 mm). Pero por cuestiones de demanda en el mercado y fabricación el máximo diámetro será de 130 [pulg] (3302 mm). Mas dimensiones ver Anexo 5.

3.2. CÁLCULO DE DEFORMACIÓN DE PLACAS CIRCULARES

Se calculará la deformación en placas circulares, que basa en la flexión simétrica de placas circulares. Y con esto el material tendrá que estar en un rango mayor al límite de fluencia y menor al límite de rotura para poder ser deformado sin que exista falla del material.

Se analizará los materiales que se conformaran las tapas que son recomendados por la empresa y estos son:

Tabla 6

Propiedades mecánicas

	Límite de fluencia mínimo		Resistencia a la Tracción			
	MPa	Psi	MPa	psi	Min	Máx
ASTM A36	250	36000	Min	Máx	Min	Máx
			400	500	58000	72500
	Límite de fluencia mínimo		Resistencia a la Tracción			
	MPa	Psi	MPa	psi	Min	Máx
ASTM 316	220	32000	Min	Máx	Min	Máx
			485	518	70000	75000

Los cálculos se realizarán con el acero ASTM 316 debido a que la resistencia a la tracción es mayor que la del ASTM A36.

Los datos que se tiene son los siguientes:

- Diámetro del disco: $D_o = 300mm = 11,81pulg$

- Espesor del disco: $t = 12,7\text{mm} = \frac{1}{2}\text{ pulg}$
- Módulo de Young para el acero: $E = 210000\text{MPa} = 30,46 * 10^3\text{ ksi}$
- Límite de fluencia del acero AISI 316: $\sigma_{\text{max}} = 220\text{MPa} = 32\text{ksi}$
- Límite de rotura del acero AISI 316: $\sigma_t = 517,11\text{MPa} = 75\text{ksi}$
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$
- Flecha máxima: $22\text{ mm} = 0,87\text{ pulg}$

Se calcula la constante con la ecuación 8:

$$D = \frac{E * t^2}{12(1 - \nu^2)}$$

$$D = \frac{210000(12,7)^2}{12(1 - \nu^2)} = 3101730,77\text{N}$$

Lo siguiente es hallar con la ecuación 9 la flecha máxima:

$$\omega_{\text{max}} = \frac{(5 + \nu) * q * (D_o / 2)^4}{64(1 + \nu) * Def}$$

Despejando q

$$q = \frac{\omega_{\text{max}} * 64(1 + \nu) * Def}{(5 + \nu) * (D_o / 2)^4}$$

$$q = \frac{22 * 64(1 + 0,3) * 3101730,77}{(5 + 0,3) * (300 / 2)^4} = 2,12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como “q” está repartida en un área multiplicamos por el área del disco para obtener una fuerza puntual.

$$q = 2,12 * \pi \left(\frac{300}{2} \right)^2 = 598276N = 134,5Ton$$

De este valor calculado se aumentará un 10% debido a la restitución del material, con esto obtenemos:

$$q = 134,5 + 10\% = 147,95[Ton]$$

Se calcula la tensión máxima con la ecuación 11:

$$\sigma_{\max} = \frac{3(3 + \nu) * q * (Do / 2)^2}{8 * t^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3(3 + 0,3) * 2,12 * (300 / 2)^2}{8 * (12,7)^2} = 365,28MPa = 52,98ksi$$

Se comprueba que la tensión máxima calculada es mayor al límite de fluencia del material ASTM 316 y con esto se comprueba que el material se deforma.

3.3. CÁLCULO DE LA FUERZA DE DEFORMACIÓN DE LAS TAPAS

Con este software se podrá comprobar los resultados que se obtuvieron anteriormente en el cálculo de deformación de placas circulares. Este programa utiliza el modelado mediante la Ley de Krupkovsky-Swift en la cual relaciona la tensión equivalente de Hill-Von Mises y la deformación plástica. Esta ecuación se nombra en este proyecto como ecuación 4.

Con un software de simulación 3D se calculará la fuerza necesaria para deformar la chapa metálica y así formar el radio de bombeo, los parámetros que se tomaron en consideración fueron los siguientes:

- Acero Inoxidable AISI 316
- Espesor de la chapa ½”
- Presión de diseño 3000 psi
- Punzón $\varnothing 200\text{mm}$ (Proveerá la empresa)
- Matriz $\varnothing 300\text{mm}$ (Proveerá la empresa)

Para ingresar los parámetros de la matriz y el punzón primero se dibuja en un software CAD, para luego expórtalos en formato STL.

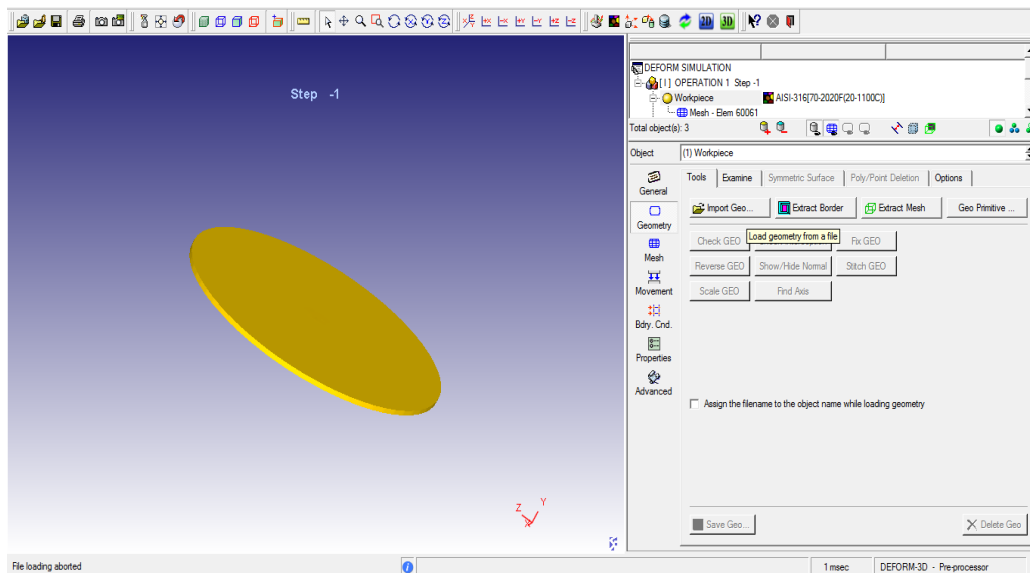


Figura 33 Ventana del pre procesador software de simulación 3D

Una vez ingresados la chapa, el punzón y la matriz, se restringe que el punzón y la matriz sean rígidos y la chapa sea el material a trabajo ósea en régimen plástico.

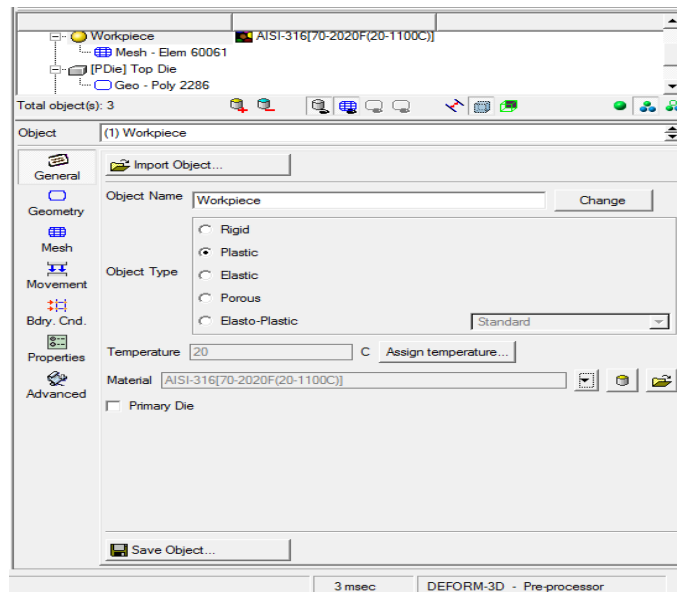


Figura 34 Pestaña de geometría software de simulación 3D

Ya seleccionados los elementos rígidos y plásticos se selecciona material de la chapa en este caso AISI 3016 y el mallado de la chapa.

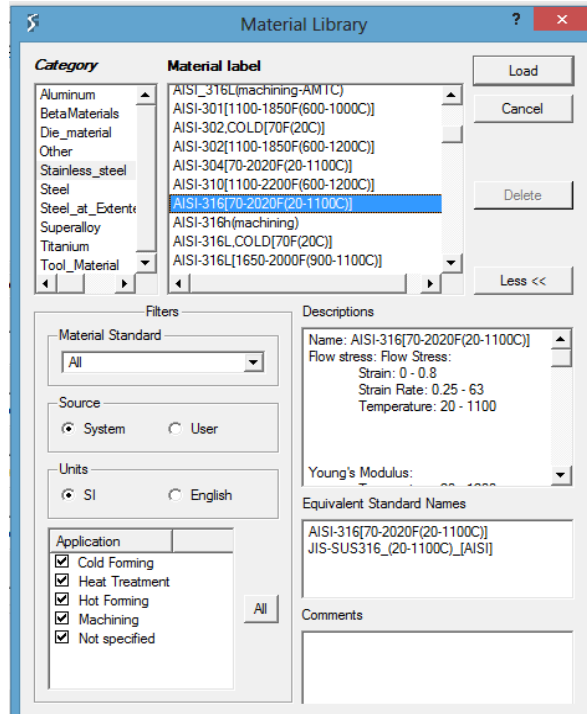


Figura 35 Pestaña elección del material software de simulación 3D

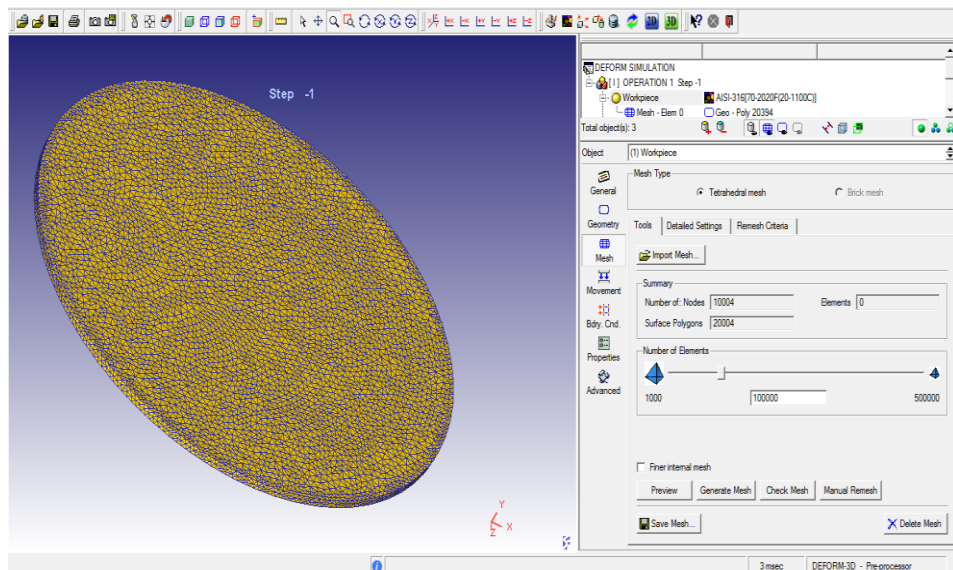


Figura 36 Pestaña mallado software de simulación 3D

Luego se selecciona el tipo de movimiento del punzón.

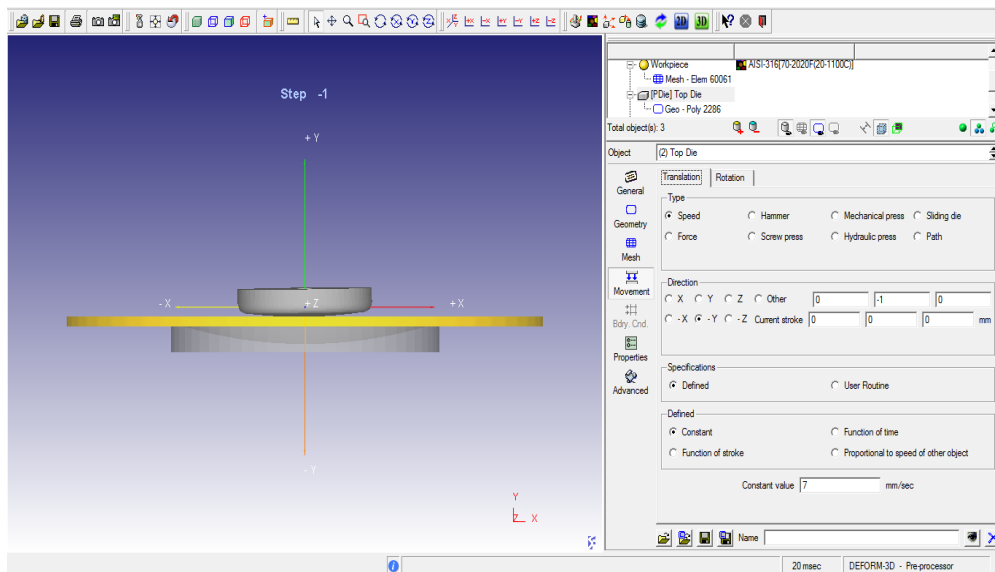


Figura 37 Pestaña de orientación de movimiento software de simulación 3D

Una vez hecho esto se verifica todos los parámetros ingresados y se genera la base de datos, se corre el programa, y a continuación hay que dirigirse al pos procesador, ahí podemos ver los resultados, se selecciona la gráfica deseada.

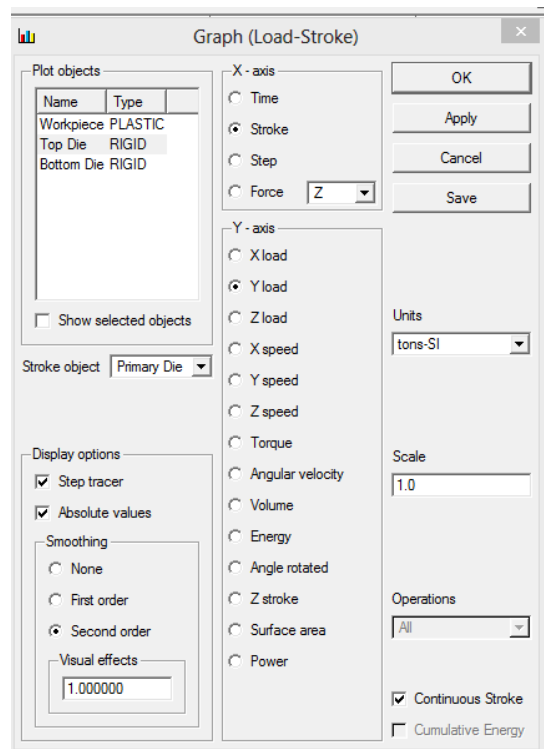


Figura 38 Pestaña de elección de gráficos software de simulación 3D

Los resultados obtenidos para una chapa de $\frac{1}{2}$ " es que se necesita una fuerza de 151 TON para deformar y realizar el radio de bombeo.

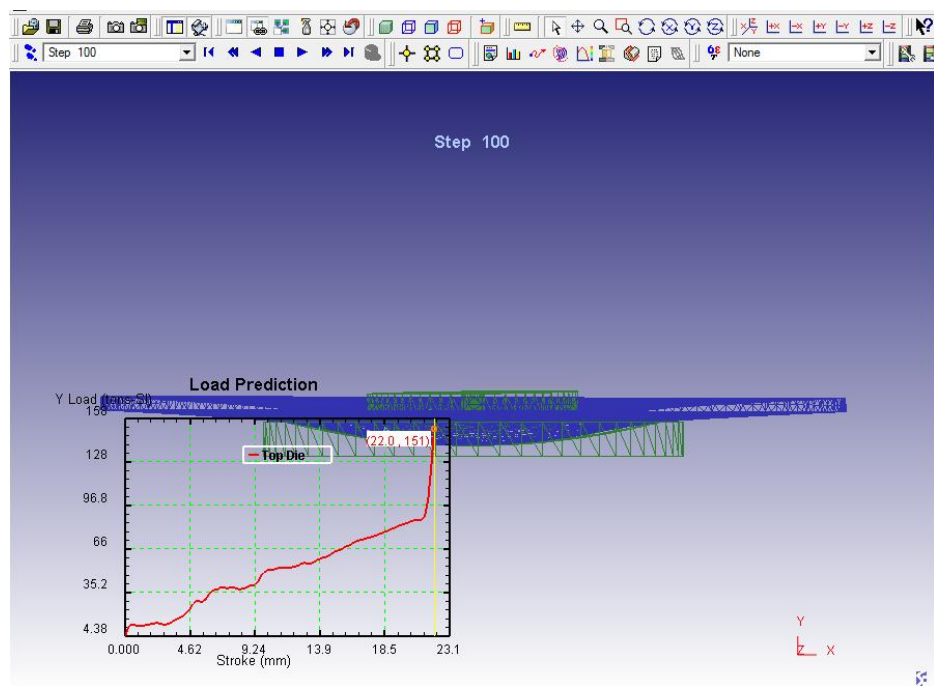


Figura 39 Simulación del proceso software de simulación 3D

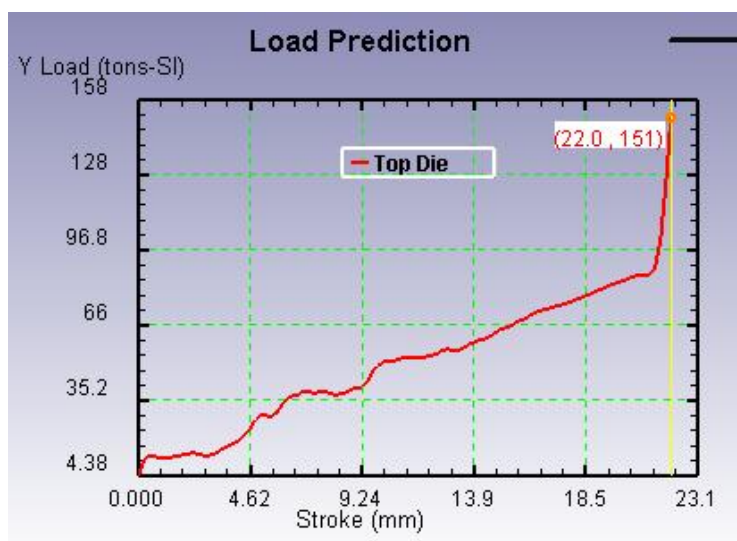


Figura 40 Gráfico carrera vs carga software de simulación 3D

Se compara la fuerza de deformación en el software simulación y la fuerza de deformación en placas circulares calculada, se puede evidenciar que la fuerza en el software es mayor ya que este considera más factores para el cálculo por este motivo se selecciona el valor más alto.

La fuerza necesaria para deformar un disco de material ASTM 316 y espesor de 1/2" es de 151 Ton.

$$Error\% = \left(\frac{151 - 147,95}{151} \right) * 100\% = 2,02\%$$

Por recomendación de la empresa para la selección del cilindro la fuerza de deformación será de 200 Ton. A continuación se presenta una tabla con los diferentes espesores a conformar y la fuerza necesaria para deformar.

Tabla 7

Fuerza de deformación según su espesor

Espesor [plug]	Fuerza de deformación [Ton]	
	ASTM A36	ASTM 316
1/8	8,64	9,25
3/16	19,44	20,81
1/4	34,57	36,99
5/16	54,01	57,79
3/8	77,78	83,22
7/16	105,86	113,27
1/2	138,27	147,95
9/16	175,00	187,25
5/8	216,04	231,17

3.4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO

Con estos resultados podemos calcular el diámetro del cilindro con la ecuación 12 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 130). Los datos que se tiene ahora son:

$$F_u = 200[\text{Ton}] = 440[\text{klb}]$$

$$P = 3[\text{ksi}]$$

$$\eta_a = 0,95 \text{ (Valor recomendado en el catálogo de Parker)}$$

$$F_u = \frac{\pi}{4} * Di^2 * P * \eta_a$$

Despejamos Di de la ecuación 12 donde queda:

$$Di = \sqrt{\frac{F_u * 4}{\pi * P * \eta_a}}$$

$$Di = \sqrt{\frac{440 * 4}{\pi * 3 * 0,95}} = 14[in] = 355,6[mm]$$

Con el diámetro del cilindro ya calculado se procede a seleccionar en un catálogo para encontrar sus medidas y componentes. Catálogo completo (Ver Anexo 6).

Tabla 8

Fuerzas de empuje teóricas para cilindros hidráulicos

Cylinder Bore Ø	Piston Area (Sq. In.)	Cylinder Push Stroke Force in Pounds at Various Pressures	
		3000	461820
14.00	153.94		

Fuente: Catalogo de Parker, 2014

En el catálogo de cilindros de Parker se puede escoger cualquier carrera de práctica longitud, que sea mayor a la longitud mínima.

Tabla 9

Carrera mínima del cilindro

14.00	7.000	2.000
-------	-------	-------

Fuente: Catalogo de Parker, 2014

La longitud mínima de carrera es de 2" (50,8 mm), en el caso para el cilindro de la prensa se escogerá un carrera útil de 19,69" (500 mm).

Tabla 10

Dimensiones y montaje del cilindro hidráulico

1 (std.)	7.000	17.13	1.81	2.50	2.50	24	21.75	4.88	4.88	1.41	12.90	18.43	3.50	5.88	15.63	10.88	20.88
----------	-------	-------	------	------	------	----	-------	------	------	------	-------	-------	------	------	-------	-------	-------

Fuente: Catalogo de Parker, 2014

Con la ayuda del catálogo se selecciona un diámetro de vástago de 7" (177,8 mm), además de los espesores de las tapas del pistón y la configuración de la brida de sujeción así como sus demás medidas.

Con todos los datos del pistón ya conocidos se calcula la fuerza de retroceso con la ecuación 13 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 130).

$$F_r = \frac{\pi}{4} * (14^2 - 7^2) * 3 * 0,95 = 329,04[\text{klbf}] = 149,25[\text{Ton}]$$

3.4.1. PANDEO DEL VÁSTAGO

El pandeo del vástago es un factor que depende del diámetro del vástago y de la carrera del mismo. Pero no solo depende de estos factores ya que es primordial el tipo de fijación del cilindro al soporte correspondiente y el tipo de montaje del extremo del vástago.

Se calcula el momento de inercia en la sección del vástago

$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * 7^4}{64} = 117,86 \text{in}^4$$

Se calcula el radio de giro de la sección del vástago

$$r_y = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{117,86}{38,49}} = 1,75$$

Teniendo solamente en cuenta al vástago se considera que existe pandeo cuando se cumple la siguiente relación:

$$\frac{Lv}{r_y} \geq 40$$

$$\frac{19,69}{1,75} \geq 40$$

$$11,25 \geq 40$$

Como el valor es menor en la relación anterior se hace el cálculo a compresión simple. Para el cálculo del vástago a pandeo se empleara la expresión de Euler, referida a columnas. (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 145)

$$Lp = \sqrt{\frac{\pi^2 * E * I}{F_u * C_x}}$$

Donde:

Lp = Longitud de pandeo [pulg]

I= Momento de inercia de la sección del vástago [pulg⁴]

Cx = Coeficiente de seguridad. En vástagos oscila entre 2 y 3.

$$Lp = \sqrt{\frac{\pi^2 * 29000 * 117,86}{440 * 2}} = 195,79 \text{ pulg}$$

Con el valor de Lp se determina la carrera total que puede tener el vástago del cilindro, sin que presente pandeo.

$$C = \frac{Lp}{K}$$

Donde:

C = Carrera real del vástago [pulg]

K = Factor de anclaje según montaje de la figura 6-9

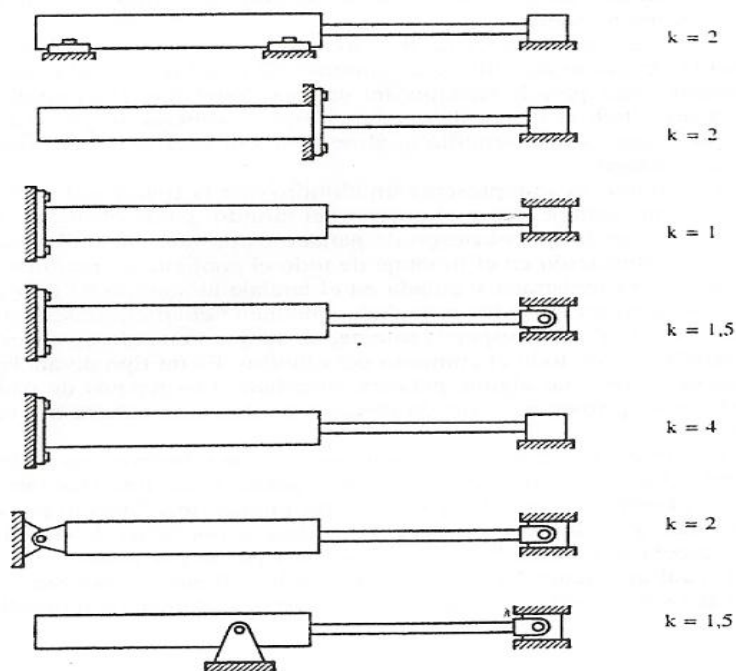


Figura 41 Factor de anclaje en cilindros

Fuente: Antonio Serrano Nicolás "Oleohidráulica"

$$C = \frac{195,79}{4} = 48,95 \text{ pulg}$$

Con esto se demuestra que no existe pandeo ya que la carrera máxima real del vástago es de 48,95 pulg que es mayor a la carrera seleccionada que es de 19,69 pulg.

3.5. CÁLCULO DE LA CENTRALITA HIDRÁULICA

Para el cálculo de la centralita hidráulica se debe tener en cuenta los siguientes datos:

$$D_i = 14''$$

$$d_v = 7''$$

$$L_v = 19,69''$$

$$P = 3\text{ksi} = 206,84\text{bar}$$

$$Vel = 8 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,31 \frac{\text{in}}{\text{s}}$$

Primero se calcula el caudal de trabajo y de retroceso del pistón. Se ocupara la ecuación 14 y 15 respectivamente (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 131).

$$Q = A * Vel$$

$$Q_{\text{retroceso}} = 1,5 * \pi * (D_i^2 - D_v^2) * Vel$$

$$Q = \pi \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 * Vel$$

$$Q = \pi \left(\frac{14}{2} \right)^2 * 0,31 = 48,48 \frac{\text{in}^3}{\text{s}} = 47,67 \frac{\text{L}}{\text{min}} = 12,59 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{retroceso}} = 1,5 * \pi * \left[\left(\frac{14 * 25,4}{10} \right)^2 - \left(\frac{7 * 25,4}{10} \right)^2 \right] * \left(\frac{0,31 * 25,4}{1000} \right) = 35,75 \frac{\text{L}}{\text{min}} = 9,45 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

Lo siguiente que se calcula es volumen de llenado y tiempo de llenado del pistón.

$$Vol_{\text{llenado}} = A * L_v$$

$$t_{\text{llenado}} = \frac{Vol_{\text{llenado}}}{Q}$$

$$Vol_{llenado} = 153,94 * 19,69 = 3030,28[in^3] = 13,12[gal]$$

$$t_{llenado} = \frac{13,12}{12,59} = 1,04[min] = 62,50[s]$$

Después se calcula la potencia del motor con la ecuación 16 (Antonio Serrano Nicolás, Oleohidráulica, pag 78):

$$N_{motor} = \frac{P * Q}{612 * \eta_t}$$

$$N_{motor} = \frac{206,84 * 47,67}{612 * 0,9} = 17,9[kW] = 24,01[HP]$$

Finalmente se halla el desplazamiento de la bomba suponiendo que el motor eléctrico tiene de velocidad máxima de trabajo de 1200 rpm.

$$Desplazamiento = \frac{Q * 1000}{rev}$$

$$Desplazamiento = \frac{47,67 * 1000}{1200} = 39,73 \left[\frac{cm^3}{rev} \right]$$

Esta sería la cilindrada teórica, entonces con el rendimiento volumétrico de la bomba que es de 90% (según el catálogo de Bosch) se obtiene el desplazamiento necesario para suministrar el caudal requerido.

$$\frac{39,73}{0,9} = 44,14 \left[\frac{cm^3}{rev} \right]$$

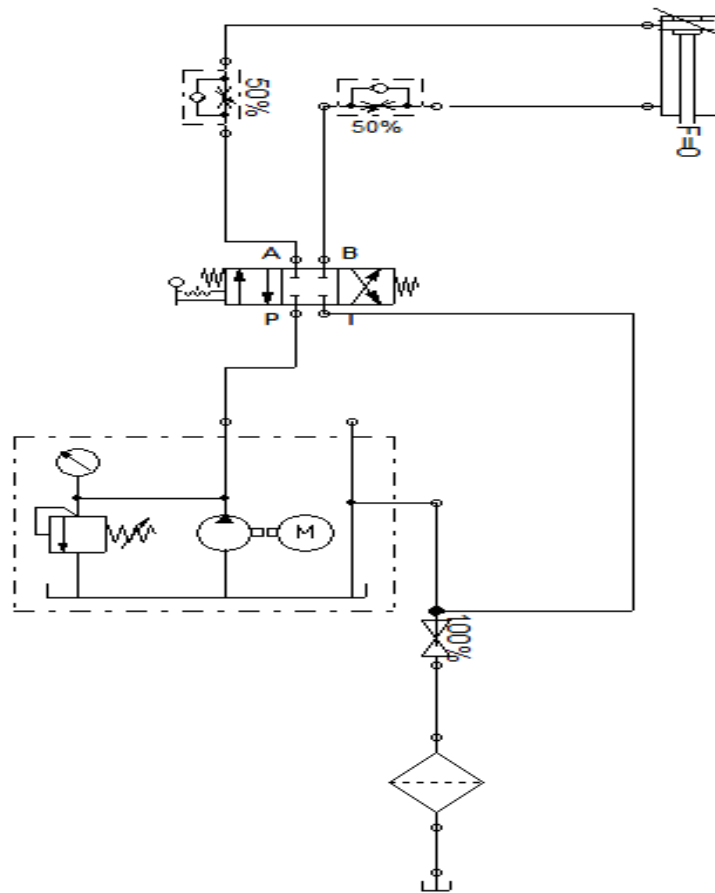


Figura 42 Circuito hidráulico previo

3.5.1. SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Para la selección de la bomba hidráulica se presentan 3 opciones, para después escoger la mejor (Catálogos ver Anexo 7). Utilizaremos los valores de la presión, el caudal, el desplazamiento y la potencia del motor para seleccionar las bombas que son:

- $P = 3[\text{ksi}] = 206,84[\text{bar}]$
- $Q = 47,67 \left[\frac{\text{L}}{\text{min}} \right] = 12,59 \left[\frac{\text{gal}}{\text{min}} \right]$
- $\text{Desplazamiento} = 44,14 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]$
- $N_{\text{motor}} = 17,9[\text{kW}] = 24,01[\text{HP}]$

Tabla 11

Combinex y Decisión Matrix de la bomba hidráulica

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Presión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,232	0,23
2	Caudal	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	7	0,203	0,23
3	Desplazamiento			0,5	1	1	1	1	1	5	0,145	0,16
4	Potencia			0,5	1	1	1	1	1	5,5	0,159	0,16
5	Velocidad max. de Trabajo			0,5	1	0	1	1	1	4	0,116	0,09
6	Torque			0,5	1	0,5	0	1	1	4	0,116	0,09
7	Precio							0	1	1	0,029	0,04
Total										34,5	1,000	1

Orden	Criterio	WF	Bosch A10VZO		Parker PGP 6200500		Bosch AZPG 45	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Presión	0,23	7	1,61	6	1,38	10	2,3
2	Caudal	0,23	7	1,61	5	1,15	9	2,07
3	Desplazamiento	0,16	7	1,61	5	1,15	10	2,3
4	Potencia	0,16	7	1,61	6	1,38	8	1,84
5	Velocidad max. de Trabajo	0,09	6	1,38	5	1,15	5	1,15
6	Torque	0,09	7	1,61	6	1,38	8	1,84
7	Precio	0,04	3	0,69	8	1,84	8	1,84
Suma		1	10,12		9,43		13,34	
Prioridad			2		3		1	

De estas 3 bombas hidráulicas de diferentes configuraciones, se escogió la bomba de engranajes externos Bosch AZPG 45, ya que esta bomba tiene una mayor eficiencia que las otras.

Tabla 12

Selección de bomba hidráulica

Model AZPG			
Displacement	V	cm^3/rev	45
Suction pressure	p_e		0.7...3
max. continuous pressure	p_1	bar	250
max. intermittent pressure	p_2		280
max. peak pressure	p_3		300
min. rpm at bar	< 100	rpm	500
	$12 \text{ mm}^2/\text{s}$	$100...180$	800
		$180... p_2$	1000
	$25 \text{ mm}^2/\text{s}$	p_2	500
max. rpm at	p_2		2600

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

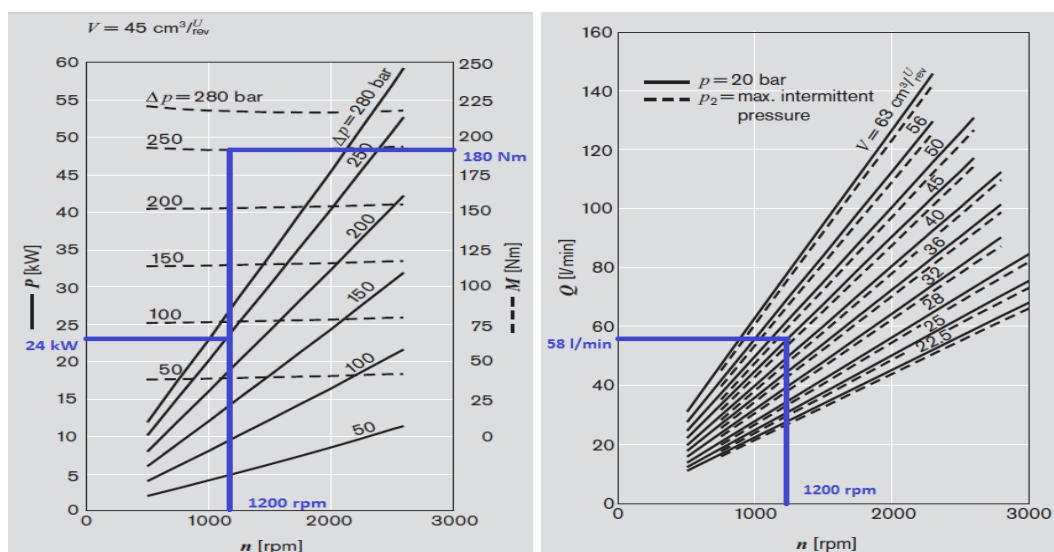


Figura 43 Gráficas de características de la bomba de engranajes

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

La bomba de engranajes externos AZPG 45 de Bosch tiene las siguientes características técnicas una velocidad de rotación máxima de 1200 [rpm], un caudal de $58 \left[\frac{\text{L}}{\text{min}} \right]$ y una potencia de 25 [kW].

3.5.2. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL

En el caso de la centralita hidráulica para la prensa, utilizará válvulas accionadas eléctricamente por lo tanto se utilizará una válvula solenoide, para la selección, ya se sabe el caudal que pasará por la válvula 47,67 l/min. Se seleccionará de las 3 opciones siguientes (Catálogos ver Anexo 8):

Tabla 13

Combinex y Decisión Matrix de la válvula de control

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Presión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,302	0,30
2	Caudal	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	7	0,264	0,26
3	Temperatura			0,5	1	1	1	1	1	5	0,189	0,19
4	Diferencia de presiones			0,5	1	1	1	1	1	5,5	0,208	0,21
5	Precio							0	1	1	0,038	0,04
	Total									26,5	1,000	1

Orden	Criterio	WF	atos DHI		Bosch 4WRA		WANDFLUH NG6	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Presión	0,30	7	2,11	7	2,11	10	3,02
2	Caudal	0,26	6	1,81	8	2,42	9	2,72
3	Temperatura	0,19	7	2,11	6	1,81	10	3,02
4	Diferencia de presiones	0,21	6	1,81	6	1,81	8	2,42
5	Precio	0,04	8	2,42	5	1,51	8	2,42
Suma		1	10,26		9,66		13,58	
Prioridad			2		3		1	

De estas 3 válvulas direccionales se escogió la válvula Wandfluh NG6.

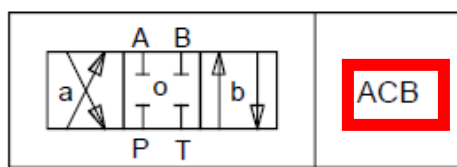


Figura 44 Gráfico configuración de válvula direccional

Fuente: Catálogo de WANDFLUH, 2013

$\Delta p = f(Q)$ Pressure drop volume flow characteristics

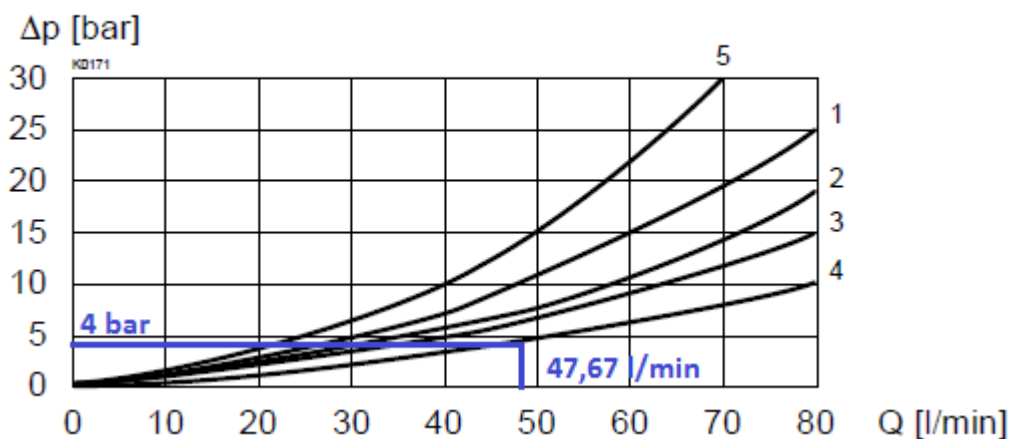


Figura 45 Gráfico curva de pérdida de presión

Fuente: Catálogo de WANDFLUH

Symbol	Pressure drop Curve no.	Volume flow direction				
		P - A	P - B	P - T	A - T	B - T
AB1/AB2/AB3		2	2	-	1	1
ACB/AC1/CB2		2	2	-	1	1

Figura 46 Gráfico dirección de volumen de flujo

Fuente: Catálogo de WANDFLUH

La válvula solenoide de bobina WANDFLUH 4/3 con bloqueo en la posición central, permite un caudal máxima de $80 \left[\frac{L}{\text{min}} \right]$ y una presión máxima de 350 [bar]. La diferencia de presiones o pérdida de presión en la extensión y retracción del cilindro es de 4 [bar].

3.5.3. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE FLUJO ANTIRRETORNO

Después de seleccionar la válvula de direccional, se selecciona la válvula reguladora de flujo, esta puede tener antirretorno, los datos que rigen la selección de estas válvulas son la presión y el caudal. Se seleccionará de las 3 opciones siguientes (Catálogos ver Anexo 9):

- $P = 3\text{ksi} = 206,84\text{bar}$
- $Q = 47,67 \frac{L}{\text{min}} = 12,59 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$

Tabla 14

Combinex y Decisión Matrix de la válvula de reguladora de flujo

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Presión	1	1	1	1	1	1	1	1	8	0,302	0,30
2	Caudal	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	7	0,264	0,26
3	Temperatura			0,5	1	1	1	1	1	5	0,189	0,19
4	Diferencia de presiones			0,5	1	1	1	1	1	5,5	0,208	0,21
5	Precio							0	1	1	0,038	0,04
Total										26,5	1,000	1

Orden	Criterio	WF	Bosch 2FRM		Bosch 2FRH		Hawe SEH	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Presión	0,30	10	3,02	8	2,42	7	2,11
2	Caudal	0,26	9	2,72	8	2,42	6	1,81
3	Temperatura	0,19	9	2,72	7	2,11	7	2,11
4	Diferencia de presiones	0,21	9	2,72	8	2,42	7	2,11
5	Precio	0,04	10	3,02	8	2,42	7	2,11
suma		1	14,19		11,77		10,26	
Prioridad			1		3		2	

De estas 3 válvulas reguladoras de flujo se escogió la válvula Bosch 2FRM.

Tabla 15

Datos técnicos generales de la válvula reguladora de flujo

generales			
Tamaño nominal		TN10	TN16
Masa	► Tipo 2FRM	kg 5,6	11,3

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

Tabla 16

Datos técnicos hidráulicos de la válvula reguladora de flujo

hidráulicos - válvula reguladora de caudal de 2 vías tipo 2FRM, 2FRH, 2FRW					
Tamaño nominal		TN10			
Caudal máximo	l/min	10	16	25	50
Presión de servicio máxima (conexión A)	bar	315			
Diferencia de presión para retorno libre de B hacia A, dependiente de q_v	bar	2	2,5	3,5	6
Rango de diferencia de presión mínima	bar	3 ... 7			

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

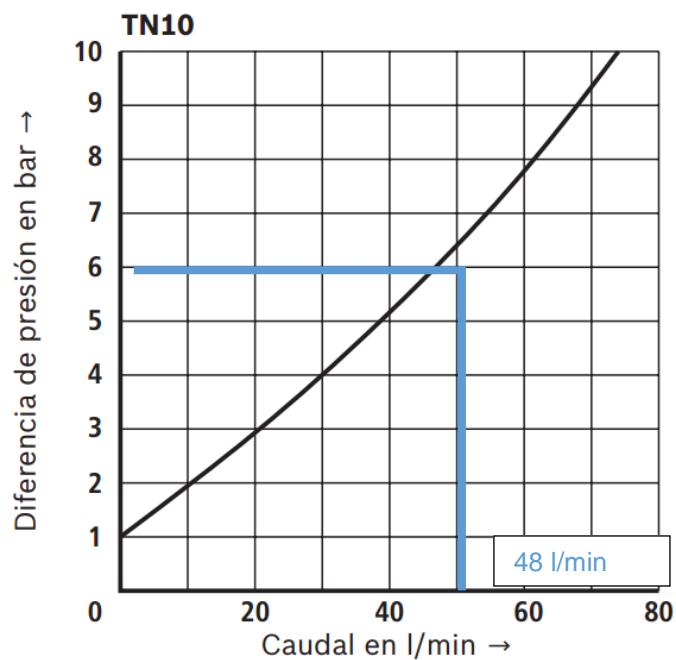


Figura 47 Gráfico curva caudal vs diferencia de presión

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

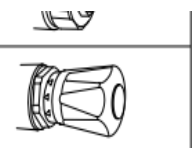
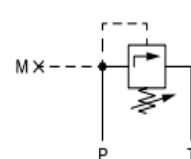
La válvula reguladora de flujo antirretorno de 2 vías tipo 2FRM marca Bosch, tiene una máxima presión de trabajo de 315 [bar] (4,57 [ksi]) y un caudal máximo de 50 [l/min], cuyos valores favorecen a los valores calculados.

3.5.4. SELECCIÓN VÁLVULA DE ALIVIO

Como en las demás válvulas lo que se debe de tener en cuenta en la selección es la presión y caudal máximos a la cual puede trabajar la válvula de alivio (Catálogo ver Anexo 10):

Tabla 17

Tipos de elementos de regulación

DB6DPW2-1X/315V	0 811 105 217		
DB6DPW7-1X/80V	0 811 105 218		
DB6DPW7-1X/160V	0 811 105 219		
DB6DPW7-1X/315V	0 811 105 220		

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

Tabla 18

Datos técnicos de la válvula de alivio

Hidráulicas		
Líquido hidráulico	Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524; líquidos hidráulicos rápidamente biodegradables según VDMA 24568 (ver también RS 90221); HETG (aceite de colza); HEPG (poliglicoles); HEES (ésteres sintéticos); otros líquidos hidráulicos previa consulta	
Grado de ensuciamiento máximo admisible del líquido hidráulico Clase de pureza según ISO 4406 (c)	Clase 20/18/15 ¹⁾	
Gama de temperatura del líquido hidráulico °C	-25 ... +80	
Juntas	FPM (Viton® Dupont)	
Margen de viscosidad	mm ² /s	10 ... 500
Presión de ajuste máx.	bares	80, 160 ó 315
Presión de servicio máx.	bares	315
Caudal máximo	l/min	60

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

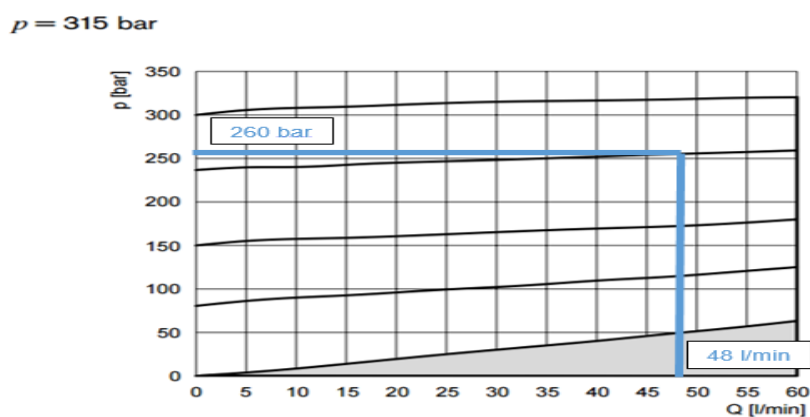


Figura 48 Gráfico curva caudal vs diferencia de presión

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

Según la gráfica 48 podemos ver que la válvula se abrirá a los 260 [bar] (3,77 [ksi]), los criterios de algunos autores dice que hay que sumar 10 unidades a la presión del sistema. En este caso $207 + 10 = 217$ [bar], esta presión por debajo de la presión de la válvula de alivio para los requerimientos de ajuste de la presión del sistema.

3.5.5. SELECCIÓN DEL FILTRO

El filtro es un componente que se define al seleccionar la bomba debido al grado de filtración que requiere la bomba. En el catálogo de la bomba se encuentra el grado de pureza de 20/18/15 (clase de contaminación que indican el número de partículas por 100 ml de fluido) el cual se rige a la norma ISO 4406.

Además para la selección de los filtros es esencial saber el caudal y la presión máxima que trabajara el equipo. El filtro debe tener un grado de filtración como mínimo de 20 [μm] y un caudal de 48 [l/min]. (Catálogo ver Anexo 11)

Tabla 19

Tipos de filtros

Tamaño de filtrado de 3 μm , 6 μm , 10 μm y 20 μm

Filtro tipo	Caudal en l/min [gpm] con $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ [142 SUS] y $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$ [7.25 psij] ¹⁾	Conexión	Nro. de material	Conexión	Nro. de material
10TEN0040-H3XLA00-P2,2-M-...	23 [6.1]	..R3	R928041292	..U4	R928041293
10TEN0063-H3XLA00-P2,2-M-...	35 [9.2]	..R4	R928041294	..U9	R928041295
10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M-...	52 [13.7]	..R4	R928041296	..U9	R928041297

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

Tabla 20

Elementos filtrantes

Elemento filtrante		Elemento descartable en base a fibra inorgánica	
Material de fibra de vidrio H.XL		Relación de filtrado según ISO 16889 hasta $\Delta p = 5 \text{ bar}$ [7.25 psij]	
		Limpieza de aceite alcanzable según ISO 4406 (SAE-AS 4059)	
Separación de partículas	H20XL	$\beta_{20(c)} \geq 200$	19/16/12 ... 22/17/14
	H10XL	$\beta_{10(c)} \geq 200$	17/14/10 ... 21/16/13
	H6XL	$\beta_{6(c)} \geq 200$	15/12/10 ... 19/14/11
	H3XL	$\beta_{5(c)} \geq 200$	13/10/8 ... 17/13/10
Diferencia de presión admisible A	bar [psij]	30 [435]	

Fuente: Catálogo de Bosch

Tabla 21

Compatibilidad con fluidos hidráulicos

Fluido hidráulico	Clasificación	Materiales de junta adecuados	Normas
Aceite mineral	HLP	NBR	DIN 51524

Fuente: Catálogo de Bosch, 2014

El filtro que se selecciono es un filtro Bosch 10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M, el cual tiene un grado de filtración como mínimo de 20 [μm] y un caudal máximo de 58 l/min, además puede trabajar con diferentes fluidos hidráulicos.

3.5.6. SELECCIÓN DE LAS MANGUERAS HIDRÁULICAS Y FLUIDO HIDRÁULICO

La principal característica para la selección de las mangueras es el caudal que va a recorrer el circuito que es 48 [l/min], ya que con esta se hallara el diámetro de la manguera. El diámetro de la manguera indicara el

tipo de conexión al cilindro que permita fácilmente el paso del caudal. La centralita hidráulica trabajara a 3000 [psi] en el catálogo hay que verificar la presión de trabajo y la presión de rotura.

Es esencial la selección del fluido hidráulico al momento de seleccionar la las mangueras debido a que las mangueras son diseñadas y fabricadas para fluidos hidráulicos específicos. Las mangueras no son tan versátiles como las bombas, válvulas y filtros en el caso de resistir una gran variedad de fluidos hidráulicos, por eso las mangueras son las que más rigen la selección del fluido hidráulico.

La primera característica a seleccionar en las mangueras hidráulicas es el diámetro ya que este es primordial al momento de las conexiones del equipo.

$$D_{mang} = \sqrt{\frac{Q * K_{mang}}{Vel}}$$

Donde:

D_{mang} = Diámetro de la manguera [pulg]

K_{mang} = Constante para el cálculo del diámetro de la manguera

Se calculará los diámetros de manguera de las líneas de aspiración, retorno y de presión respectivamente.

$$D_{mang} = \sqrt{\frac{48 * 21,2025}{1}} = 31,9mm = 1 - \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

$$D_{mang} = \sqrt{\frac{36 * 21,2025}{2}} = 19,5mm = \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

$$D_{mang} = \sqrt{\frac{48 * 21,2025}{4}} = 15,95mm = \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

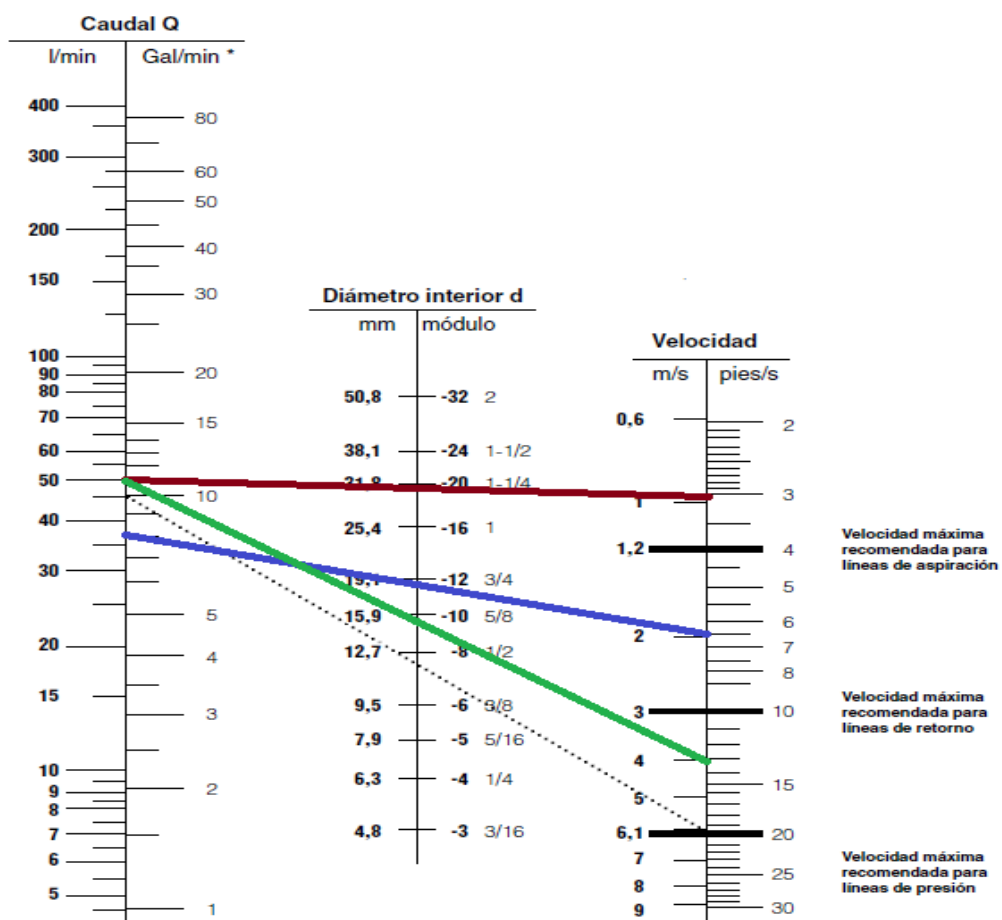


Figura 49 Gráfico selección de diámetro manguera hidráulica

Fuente: Catálogo de Parker, 2007

En una centralita hidráulica hay 3 tramos de conexiones importantes y de diferentes diámetros de manguera que son (Catalogo ver Anexo 12):

- Línea de aspiración $\varnothing 1-1/4"$ y longitud 500 mm
- Línea de retorno $\varnothing 3/4"$ y longitud 1000 mm
- Línea de presión $\varnothing 5/8"$ y longitud 1000 mm

Tabla 22

Selección de la manguera hidráulica

Referencia	Manguera D.I.				Manguera D.E.	Índices de presión				min. radio de curvatura mm	Peso kg/m
	DN	Pulg.	Módulo	mm	mm	Presión máx. de trabajo		Presión de rotura mín.			
						MPa	psi	MPa	psi		
462ST-4	6	1/4	-4	6,3	13,4	42,5	6500	170,0	24640	75	0,30
462ST-5	8	5/16	-5	7,9	15,0	40,0	5800	160,0	23200	85	0,35
462ST-6	10	3/8	-6	9,5	17,2	35,0	5075	140,0	20000	90	0,42
462ST-8	12	1/2	-8	12,7	20,4	31,0	4450	124,0	17800	125	0,52
462ST-10	16	5/8	-10	15,9	23,9	28,0	4000	112,0	16000	160	0,66
462ST-12	20	3/4	-12	19,1	27,7	28,0	4000	112,0	16000	195	0,86
462ST-16	25	1	-16	25,4	35,4	21,0	3000	84,0	12000	250	1,17
462ST-20	32	1.1/4	-20	31,8	43,0	17,2	2495	68,8	9980	335	1,50

Fuente: Catálogo de Parker, 2007

Para el fluido hidráulico nos basaremos en las recomendaciones de la bomba, el filtro y las mangueras, en los cuales tienen en común un fluido hidráulico DIN 51524 Parte 2. Escogeremos de las 3 opciones siguientes:

Tabla 23

Combinex y Decisión Matrix del aceite hidráulico

Orden	Criterio	1	2	3	4	5	6	7	8	Punt	Índice	WF
1	Viscosidad	0	0,5	1	1	1	1	1	1	6,5	0,232	0,23
2	Temperatura	0,5	0	1	1	1	1	1	1	6,5	0,232	0,23
3	Punto de fluidez			0	1	1	1	1	1	4,5	0,161	0,16
4	Gravedad específica			0,5	0	1	1	1	1	4,5	0,161	0,16
5	Punto de inflamación					0	1	1	1	2,5	0,089	0,09
6	Precio					0,5	0	1	1	2,5	0,089	0,09
7	Almacenamiento							0	1	1	0,036	0,04
Total										28	1,000	1

Orden	Criterio	WF	Shell Tellus S4 ME		Shell Tellus S2 V		Valvoline Ultra max HLP ZF 46	
			RF	Valor	RF	Valor	RF	Valor
1	Viscosidad	0,23	10	2,3	10	2,3	6	1,38
2	Temperatura	0,23	9	2,07	9	2,07	8	1,84
3	Punto de fluidez	0,16	10	2,3	10	2,3	5	1,15
4	Gravedad específica	0,16	10	2,3	10	2,3	4	0,92
5	Punto de inflamación	0,09	10	2,3	10	2,3	5	1,15
6	Precio	0,09	2	0,46	7	1,61	9	2,07
7	Almacenamiento	0,04	5	1,15	10	2,3	7	1,61
suma		1	12,88		15,18		10,12	
Prioridad			2		1		3	

Para verificar las características de los aceites hidráulicos ver el Anexo 13, en este caso se seleccionó el aceite Shell Tellus S2 V.

3.5.7. SELECCIÓN DEL DEPÓSITO

Las recomendaciones de diferentes autores es que el depósito debe tener 3 veces el caudal máximo del sistema. En este caso el caudal es 48 [l/min] entonces se necesita un depósito con una capacidad mínima de 144 [l].

El depósito también tendrá que sobre dimensionarse dependiendo a la bomba seleccionada para disipar de mejor manera el calor.

Para las centralitas hidráulicas existen catálogos donde se puede escoger un sistema completo de motor, bomba, depósito y accesorios. (Ver Anexo 14)

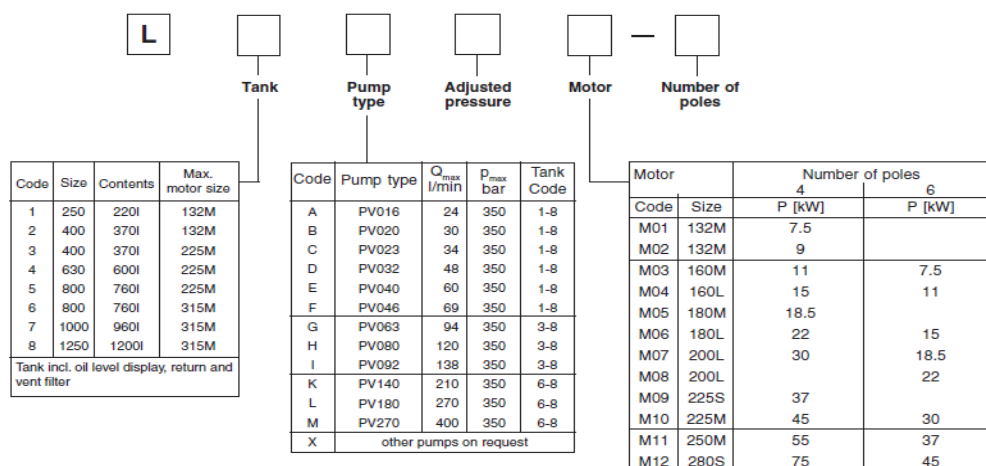


Figura 50 Grafico selección de componentes de centralita hidráulica

Fuente: Catálogo de Parker series L-Pak, 2014

Size	Tank size		L	L1	L2	B	B1	B2	H	H1
1	250l	(9kW-PV046)	1380	1300	1338	780	700	738	1854	904

Figura 51 Tamaño del depósito

Fuente: Catálogo de Parker series L-Pak, 2014

Tabla 24

Resumen de la parte hidráulica

Ítem	Elemento	Modelo / Marca	Descripción
1	Cilindro hidráulico	Parker	Di=14", Dv=7", P=3 ksi, F= 209 Ton, Lv=19,69"
2	Bomba hidráulica	Bosch AZPG 45	1200 rpm, Q=58 l/min, N=24 kW, Pmax=250 bar
3	Válvula direccional	Wandfluh NG6	Centro bloqueado, Q=80 l/min, Pmax= 350 bar
4	Válvula reguladora de flujo	Bosch 2FRM	Qmax= 50 l/min, Pmax= 315 bar
5	Válvula de alivio	DB 6 DPW7-1X780V	Qmax= 48 l/min, Pmax= 206 bar
6	Filtro	Bosch 10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M	20 µm, Qmax=58 l/min
7	Mangueras hidráulicas	462ST-10, 462ST-16, 46ST-20	Línea de aspiración ø1-1/4", retorno ø1", presión ø5/8"
8	Fluido hidráulico	Shell Tellus S4 ME	DIN 51524 Parte 2 tipo HLP
9	Depósito	-----	250 l

Tabla 25

Caída de presión por accesorios

Elemento	Caída de Presión [bar]
Válvula direccional	4
Válvula reguladora de flujo	6
Válvula de alivio	2
Mangueras hidráulicas	3
Total	15

3.6. CÁLCULO ESTRUCTURAL

La estructura metálica de la prensa tiene que resistir una carga viva $P_L=400$ toneladas en unidades inglesas será igual a 880 klb. La estructura

tendrá la configuración de un pórtico simple con soportes fijos y sección variable en la viga y sección constante en las columnas. La viga tendrá un claro de 4 metros y las columnas tendrán una longitud de 3.5 metros en el sistema ingles será igual a 157 pulgadas y 138 pulgadas respectivamente. Se ocuparan estas medias debido a que la empresa solicito que se realiza el diseño con estos requerimientos. El diseño se lo realizara mediante el método LRFD de la AISC.

Para el cálculo de un pórtico con sección variable según las formulas planteadas en el libro de Valerian Leontovich se necesita tener ya seleccionada un perfil para la viga y la columna, esto se debe a que las constantes que utiliza en este libro están en función de las inercias de la viga y columna por este motivo se realizara un pre diseño de cada parte del pórtico de la estructura para luego analizar a todos los miembros como un conjunto.

3.7. PRE DISEÑO DE LA VIGA

Para el pre diseño de la viga se considerara de sección constante, además se utilizara dos perfiles para la conformación de la viga. El motivo de utilizar dos perfiles es debido que en medio de estos dos perfiles debe colocarse el cilindro. El pistón tendrá un diámetro de 16.3 pulgadas, por ello se dejara una distancia de 16.5 pulgadas para que el pistón pueda ingresar entre los perfiles.

La carga tendrá una dirección en el eje Y positivo esto se debe a que la carga soportada por la viga será la reacción de la fuerza ejercida por el cilindro sobre la placa a deformarse como se observa en el esquema.

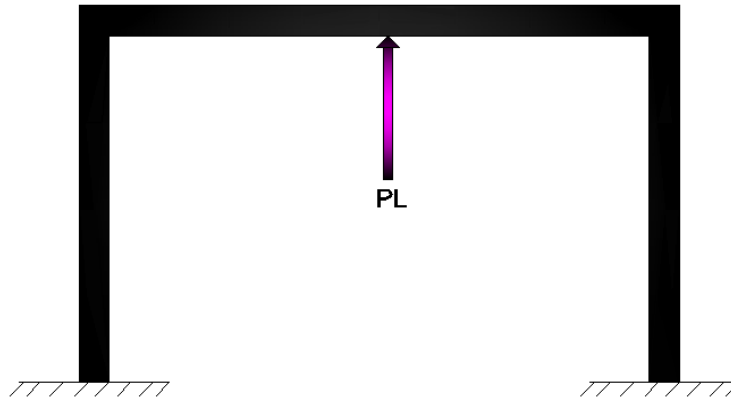


Figura 52 Dirección de la fuerza que se aplica en la viga

La carga se multiplicara por un factor debido a que es carga viva.

$$P_u = 1.6 \cdot P_L$$

$$P_u = 1.6 \cdot 880 \text{ Klb}$$

$$P_u = 1408 \text{ Klb}$$

La viga se le considerara con una carga puntual en el centro y empotrada a los dos extremos, con estas condiciones se puede utilizar la tabla 3-23 caso 16 del AISC para determinar el momento flector que se aplica de la viga. Para ver la tabla completa revisar anexo 15.

$$M_u = \frac{P_u L}{8} \left(\frac{4x}{L} - 1 \right)$$

$$\text{Para } 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

Se tendrá un diagrama de momento de la siguiente manera:

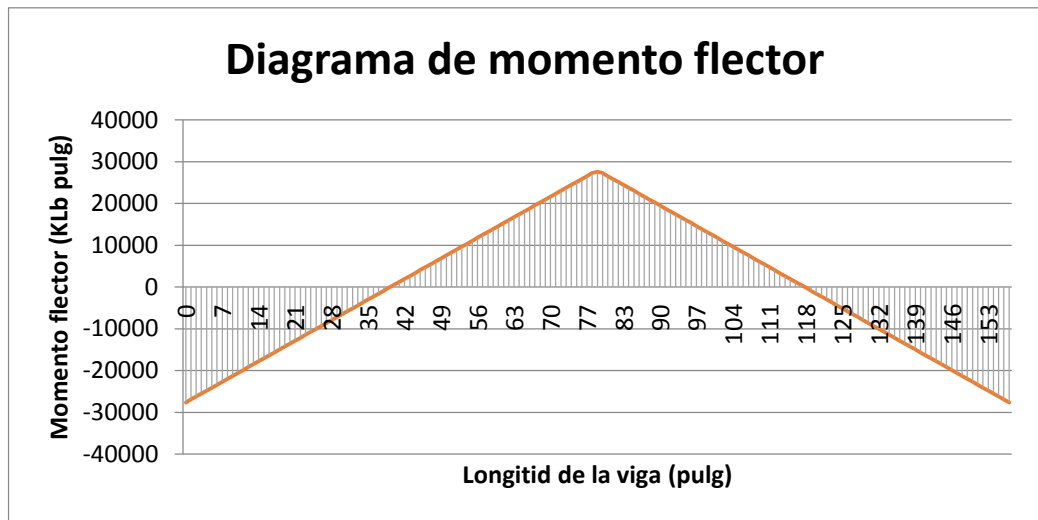


Figura 53 Diagrama de momentos de la viga

Como se puede observar en el grafico el máximo momento se produce en los empotramientos y en el centro de la viga, se calculara con los datos establecidos anteriormente.

$$M_u = \frac{1408 \cdot 157}{8} \left(\frac{4 \cdot \frac{157}{2}}{157} - 1 \right)$$

$$M_u = 27632 \text{ Klb plg}$$

El momento máximo que se genera por la carga en la viga será igual al momento que resistirá la viga para poder determinar el modulo plástico. Se utilizara la ecuación 38 para determinar el modulo plástico, este quedara a su vez en función del límite de fluencia del material.

$$M_u = M_n$$

$$27720 = 0.9 \cdot F_y \cdot Z$$

$$Z (F_y) = \frac{30800}{F_y}$$

Como se utilizara dos perfiles el modulo plástico se dividirá para dos.

$$\frac{Z}{2} = \frac{15400}{F_y}$$

Los principales proveedores nacionales como IPAC, DIPAC, NOVACERO, etc. de los perfiles lo realizan en dos tipos de acero ASTM A36 y ASTM A572 gr 50. Poseen un límite de fluencia de 36 Ksi y 50 Ksi respectivamente. El módulo plástico necesario es el siguiente según el material:

Tabla 26

Módulo plástico en función del material

Material	F _y (Ksi)	Z/2 (pulg ³)	Z/2 (cm ³)
ASTM A36	36	427.78	7010.02
ASTM A572 Gr. 50	50	308	5047.21

A continuación se seleccionara el proveedor y el perfil más adecuado para utilizar en la viga:

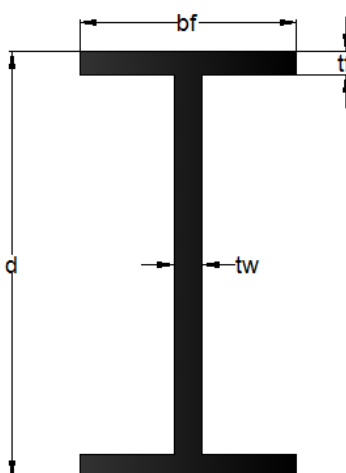


Figura 54 Nomenclatura de las dimensiones de un perfil I y W

Tabla 27

Perfiles I

Proveedor	Designación	d (mm)	tw (mm)	bf (mm)	tf (mm)	Z (cm ³)
IPAC	IPE 600	600	12	220	19	3512.0
DIPAC	IPN 550	550	19	200	30	3405.1
NOVACERO	IPN 300	300	10.8	125	16.8	642.6

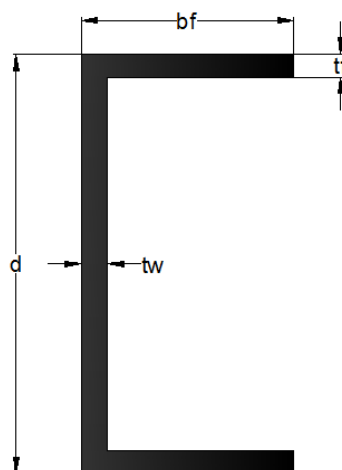


Figura 55 Nomenclatura del perfil C y UPN

Tabla 28

Perfiles UPN

Proveedor	Designación	d (mm)	tw (mm)	bf (mm)	tf (mm)	Z (cm ³)
IPAC	UPN 300	300	10	100	16	633.96
DIPAC	UPN 300	300	10	100	16	633.96
NOVACERO	UPN 300	300	10	100	16	633.96

Para ver las tablas completas de los perfiles revisar anexos 16 y 17.

El modulo plástico de los perfiles es menor que el requerido en los dos materiales por lo cual se tendrá que hacer un perfil armado. Para tener medidas de referencia se ocupara las tablas de perfiles del AISC. Para ver las tablas completas de los perfiles revisar anexos 18 y 19.

Tabla 29

Perfiles W

Designación	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg ³)
W12X252	15.4	1.4	13	2.25	428
W14X257	16.4	1.18	16	1.89	486

Tabla 30

Perfil C

Designación	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg ³)
C15X50	15	0.716	3.72	0.65	68.5

En el caso del perfil C se eligió solo esa opción debido a que es el perfil más grande que existe en la tabla. En este caso se puede soldar el perfil C espalda con espalda y de esa manera incrementar su módulo plástico y este sería igual a 137 pulg³. Este valor es menor del necesario por lo tanto este perfil queda descartado.

Para la construcción del perfil armado en el pre diseño se elegirá un perfil I debido a que existe una variedad de configuraciones de las medidas del perfil y cumplen con el modulo plástico requerido. El perfil que se selecciono es w12x252 con un módulo plástico Z= 428 pulg³ debido a que su valor es muy cercano al que se necesita y de esa manera se tendrá un ahorro de material en comparación con la segunda opción del perfil I.

El perfil seleccionado cumple tanto para el material ASTM A36 y ASTM A572 Gr. 50, se elegirá el material ASTM A36 debido a que con la fluencia de 36 Ksi ya cumple con el parámetro establecido y elegir el material de fluencia mayor con lleva a un sobredimensionamiento de la estructura.

Ya seleccionado el perfil se comprobara si el doble perfil I estará sometido a pandeo lateral- torsional.

Si el valor de L_b es menor que L_p no será necesario comparar con el valor L_r . Se tiene que calcular en primer lugar la inercia en el eje Y del conjunto la cual se representara I_{yt} . Para esto se necesita como datos la inercia del perfil y el área total del conjunto que se puede obtener de las tablas anteriormente mostradas.

$$I_y = 828 \text{ pulg}^4$$

$$A = 74 \text{ pulg}^2$$

$$A_t = 2 \cdot 74$$

$$A_t = 148 \text{ pulg}^2$$

Se utilizara el teorema de Stainer en el eje Y para trasladar al centroide del conjunto.

$$I_{yt} = 2I_y + 2(A_t \cdot d^2)$$

La distancia d será igual a la mitad de la distancia que existe entre los perfiles más la mitad de la longitud del ala (b_f).

$$d = 8.25 + b_f/2$$

$$d = 8.25 + \frac{13}{2}$$

$$d = 14.75 \text{ pulg}$$

$$I_{yt} = 2 \cdot 828 + 2(148 \cdot 14.75^2)$$

$$I_{yt} = 66054.5 \text{ pulg}^4$$

Se calcula el radio de giro del conjunto.

$$r_y = \sqrt{\frac{51680}{148}}$$

$$r_y = 21.13 \text{ pulg}$$

Con el radio de giro calculado se procederá a determinar el valor de L_p con la ecuación 37.

$$L_p = 1.76 \cdot 21.13 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$L_p = 1055.31 \text{ pulg}$$

Se tiene que no existe pandeo lateral- torsional debido a

$$L_b < L_p$$

$$157 < 1055.31$$

Hay que determinar si el perfil es compacto, no compacto o esbelto. Se utilizara la tabla B4.1 del manual de la AISC. Para el alma se utilizara el caso 9 de la tabla B4.1. Para revisar la tabla completa ir a anexo 20.

$$\frac{h}{t_w} = \frac{9.125}{1.4}$$

$$\frac{h}{t_w} = 6.52$$

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_p = 106.72$$

El alma es compacto debido a

$$\frac{h}{t_w} < \lambda_p$$

$$6.52 < 106.72$$

Para las alas se utiliza el caso 2 de la tabla B4.1

$$\frac{b}{t} = \frac{13/2}{2.25}$$

$$\frac{b}{t} = 2.89$$

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_p = 10.79$$

El ala es compacta debido a

$$b/t < \lambda_p$$

$$2.89 < 10.79$$

Por último para este pre diseño hay que analizar si la viga soporta la fuerza cortante para lo cual se derivara la ecuación de momento.

$$V(x) = \frac{dM(x)}{dx}$$

$$V_u = \frac{d}{dx} \left(\frac{Px}{2} + M_2 \right)$$

$$V_u = \frac{P}{2}$$

Obtenida la ecuación para obtener la fuerza cortante se reemplazara los valores a continuación

$$V_u = \frac{880}{2}$$

$$V_u = 440 \text{ KLb}$$

Se debe factorizará esta carga debido a que es una carga viva

$$V'_u = 1.6 \cdot 440$$

$$V'_u = 704 \text{ KLb}$$

Debido a que la fuerza cortante no está en función de la longitud de la viga se tendrá el siguiente diagrama de fuerza cortante.

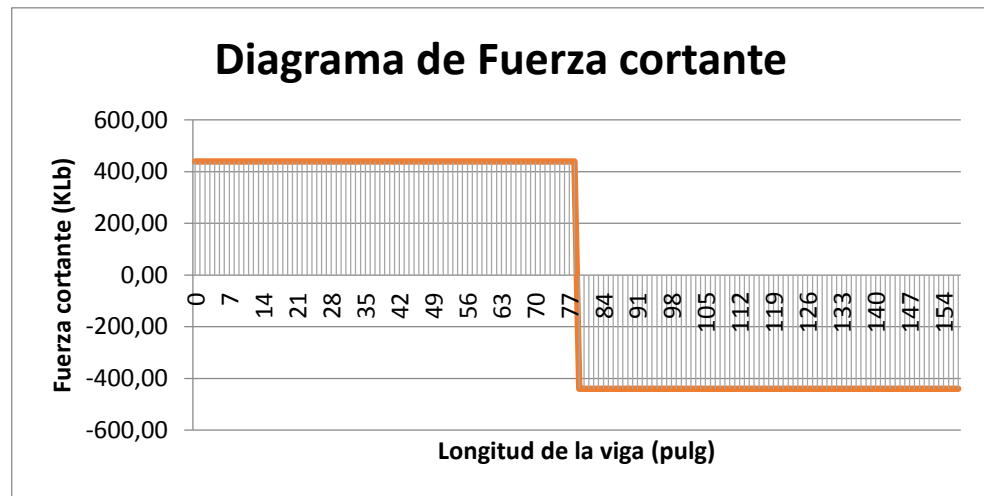


Figura 56 Diagrama de fuerza cortante

Se procederá a calcular la resistencia de la viga a la fuerza cortante, para ello se utilizara la ecuación 39 pero se debe determinar primero la constante C_v mediante la siguiente relación:

$$\frac{h}{t_w} \leq 2.24 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\frac{9.125}{1.4} \leq 2.24 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$6.51 \leq 64.14$$

Como se cumplió con la condición el valor de C_v igual a 1 y el factor de seguridad del método LRFD es igual a 1 ($\phi = 1$). Se reemplazara los valores en la ecuación 39.

$$\phi V_n = 1 \cdot 0.6 \cdot 36 \cdot (15.4 \cdot 1.4) \cdot 1$$

$$\phi V_n = 931.39 \text{ Klb}$$

La viga puede resistir el cortante debido a:

$$\phi V_n \geq V_u'$$

$$931.39 \text{ Klb} \geq 704 \text{ Klb}$$

3.8. PRE DISEÑO DE LA COLUMNA

A la columna para este pre diseño se le considera que está sometida a compresión y que esta empotrada a los extremos. Para determinar la carga que se está aplicando a la columna se utilizara el análisis de fuerzas estáticas que se tiene como resultado.

$$V = 440 \text{ Klb}$$

Esta será la reacción que tiene en la base la columna en la parte inferior y para mantener la sumatoria de fueras igual a cero en la parte superior de la columna tendrá la misma fuerza pero con dirección contraria. A continuación se factorizará la carga.

$$P_u = 1.6 \cdot V$$

$$P_u = 1.6 \cdot 440$$

$$P_u = 704 \text{ Klb}$$

Para la elección de la relación esbeltez efectiva (KL/r) se utilizara un KL/r de 40. Con este dato y la fluencia del material se puede entrar a la tabla 4-22 del manual de la AISC y se puede tener un valor de la resistencia de la columna. Para ver tabla completa ir a anexo 21.

Tabla 31

Esfuerzo de compresión admisible

KL/r	Fy=36 Ksi		Fy =50 Ksi	
	Fcr/Ω	ΦFcr	Fcr/Ω	ΦFcr
	Ksi	Ksi	Ksi	Ksi
	ASD	LRFD	ASD	LRFD
40	19.8	29.8	26.6	40

Utilizando la ecuación 33 se podrá encontrar el área necesaria según el material y su respectivo esfuerzo de compresión admisible.

$$A_g(\phi F_{cr}) = \frac{P_u}{\phi F_{cr}}$$

$$A_g = \frac{704}{\phi F_{cr}}$$

Tabla 32

Área necesaria según el material

Material	Ag (pulg ²)	Ag (cm ²)
ASTM A36	23.62	152.41
ASTM A572 Gr. 50	17.60	113.55

La empresa cuenta con perfiles por lo cual se considerara como un proveedor para la selección del perfil para columna.

Tabla 33

Tabla de perfiles I

Proveedor	Designación	d (mm)	tw (mm)	bf (mm)	tf (mm)	A (cm ²)
IPAC	IPE 600	600	12	220	19	156
DIPAC	IPE 550	550	19	200	30	213
NOVACERO	IPE 300	300	10.8	125	16.8	69
ACINDEC	PERFIL	645	20	355	15	233.16

Tabla 34

Tabla de perfiles UPN

Proveedor	Designación	d (mm)	tw (mm)	bf (mm)	tf (mm)	A (cm ²)
IPAC	UPN 300	300	10	100	16	58.8
DIPAC	UPN 300	300	10	100	16	58.8
NOVACERO	UPN 300	300	10	100	16	58.8

Los perfiles UPN quedan descartados debido a que no cumplen con el área necesaria. El perfil seleccionado es el perfil 645 X 355 X 20 X 15, este perfil lo proveerá la empresa. Se eligió este perfil debido a que cumple con el área necesaria y porque tiene una mayor medida en el patín con respecto a los demás perfiles con lo cual ayudara a una mejor sujeción con la viga.

A continuación se detalla las medidas del perfil en unidades inglesas:

Longitud total del perfil = 645 mm = 25.39 pulg

Longitud del alma = 605 mm = 23.81 pulg

Longitud del patín = 355 mm = 13.98 pulg

Espesor del alma = 15 mm = 0.59 pulg

Espesor del patín = 20 mm = 0.79 pulg

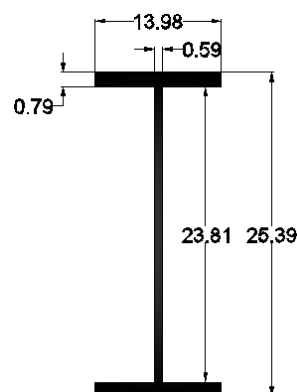


Figura 57 Geometría del perfil

El material que se ocupara será el ASTM A36 debido a que el perfil cumple con el área necesaria, con el material ASTM A572 Gr. 50 se cumple

también con el área pero con este material existirá un sobredimensionamiento para la columna por lo tanto se ocupara el material mencionado en primer lugar.

Como la viga tiene doble perfil el ancho es bastante considerable por lo cual para la columna usaremos un doble perfil, con esto se tiene una mejor sujeción a la viga. Se procederá a calcular el área total:

$$A = 233.16 \text{ cm}^2 = 36.14 \text{ pulg}^2$$

$$A_t = 2 \cdot A$$

$$A_t = 2 \cdot 36.14$$

$$A_t = 72.28 \text{ pulg}^2$$

Como se asumió una relación de esbeltez se tiene que realizar la comprobación de que el perfil resiste a la carga de compresión. Para iniciar este proceso de comprobación primero hay que calcular la inercia del perfil I individual.

$$I_x = \frac{0.59 \cdot 23.81^3}{12} + 2 \left[\frac{13.98 \cdot 0.79^3}{12} + 13.98 \cdot 0.79 \cdot \left(\frac{23.81}{2} + \frac{0.79}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_x = 4006.57 \text{ pulg}^4$$

$$I_y = \frac{23.81^3 \cdot 0.59}{12} + 2 \left(\frac{0.79^3 \cdot 13.98}{12} \right)$$

$$I_y = 664.81 \text{ pulg}^4$$

Con estos resultados se puede calcular la inercia total del doble perfil I.

$$I_{xt} = 2 \cdot I_x$$

$$I_{xt} = 2 \cdot 4006.57$$

$$I_{xt} = 8013.14 \text{ pulg}^4$$

Para la inercia total respecto al eje Y se tiene que tener en cuenta que los perfiles tendrán una separación de patín a patín de 16.5 pulgadas.

$$I_{yt} = 2 \cdot 664.81 + 2 \left[36.14 \cdot \left(\frac{13.98}{2} + 8.25 \right)^2 \right]$$

$$I_{yt} = 18115.49 \text{ pulg}^4$$

Se calculara el radio de giro en X y Y, el que sea menor será el que rija para el diseño.

$$r_x = \sqrt{\frac{8013.14}{72.28}}$$

$$r_x = 10.53 \text{ pulg}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{18115.49}{72.28}}$$

$$r_y = 15.83 \text{ pulg}$$

Se elige el radio de giro en la dirección x, y se lo utiliza en la relación de esbeltez efectiva (KL/r), el valor de K será igual a uno, este dato está en tabla 5.

$$\frac{KL}{r_x} = \frac{1 \cdot 138}{10.53}$$

$$\frac{KL}{r_x} = 13.11$$

Con este valor se puede entrar en la tabla 4-22 del AISC y se obtendrá el valor del esfuerzo que puede resistir el perfil doble I.

$$\phi F_{cr} = 32.2 \text{ KSI}$$

Reemplazamos el área total y el valor del esfuerzo para determinar P_n en la ecuación E3-2 del AISC

$$P_n = 32.2 \cdot 72.28$$

$$P_n = 2327.18 \text{ Klb}$$

Como este resultado es mayor que la carga de compresión el doble perfil I soportara la carga.

Se comprobara si el perfil es esbelto o no esbelto. Se utilizara la tabla B4.1 del manual de la AISC. Para el caso del ala se utilizara el caso número uno de la tabla. Para ver la tabla revisar anexo 22.

$$\frac{b}{t} = \frac{13.98/2}{0.79}$$

$$\frac{b}{t} = 8.85$$

$$\lambda_r = 0.56 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_r = 15.89$$

El ala no es esbelta debido a

$$b/t < \lambda_r$$

$$8.85 < 15.89$$

Para el alma se utilizara el caso número 5 de la tabla B4.1.

$$\frac{h}{t_w} = \frac{23.81}{0.59}$$

$$\frac{h}{t_w} = 40.36$$

$$\lambda_r = 1.49 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_r = 42.29$$

El alma es no esbelta debido a:

$$\frac{h}{t_w} < \lambda_r$$

$$40.36 < 42.29$$

3.9. DISEÑO DE LA VIGA CON SECCIÓN VARIABLE EN UN PÓRTICO CON SOPORTES FIJOS Y CARGA PUNTAL EN EL CENTRO

3.9.1. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTO FLECTOR

Se ocupara perfil armado I y material A36 debido a que la selección del perfil y material se analizó en el pre diseño de la viga. La viga tendrá la siguiente configuración:

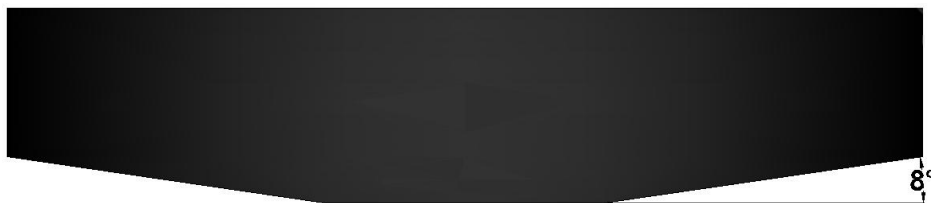


Figura 58 Configuración de la viga de sección variable

En la gráfica se puede apreciar que la viga tiene una pendiente de 8 grados lo cual representa una reducción del alma de 9.7 pulgadas en los extremos de la viga. Esta forma que tiene la viga se debe a que las tapas cuando se están conformando sufren de un alargamiento de la fibra por lo cual la tapa podría toparse con la viga e impedir el alargamiento de la fibra con lo cual podría causar un fallo en el conformado de la tapa. Con la pendiente que tiene la viga se gana espacio para trabajar con tapas de diámetros de 3000 mm en adelante.

A continuación se determinara las constantes para el cálculo de fuerzas y momento en un pórtico de sección variable.

Según la ecuación 21:

$$\phi' = \frac{8013.14}{1336.71} \cdot \frac{157.5}{118}$$

$$\phi' = 7.99$$

Se ocupan los apéndices que están en los anexos 2 y 3, como la columna es de sección constante $t = 1$ y $v = 0$ por lo tanto se tiene que α_{12} y β_{12} serán 4 y 2 respectivamente. Se reemplazará en la ecuación 22:

$$\theta_{12} = 4 + 4 + 2 \cdot 2$$

$$\theta_{12} = 12$$

De la misma manera como se hizo con la columna se procederá hacer para la viga de sección variable. El valor de t será igual a:

$$t = \left(\frac{25.5}{33.37} \right)^3$$

$$t = 0.44$$

Y el valor de v será igual a:

$$v = \frac{54.75}{157}$$

$$v = 0.35$$

Con estos valores se obtiene un valor de $\alpha_{23} = 2.2$ y $\beta_{23} = 1.3$ utilizando la gráfica del anexo 2 y 3. Reemplazando los valores en la ecuación 23 se tiene:

$$\theta_{23} = 2(2.2 + 1.3)$$

$$\theta_{23} = 7$$

Según la ecuación 24:

$$A = \frac{2}{4}$$

$$A = \frac{1}{2}$$

Según la ecuación 25:

$$B = 2 \cdot 12 + 7.99 \cdot 7$$

$$B = 79.95$$

Según la ecuación 26:

$$D = \frac{79.95}{2} - 2 \cdot 7.99 \cdot 1.3$$

$$D = 19.19$$

Según la ecuación 27:

$$F = 79.95 - \frac{2(4 + 2)^2}{4}$$

$$F = 61.95$$

Después de haber calculado las constantes lo siguiente será determinar los momentos y cargas.

Como ya se determinó el valor de v y t que son 0.35 y 0.26 respectivamente, con la tabla del anexo 4 y con una carga puntual en la mitad de la longitud de la viga se tiene como resultado que $R_{23} = 0.598$.

Según la ecuación 28:

$$K = \frac{2 \cdot 157 \cdot 7.99}{61.95} \cdot 0.598$$

$$K = 23.91$$

Según la ecuación 29:

$$M_2 = M_3 = -880 \cdot 24.3$$

$$M_2 = M_3 = -21044.89 \text{ Klb plg}$$

Según la ecuación 30:

$$M_1 = M_4 = 880 \cdot 0.5 \cdot 24.3$$

$$M_1 = M_4 = 10692.3 \text{ Klb pulg}$$

Según la ecuación 31:

$$\text{Cuando } x \leq \frac{L}{2} \quad M_x = \frac{880x}{2} - 21044.89$$

Según la ecuación anterior se tendrá el siguiente diagrama de momentos:

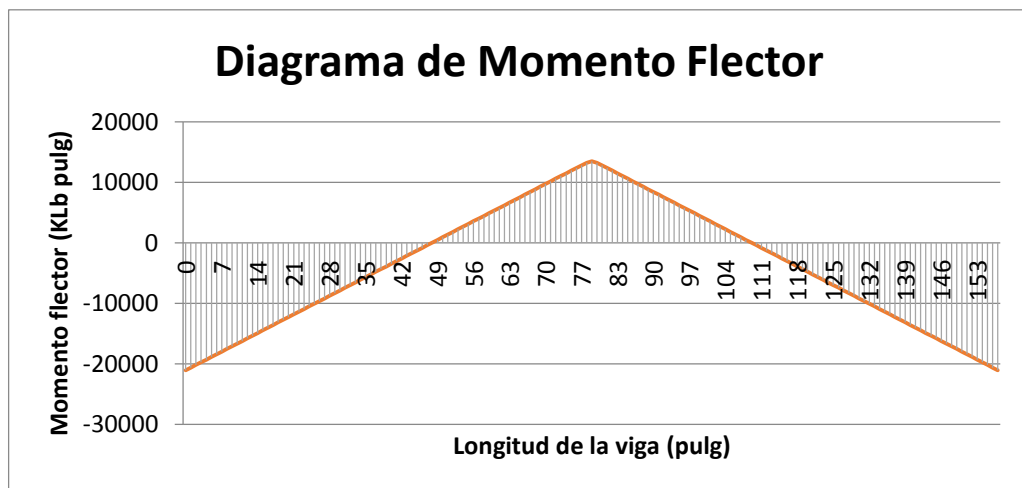


Figura 59 Diagrama de momento en sección variable

Como se puede apreciar en la gráfica el mayor valor del momento se tendrá donde exista menor inercia esto quiere decir donde haya menor área y esto es en la unión con la columna, cuando x sea igual a 0.

$$M(0) = M_{max} = M_2$$

$$M_{max} = -21384.59 \text{ Klb pulg}$$

Este momento será el que rija el diseño de la viga. Se utilizara la ecuación F2-1 del AISC para determinar el modulo plástico (Z).

$$21044.88 = 0.9 \cdot 36 \cdot Z$$

$$Z = 1039.26 \text{ pulg}^3$$

Como la viga está compuesta de un doble perfil I se tendrá lo siguiente

$$\frac{Z}{2} = 519.63 \text{ pulg}^3$$

Con el modulo plástico calculado se determina que se necesita las medias de un perfil w24x192 para los perfiles armados.

Tabla 35

Dimensiones de un Perfil w

	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg ³)
Designación					
W24x192	25.5	0.81	13	1.46	559

Este perfil ira colocado a partir de la unión con la columna así que la viga en su parte central tendrá 9.7 más de longitud del alma debido a la configuración de la viga. Se analizara si el perfil estará sometido a pandeo lateral- torsional como se realizó en el pre diseño de la viga. Para ver la tabla completa revisar anexo 23.

$$I_y = 530 \text{ pulg}^4$$

$$A = 56.3 \text{ pulg}^2$$

$$A_t = 2 \cdot 56.3$$

$$A_t = 112.6 \text{ pulg}^2$$

Se utilizara el teorema de Stainer para trasladar el eje Y del perfil al centroide del conjunto. La distancia d será igual a la mitad de la distancia que existe entre los perfiles más la mitad de la longitud del ala (bf).

$$d = 8.25 + b_f/2$$

$$d = 8.25 + \frac{13}{2}$$

$$d = 14.75 \text{ pulg}$$

$$I_{yt} = 2 \cdot 524 + 2(118.4 \cdot 14.75^2)$$

$$I_{yt} = 50055.07 \text{ pulg}^4$$

Se calcula el radio de giro del conjunto con la ecuación 18:

$$r_y = \sqrt{\frac{50055.07}{112.6}}$$

$$r_y = 21.08 \text{ pulg}$$

Con el radio de giro calculado se procederá a determinar el valor de L_p con la ecuación 37.

$$L_p = 1.76 \cdot 21.08 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$L_p = 1053.21 \text{ pulg}$$

Se tiene que no existe pandeo lateral- torsional debido a lo siguiente:

$$L_b < L_p$$

$$157.5 \text{ pulg} < 1053.21 \text{ plg}$$

Se verificara si el alma y las alas son compactas, no compactas o esbeltez. Se utilizara la tabla B4.1 del manual de la AISC. Para el alma se utilizara el caso 9. Se calculará donde el alma tiene mayor longitud, esta longitud total será igual a la medida del alma más 9.7. Si el alma en este caso da como resultado compacto se sabrá que el alma en la unión con la columna será compacta también.

$$\frac{h}{t_w} = \frac{20.75 + 9.7}{0.81}$$

$$\frac{h}{t_w} = 37.59$$

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 3.76 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_p = 106.72$$

El alma es compacto debido a:

$$\frac{h}{t_w} < \lambda_p$$

$$25.04 < 106.72$$

Para las alas se utiliza el caso 2 de la tabla B4.1.

$$\frac{b}{t} = \frac{13}{1.46}$$

$$\frac{b}{t} = 8.9$$

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$\lambda_p = 10.79$$

El ala es compacta debido a:

$$b/t < \lambda_p$$

$$8.9 < 10.79$$

3.9.2. DEFLEXIÓN DE LA VIGA

Hay que verificar la deflexión que presenta la viga, esta no debe superar el valor de 1/1200 del claro.

$$\Delta_{max} = \frac{1}{1200} \cdot L$$

$$\Delta_{max} = \frac{1}{1200} \cdot 157$$

$$\Delta_{max} = 0.13 \text{ pulg}$$

Para obtener el valor de deflexión de la viga se utilizara la ecuación 45, el valor de la constante C_1 se tomara de la figura 31.

$$\Delta = \frac{1782 \cdot 152^2}{201 \cdot 12520}$$

$$\Delta = 0.12 \text{ pulg}$$

Como se obtuvo un valor menor que la deflexión máxima la viga cumple con el diseño a momento.

3.9.3. RIGIDIZADORES DE LA VIGA

Para reforzar la viga se colocara rigidizadores, estos se pondrán a los dos lados del alma pero en la parte interior de la viga compuesta serán placas que van de perfil a perfil, esto sirve para que los perfiles trabajen como uno solo, en el siguiente grafico se puede observar el esquema final de la viga.

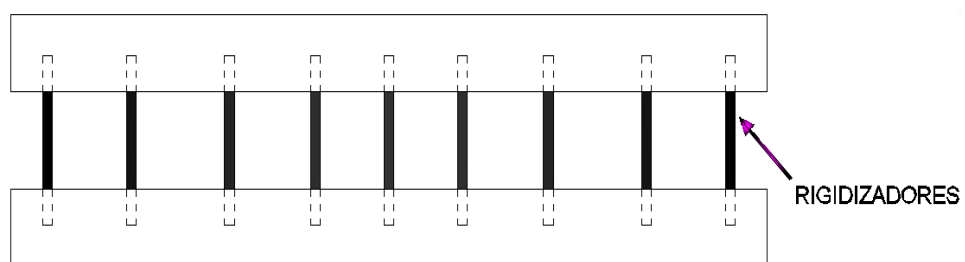


Figura 60 Rigidizadores internos de la viga (vista superior de la viga)

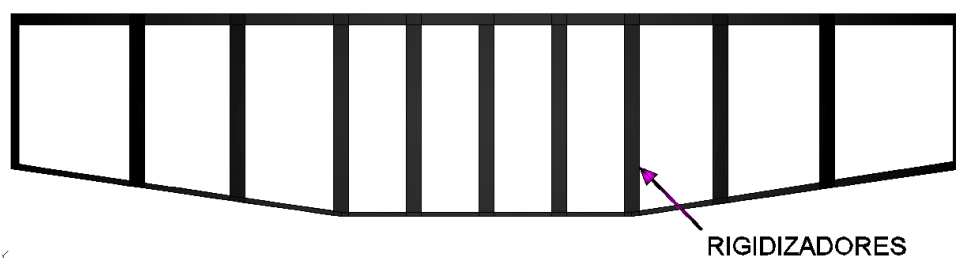


Figura 61 Rigidizadores externos de la viga (vista frontal de la viga)

El espesor de las placas debe ser máximo el valor del espesor del alma y mínimo el espesor del alma menos un 1/8. Debido a esto se probara con el valor de 5/8". Se pasara a comprobar que el rigidizador cumpla con las recomendaciones que indica la AISC.

Hay que determinar la distancia que existirá entre rigidizadores, para esto se ocupara la figura 20 y se empezara a colocar los rigidizadores a partir de la mitad de la viga.

$$a = 25 \cdot \frac{5}{8}$$

$$a = 15.63 \text{ pulg}$$

Se debe verificar que cumpla con la condición de momento de inercia el rigidizador para lo cual se usara la ecuación 45.

$$I_{at} = 15.63 \cdot 0.81 \left[\frac{2.5}{(165.63/30.45)^2} - 2 \right] \geq 0.5 \cdot 15.63 \cdot 0.81^3$$

$$I_{at} = 23.84 \geq 4.15$$

El rigidizador cumple con la condición de inercia, a continuación se comprobara que cumpla con la condición de geometría que es la siguiente:

$$t_{at} + \frac{t_w}{2} \geq \frac{t_f}{2}$$

$$\frac{5}{8} + \frac{0.8}{2} \geq \frac{1.46}{2}$$

$$1.03 \text{ pulg} \geq 0.73 \text{ pulg}$$

Como el rigidizador ha cumplido con todas las condiciones se lo utilizará en el diseño de la viga.

3.9.4. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE

Comprobaremos si resiste la fuerza de corte el doble perfil I. La ecuación de la fuerza de corte es la derivada de la ecuación de momentos.

$$V_u = \frac{dM(x)}{dx} = \frac{Px}{2} + M_2$$

$$V_u = \frac{P}{2}$$

El diagrama de fuerza cortante será el siguiente:

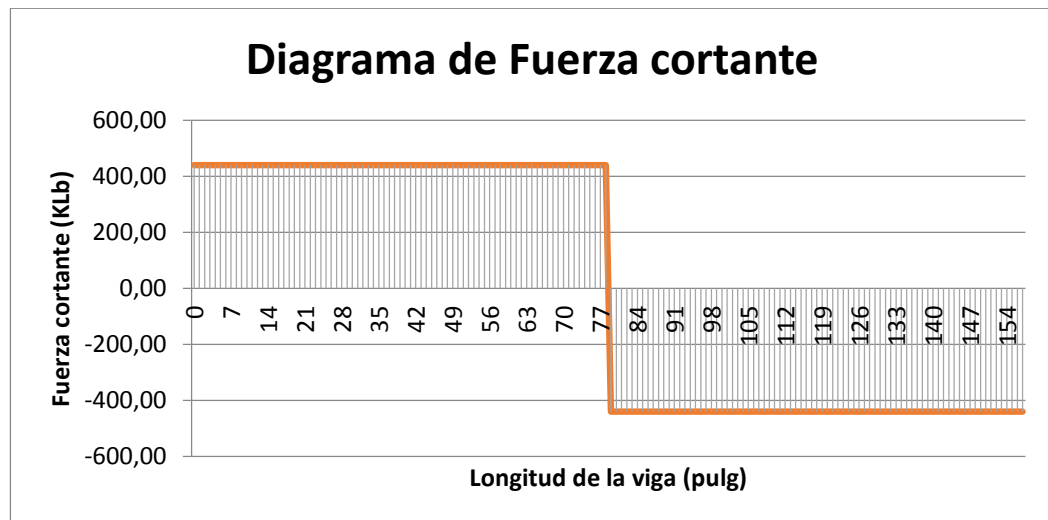


Figura 62 Diagrama de fuerza cortante

A la carga se le multiplicara por 1.6 debido a que es carga viva y esto indica el método LRFD.

$$V'_u = \frac{880 \cdot 1.6}{2}$$

$$V'_u = 704 \text{ Klb}$$

Se utilizara la ecuación 39 del AISC

$$\phi V_n = \phi 0.6 F_y A_w C_v$$

Como la viga esta rigidizada se tendrá que ocupar en primera instancia la ecuación G2-3 para determinar C_v y comprobar si cumple la condición. Para determinar k se ocupara la ecuación 42. Para este caso se ocupara la sección de la viga que es menor.

$$k = 5 + \frac{5}{(15.63/20.75)^2}$$

$$k = 13.82$$

Calculado el valor de k se puede determinar C_v .

$$\frac{20.75}{0.81} \leq 1.1 \sqrt{\frac{13.82 \cdot 29000}{36}}$$

$$25.61 \leq 116.05$$

Como la condición se cumple C_v será igual a 1.

Para poder determinar el factor de seguridad del método LRFD ($\phi = 1$) se debe comprobar la siguiente relación:

$$\frac{h}{t_w} \leq 2.24 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Se utilizara el alma donde se tiene mayor longitud porque ahí será más crítico el análisis.

$$\frac{30.45}{0.81} \leq 2.24 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$37.59 \leq 63.57$$

Se observa que si se cumple la condición por lo tanto se podrá ocupar un factor de seguridad igual a 1 en el método LRFD.

En esta última ecuación se ocupara la sección de la viga donde se tiene menor sección, esto se debe a que esta sección tiene menos área es un punto crítico de análisis.

Se reemplazara los valores obtenidos en la ecuación 39 del AISC.

$$\phi V_n = 1 \cdot 0.6 \cdot 36 \cdot (2 \cdot 25.5 \cdot 0.81) \cdot 1$$

$$\phi V_n = 892.3 \text{ Klb}$$

La viga resistirá al corte debido a:

$$\phi V_n > V_u'$$

$$892.3 \text{ Klb} > 704 \text{ Klb}$$

Tabla 36

Dimensiones y propiedades del Perfil (sección menor)

Designación	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg)	Ix (pulg ⁴)	Iy (pulg ⁴)
2W24x192	25.5	0.81	13	1.46	1118	12520	50055.08

Tabla 37

Dimensiones y propiedades del Perfil (sección mayor)

Designación	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg)	Ix (pulg ⁴)	Iy (pulg ⁴)
2W24x192	35.2	0.81	13	1.46	1386.3	26160.9	32448.8

3.10. DISEÑO DE LA VIGA DE SECCIÓN CONSTANTE INFERIOR DEL PÓRTICO

3.10.1. DISEÑO DE LA VIGA POR MOMENTO

La viga inferior será donde va ir colocada la mesa y se pondrá la matriz en la mesa. Se utilizara el mismo doble perfil de la sección de la viga que se une con las columnas el cual es W24x192, el material será ASTM A36 debido a que ya se analizó en el pre diseño de la viga.

La viga inferior ira soldadas a las columnas por lo cual se comportara como un pórtico, tendríamos el siguiente esquema:

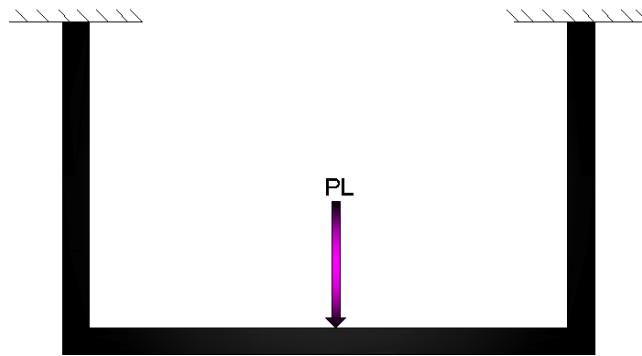


Figura 63 Esquema de la viga inferior y las columnas

Se utilizara la ecuación 38 para determinar el momento que puede resistir la viga.

$$\phi M_n = 0.9 \cdot (2 \cdot 559) \cdot 36$$

$$\phi M_n = 36223.2 \text{ Klb pulg}$$

Hay que determinar las constantes para el cálculo de los momentos y fuerzas en el pórtico.

Según la ecuación 17:

$$\phi' = \frac{8013}{12520} \cdot \frac{157}{138}$$

$$\phi' = 1.46$$

Según la ecuación 18:

$$F = 6 \left(2 + \frac{1}{1.46} \right)$$

$$F = 16.1$$

Según la ecuación 19:

$$M_2 = -\frac{3 \cdot 880 \cdot 157}{2 \cdot 16.1}$$

$$M_2 = -12910.31 \text{ Klb pulg}$$

Con la ecuación 20 se puede generar el diagrama de momentos.

$$M(x) = \frac{880x}{2} + (-12910.31)$$

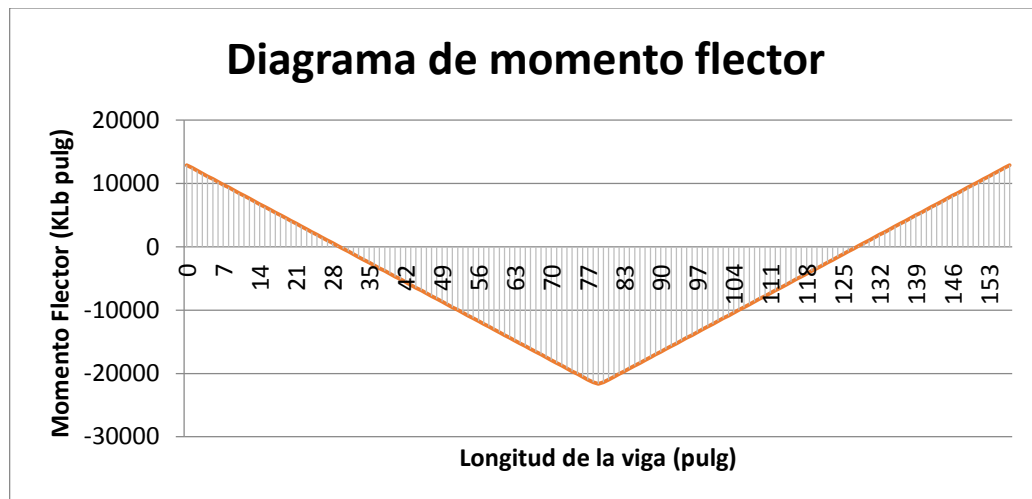


Figura 64 Diagrama de momentos de la viga de sección constante

Se puede observar en la gráfica que el máximo momento se produce en el centro de la viga.

$$M_u = \left(\frac{880}{2} \cdot \frac{157}{2} \right) - 12910.31$$

$$M_u = 21629.69 \text{ Klb pulg}$$

Este momento flector se debe factorizará debido a que es producido por una carga viva.

$$M'_u = 21629.69 \cdot 1.6$$

$$M'_u = 34607.5 \text{ Klb pulg}$$

La viga resistirá el momento generado debido a:

$$\phi M_n > M'_u$$

$$36223.2 \text{ Klb pulg} > 34607.5 \text{ Klb pulg}$$

El análisis de si la viga presentara pandeo lateral- torsional se realizó en el diseño anterior y en consecuencia se acogen los resultados anteriores por lo tanto no existirá en este doble perfil la presencia de pandeo lateral-torsional. De igual manera se realizó el análisis si el perfil es compacto, no compacto o esbelto en el diseño anterior y por este motivo se acogen los resultados anteriores y en consecuencia el perfil tiene todos sus elementos compactos.

3.10.2. DEFLEXIÓN DE LA VIGA

Anteriormente se calculó la máxima deflexión que puede presentar la viga. El valor obtenido es el siguiente:

$$\Delta_{max} = 0.13 \text{ pulg}$$

Para obtener el valor de deflexión de la viga se utilizara la ecuación 45, el valor de la constante C_1 se tomara de la figura 2-31.

$$\Delta = \frac{1782 \cdot 152^2}{201 \cdot 12520}$$

$$\Delta = 0.1233 \text{ pulg}$$

Como se obtuvo un valor menor que la deflexión máxima la viga cumple con el diseño a momento.

3.10.3. RIGIDIZADORES DE LA VIGA

Para esta viga se ocuparan los mismo rigidizadores del caso de la viga de sección variable. Los rigidizadores eran de espesor 5/8 pulgadas y una separación entre rigidizadores de 15.63 pulgadas, ubicados a esta distancia desde la mitad de la viga. De igual manera que se realizó en el diseño anterior los rigidizadores internos de la viga armada serán placas que van a ir de alma a alma para que estos perfiles trabajen juntos.

3.10.4. DISEÑO DE LA VIGA POR CORTANTE

Comprobaremos si resiste la fuerza de corte el doble perfil I. La ecuación de la fuerza de corte es la derivada de la ecuación de momentos.

$$V_u = \frac{dM(x)}{dx} = \frac{-Px}{2} + M_2$$

$$V_u = \frac{-P}{2}$$

El diagrama de fuerza cortante será el siguiente:

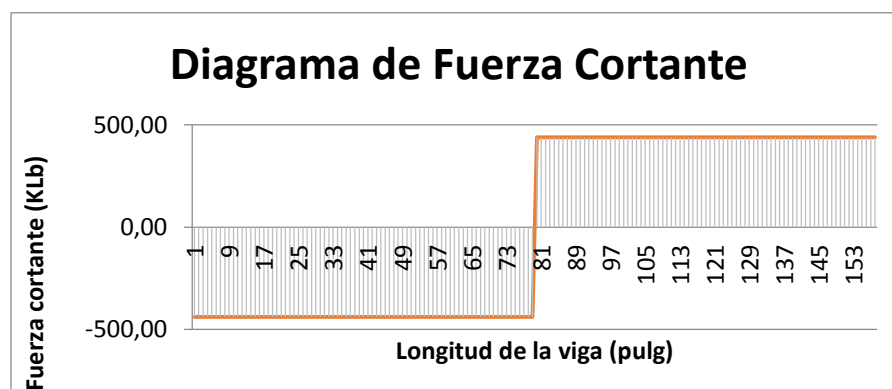


Figura 65 Diagrama de fuerza cortante

A la carga se le multiplicara por 1.6 debido a que es carga viva.

$$V'_u = \frac{880 \cdot 1.6}{2}$$

$$V'_u = 704 \text{ Klb}$$

Para el cálculo de la resistencia de la viga al cortante es igual al realizado en el diseño anterior por lo tanto se tendrá lo siguiente:

$$k = 5 + \frac{5}{(15.63/20.75)^2}$$

$$k = 13.82$$

Calculado el valor de k se puede determinar C_v .

$$\frac{20.75}{0.81} \leq 1.1 \sqrt{\frac{13.82 \cdot 29000}{36}}$$

$$25.61 \leq 116.05$$

Como la condición se cumple C_v será igual a 1.

Para poder determinar el factor de seguridad del método LRFD ($\phi = 1$) se debe comprobar la siguiente relación:

$$\frac{h}{t_w} \leq 2.24 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\frac{20.75}{0.81} \leq 2.24 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$25.61 \leq 63.57$$

Se observa que si se cumple la condición por lo tanto se podrá ocupar un factor de seguridad igual a 1 en el método LRFD.

Se reemplazara los valores obtenidos en la ecuación 39 del AISC.

$$\phi V_n = 1 \cdot 0.6 \cdot 36 \cdot (2 \cdot 25.5 \cdot 0.81) \cdot 1$$

$$\phi V_n = 892.3 \text{ Klb}$$

La viga resistirá al corte debido a:

$$\phi V_n > V_u'$$

$$892.3 \text{ Klb} > 704 \text{ Klb}$$

Tabla 38

Dimensiones y propiedades del Perfil seleccionado

Designación	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	Z (pulg)	Ix (pulg ⁴)	Iy (pulg ⁴)
2W24x192	25.5	0.81	13	1.46	1118	12520	50055.08

3.11. DISEÑO DE LAS COLUMNAS CON SECCIÓN CONSTANTE EN UN PÓRTICO CON SOPORTES FIJOS Y CARGA PUNTAL EN EL CENTRO

3.11.1. DISEÑO DE LAS COLUMNAS EN COMBINACIÓN DE ESFUERZOS

La columna estará sometido a esfuerzos combinados debido a que estará a compresión y flexión debido a que la viga también se flejará y esto

produce un momento en la columna. La ecuación 32 servirá para determinar el momento.

$$M_{y1} = 10692.3 \left(1 - \frac{y}{138}\right) + (-21384.59) \frac{y}{138}$$

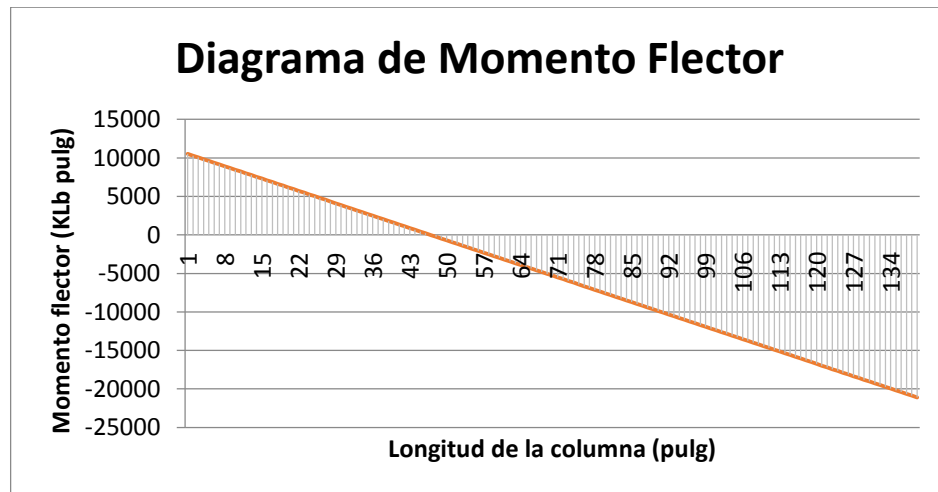


Figura 66 Diagrama de momentos de la columna

El valor máximo del momento se obtendrá cuando tenga el valor de 138 pulg, esto será en el extremo de la columna.

$$M_{y1} = 10692.3 \left(1 - \frac{138}{138}\right) + (-21384.59) \frac{138}{138}$$

$$M_{y1} = -21384.59 \text{ Klb}$$

Se verificará si la columna seleccionada en el pre diseño soporta el esfuerzo combinado. Se ocupar la ecuación 37, procederemos a determinar cada término de la ecuación.

$$f_a = \frac{440 \cdot 1,6}{72.27}$$

$$f_a = 9.74 \text{ KSI}$$

Para determinar el término F_a se debe revisar la sección E debido a que la columna estará sometida a flexión. Para el caso cuando la flexión produce pandeo en la columna se determinara F_{cr} utilizará la ecuación 34 del AISC.

$$13.1 \leq 4.71 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$11.2 \leq 133.68$$

Como la relación de esbeltez efectiva dio como resultado menor se puede utilizar la segunda parte de la ecuación 34 del AISC. Hay que determinar primero el valor de la ecuación 36.

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot 29000}{13.1^2}$$

$$F_e = 1666.35 \text{ KSI}$$

$$\phi F_{cr} = 0.9 \left[0.658^{\frac{36}{1666.35}} \right] 36$$

$$\phi F_{cr} = 32.19 \text{ KSI}$$

$$F_a = \phi F_{cr}$$

Se calcula el momento producido por la carga de servicio:

$$f_x = \frac{21384.59}{631.2}$$

$$f_x = 33.83 \text{ KSI}$$

Se determinara el momento que resiste la columna:

$$\phi F_x = 0.9 \cdot 0.7 \cdot 631.2$$

$$\phi F_x = 397.5 \text{ ksi}$$

Se reemplaza todos estos valores en la ecuación de esfuerzos combinados.

$$\frac{9.74}{32.19} + \frac{33.83}{397.5} \leq 1$$

$$0.39 \leq 1$$

Con este resultado se asegura que la columna soportara la los esfuerzos combinados.

3.11.2. RIGIDIZADORES DE LA COLUMNA

Para la columna se ocuparan rigidizadores de espesor 5/8 pulgadas y una separación entre rigidizadores de 15.63 pulgadas, ubicados a esta distancia desde la mitad de la columna. De igual manera que se realizó en los diseños anterior los rigidizadores internos de la columna armada serán placas que van a ir de alma a alma para que estos perfiles trabajen juntos. Como se comprobó en el diseño de la viga de sección variable el rigidizador cumple con las condiciones solicitadas por la AISC.

Tabla 39

Dimensiones y propiedades del Perfil seleccionado

Perfil	d (pulg)	tw (pulg)	bf (pulg)	tf (pulg)	A (pulg ²)	Ix (pulg ⁴)	Iy (pulg ⁴)
2(645X355X20X15)	645	15	355	20	72.27	8013.14	18115.49

3.12. DISEÑO DE LA MESA DONDE SE COLOCARA LA MATRIZ

Para el caso de la mesa se utilizara un tubo circular, esto es debido a que existe una separación considerable en la viga armada y los otros perfiles como tubo rectangular o tubo cuadrado no tienen las medidas adecuadas para poder colocarse en la viga. Se tendrá el siguiente esquema:

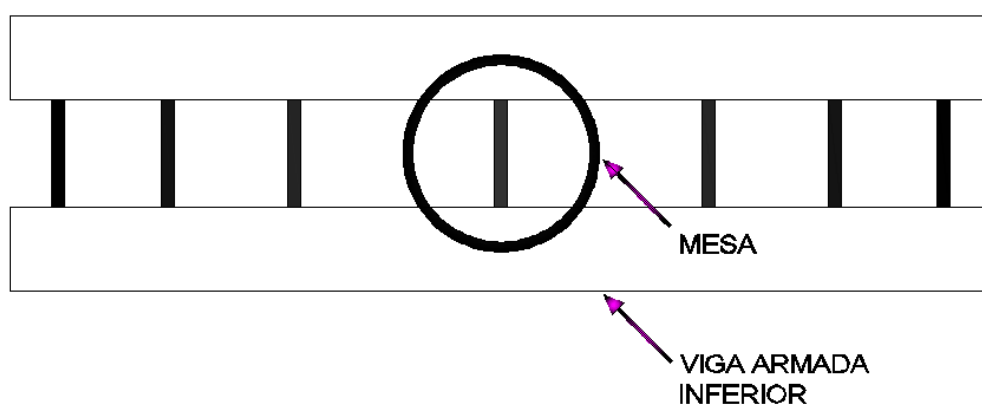


Figura 67 Esquema de la mesa (vista superior)

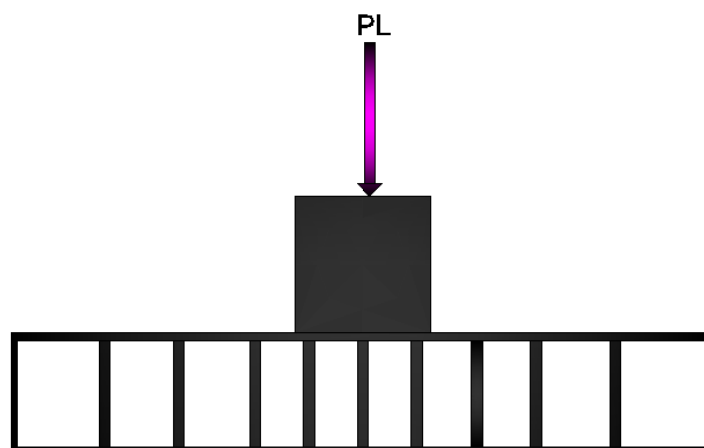


Figura 68 Esquema de la mesa (vista frontal)

La mesa estará sometida a compresión por lo cual tendrá el comportamiento de una columna. Como se puede apreciar en el esquema la mesa ira soldada en un extremo en la viga y en el otro extremo ira libre,

estos datos nos servirán para elegir el valor de K, para esto se ocupará la figura 13 y se obtiene que el valor de K es igual a 2.1. La longitud de la mesa será igual a 37.79 pulgadas.

La empresa cuenta con tubos 20" NPS SCH 40 y 18" NPS SCH 40 por este motivo se le tomara como proveedor para la elección del perfil más adecuado en este caso. El perfil que sirva para este servicio será el que tenga el mayor radio de giro.

El diámetro exterior mínimo que se puede utilizar para la mesa debe ser 17 pulgadas debido a que existe una separación en la viga armada de 16.5 pulgadas y se debe tener un valor mayor que este para poder realizar la soldadura con la viga.

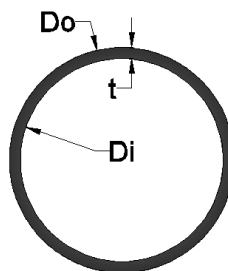


Figura 69 Geometría de la mesa

Tabla 40

Perfiles circulares

Proveedor	Designación	Do (mm)	Di (mm)	t (mm)	A (cm ²)	Ix=Iy (cm ⁴)	rx (cm)
IPAC	20" Ced. 20 (tubería sin costura)	508	488.9 6	9.52	14908. 52	4632318 61	173.1 8
ACINCEC	20" NPS SCH 40	508	477.7 7	14.4 5	23401. 73	7113130 53	174.3 4
IPAC	20" Ced. 40 (tubería sin costura)	457	428.7 5	14.2 7	19651. 23	4822869 56	156.6 6
ACINCEC	18" NPS SCH 40	457	428.7 5	14.2 7	19651. 23	4822869 56	156.6 6

Para ver tabla completa de IPAC ver Anexo 24.

El material en el que se fabrican estos perfiles es ASTM A106 Gr. B, este material cuenta con un límite de fluencia de 35 Ksi.

El perfil circular que se va a utilizar es el que tiene la empresa ACIDNEC el cual es 20" NPS SCH 40; debido a que tiene el mayor radio de giro. Tiene la siguiente geometría y propiedades en unidades inglesas:

$$D_o = 20 \text{ pulg}$$

$$D_i = 18.81 \text{ pulg}$$

$$t = 0.569 \text{ pulg}$$

$$A = 36.15 \text{ pulg}^2$$

$$I_x = I_y = 1703.71 \text{ pulg}^4$$

$$r_x = 6.86 \text{ pulg}$$

La carga aplicada a la mesa será de 880 klb, debido a que es una carga viva se debe factorizar según el método LRFD.

$$P_u = 880 \cdot 1.6$$

$$P_u = 1408 \text{ Klb}$$

Para determinar si el perfil resiste la carga se debe empezar calculando la esbeltez efectiva.

$$\frac{KL}{r_x} = \frac{2.1 \cdot 37.79}{6.86}$$

$$\frac{KL}{r_x} = 11.56$$

Se debe verificar si el perfil es esbelto o no, se utilizará la tabla B4.1A del AISC el caso 9.

$$\frac{20}{0.569} < 0.11 \frac{29000}{36}$$

$$33.72 < 88.61$$

El perfil es no esbelto por lo tanto se puede aplicar la ecuación 34. Para calcular la resistencia de la mesa.

$$11.56 \leq 4.71 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$11.56 \leq 133.68$$

Como se cumple la condición se puede ocupar la segunda parte de la ecuación. Para esto se debe calcular primero la ecuación 36.

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot 29000}{11.56^2}$$

$$F_e = 681.69 \text{ KSI}$$

$$\phi F_{cr} = 0.9 \cdot \left[0.658^{\frac{36}{681.69}} \right] 35$$

$$\phi F_{cr} = 31.69 \text{ KSI}$$

Para determinar la carga que resiste la mesa se utilizara la ecuación 33.

$$P_n = 31.69 \cdot 36.15$$

$$P_n = 1145.8 \text{ KLB}$$

La mesa con este perfil no resiste la carga debido a:

$$P_n < P_u$$

$$1145.8KLb < 1408 KLb$$

Por este motivo se debe colocar un perfil circular dentro del primer tubo para reforzarlo, por lo tanto se elegirá el perfil 18" NPS SCH 40 tanto IPAC o ACINDEC cuentan con el perfil pero se elegirá la empresa ACINDEC debido a que ya tienen en bodega ese tubo.

A continuación se ve en el esquema como se reforzara el primer perfil

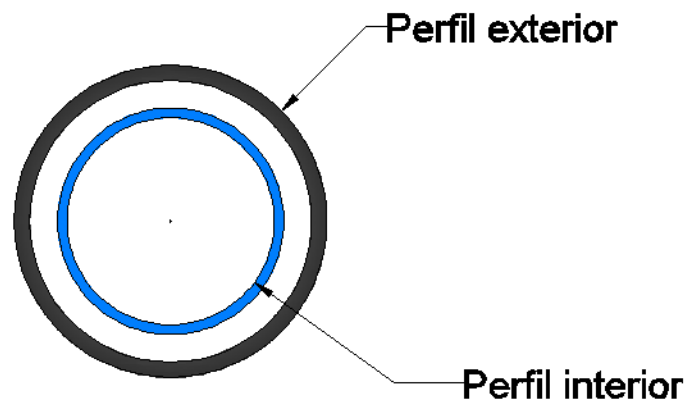


Figura 70 Esquema de la mesa con perfil armado

El perfil tiene la siguiente geometría y propiedades en unidades inglesas:

$$D_o = 18 \text{ pulg}$$

$$D_i = 16.88 \text{ pulg}$$

$$t = 0.562 \text{ pulg}$$

$$A = 30.79 \text{ pulg}^2$$

$$I_x = I_y = 1171.49 \text{ pulg}^4$$

$$r_x = 6.17 \text{ pulg}$$

Se verificara si el perfil es esbelto o no con la tabla B4.1 A el caso 9.

$$\frac{18}{0.562} < 0.11 \frac{29000}{36}$$

$$32.03 < 88.61$$

El perfil no es esbelto debido a que cumple con la condición anterior.

Hay que determinar la inercia del conjunto, como los perfiles son concéntricos y se tendrá lo siguiente:

$$I_{xt} = 1171.49 + 1703.71$$

$$I_{xt} = 2875.19 \text{ pulg}^4$$

Se calculara el área total del conjunto:

$$A_t = 36.15 + 30.79$$

$$A_t = 66.94$$

Para determinar el radio de giro se calculará con la siguiente fórmula.

$$r_{xt} = \sqrt{\frac{2875.19}{66.94}}$$

$$r_{xt} = 6.55 \text{ pulg}$$

Se debe calcular el módulo de esbeltez del conjunto:

$$\left(\frac{KL}{r_{xt}}\right)_t = \frac{2.1 \cdot 37.79}{6.55}$$

$$\left(\frac{KL}{r_{xt}}\right)_t = 12.11$$

Como los dos perfiles son no esbeltos podemos aplicar la ecuación 34, se debe verificar que cumpla la primera parte de la ecuación.

$$12.11 \leq 4.71 \sqrt{\frac{29000}{36}}$$

$$12.11 \leq 133.68$$

Como se cumplió con la condición de puede utilizar la segunda parte de la ecuación. Se debe calcular la ecuación 36.

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot 29000}{12.11^2}$$

$$F_e = 621.33 \text{ ksi}$$

$$\phi F_{cr} = 0.9 \cdot \left[0.658^{\frac{36}{621.33}} \right] 35$$

$$\phi F_{cr} = 31.62 \text{ ksi}$$

Para determinar la carga se utilizara la ecuación 33.

$$P_n = 31.62 \cdot 66.94$$

$$P_n = 2155.55 \text{ klb}$$

La mesa armada resiste la carga aplicada debido a:

$$P_n > P_u$$

$$2155.55 \text{ Klb} > 1408 \text{ klb}$$

Tabla 41

Dimensiones y propiedades de los perfiles seleccionados

Designación	D ext (pulg)	Espesor (pulg)	A (pulg ²)	Ix (pulg ⁴)
Tubo 20" SCH 40	20	0.593	36.15	1703.7
Tubo 18" SCH 40	18	0.562	30.79	1171.49

3.13. CALCULO DE LA SOLDADURA

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura en la estructura metálica se ocupara el método LRFD y la sección J del manual del ASIC. La soldadura será de filete. En este caso el esfuerzo producido por la carga en el área efectiva de soldadura se dividirá para 0.75, es un factor de seguridad que se ocupa en este método.

3.13.1. SOLDADURA DE RIGIDIZADORES Y COSTILLAS CON EL PERFIL

El filete (t) de soldadura debe tener un valor máximo igual al espesor menor de las dos placas a soldar.

Espesor rigidizador: $5/8$ pulg = 16 mm

Espesor alma: 0.59 pulg = 0.59 mm

El filete de la soldadura será igual:

$$t = \frac{5}{8} \text{ mm}$$

El manual del AISC indica que espesores mayores a 1/4 de pulg el filete se le debe restar un 1/16 de pulg.

$$t' = \frac{5}{8} - \frac{1}{16}$$

$$t' = \frac{9}{16} \text{ pulg}$$

El área efectiva de la soldadura es igual a la garganta de la soldadura (a) por la longitud de la soldadura (L). La longitud que se ocupara a continuación es la parte del rigidizador que se suelda con el alma.

$$A_f = a \cdot L$$

$$A_f = \frac{9}{16} \cdot 0.707 \cdot 23.81$$

$$A_f = 9.47 \text{ pulg}^2$$

La otra longitud que se va a utilizar es la del rigidizador que se suelda con el patín.

$$A_{f1} = \frac{9}{16} \cdot 0.707 \cdot 6.69$$

$$A_{f1} = 2.66 \text{ pulg}^2$$

El área total efectiva será igual a la suma de todas las áreas de los cordones de soldadura que existe entre el perfil y el rigidizador.

$$A_{ft} = 2 \cdot 9.47 + 2.66 \cdot 4$$

$$A_{ft} = 42.22 \text{ pulg}^2$$

El esfuerzo será igual a la carga de compresión que se aplica sobre la columna (704 Klb) dividido para el área efectiva total de la soldadura. En este caso se multiplicara el área por 0.75.

$$\sigma = \frac{704}{0.75 \cdot 42.22}$$

$$\sigma = 22.23 \text{ ksi}$$

Este esfuerzo se compara con la resistencia a la tracción que tiene el electrodo en este caso se eligió el E7018 (70 ksi), debido a que se logra un óptimo depósito de soldadura y además que se puede tener una mayor velocidad de soldadura debido a que se puede ocupar mayores rangos de corriente.

$$\sigma_{elect} > \sigma$$

$$70 \text{ ksi} > 22.23 \text{ si}$$

Por lo tanto la soldadura resiste la carga aplicada.

3.13.2. SOLDADURA DE LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA METÁLICA

Los cálculos para los demás elementos de la estructura serán de igual manera para lo cual se resume en una tabla los valores. La soldadura será filete y se ocupara el electrodo E7018.

Tabla 42

Resistencia de la soldadura de los elementos de la viga inferior

	Espesor 1 (pulg)	Espesor 2 (pulg)	Proceso	$\sigma_{elect} (ksi)$	t'(pulg)	L(pulg)	$A_n(\text{pulg}^2)$	$\frac{\sigma}{\phi} (ksi)$
Rigidizadores	0.63	0.81	SMAW	70	0.57	22.58	39.46	23.79
	0.63	0.81	SMAW	70	0.57	6.09		
Alma- patín	0.81	1.46	SMAW	70	0.75	157.48	471.51	1.99
Alma -placa	0.81	2.00	SMAW	70	0.75	22.58	33.80	27.77
Mesa- alas	1.46	2.00	SMAW	70	1.40	42.50	118.84	7.90

Tabla 43

Resistencia de la soldadura de los elementos de la viga superior

	Espesor 1 (pulg)	Espesor 2 (pulg)	Proceso	$\sigma_{elect} (ksi)$	t'(pulg)	L(pulg)	$A_n(\text{pulg}^2)$	$\frac{\sigma}{\phi} (ksi)$
Rigidizadores	0.63	0.81	SMAW	70	0.57	23.74	40.77	23.02
	0.63	0.81	SMAW	70	0.57	6.09		
Alma- patín	0.81	1.46	GMAW	70	0.75	157.48	235.76	3.98
Alma -placa	0.81	2.00	SMAW	70	0.75	22.58	33.80	27.77
Placas sujeción- alas	1.46	2.00	SMAW	70	1.40	42.50	118.84	7.90

Para el caso de la soldadura de patín lateral con patín central se debe realizar una soldadura a tope. Se realizara con penetración completa y según el manual del AISC se debe restar al espesor 1/8 de pulg.

Tabla 44

Resistencia de la soldadura de los patines lateral y central

	Espesor 1 (pulg)	Espesor 2 (pulg)	Proceso	$\sigma_{elect} (ksi)$	t'(pulg)	L(pulg)	$A_n(\text{pulg}^2)$	$\frac{\sigma}{\phi} (ksi)$
Patín lateral-central	1.46	1.46	SMAW	70	1.34	6.09	16.28	57.66

Tabla 45

Resistencia de la soldadura de los elementos de la mesa

	Espesor 1 (pulg)	Espesor 2 (pulg)	Proceso	$\sigma_{elect} (ksi)$	t'(pulg)	L(pulg)	$A_n(\text{pulg}^2)$	$\frac{\sigma}{\phi} (ksi)$
Tubo 20"	0.594	2	SMAW	70	0.47	125.66	118.00	7.96
Tubo 18"	0.562	2	SMAW	70	0.44	113.10	98.85	9.50
Placa-tubo 20"	0.594	2	SMAW	70	0.47	125.66	118.00	7.96

3.14. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA

El factor de seguridad de la estructura metálica será el menor factor de seguridad de los elementos que está constituida la estructura. La viga superior de sección variable es la que posee el menor factor de seguridad y se calcula de la siguiente manera:

- El momento que resiste la viga será igual a:

$$M_n = Z \cdot F_y$$

$$M_n = 1118 \cdot 36 = 40248 \text{ klb pulg}$$

- El momento que produce la carga aplica será:

$$M_u = 21044.89 \text{ klb pulg}$$

Se dividirá estos dos valores para determinar el factor de seguridad.

$$n = \frac{M_n}{M_u}$$

$$n = \frac{40248}{21044.89}$$

$$n = 1.91$$

El factor de seguridad de 1.91 será el que rija para toda la estructura metálica de la prensa.

CAPÍTULO 4

INGENIERÍA DE DETALLE

La ingeniería de Detalle, se realiza sobre la base de la ingeniería conceptual y básica, la documentación y planos de detalle para el proyecto de la prensa hidráulica para el conformado de tapas de recipientes a presión.

En la presente ingeniería de detalle se desarrollaran las siguientes actividades y también se presentan los planos de construcción:

- **Lista de Materiales:** En esta etapa se detalla los materiales necesarios para la compra y posterior construcción de la prensa hidráulica, incluye los materiales necesarios para la estructura metálica, la centralita hidráulica y la automatización.
- **Circuito hidráulico:** Se detalla los elementos que constará la centralita hidráulica para el funcionamiento del cilindro.
- **Planos estructurales y WPS:** Se detalla las dimensiones de cada elemento, que se calculó en la ingeniería básica para la fabricación, ensamblaje y montaje.
- **Hoja de procesos y montaje:** Se detalla el procedimiento a seguir para la fabricación de cada elemento, el ensamblaje de los elementos y su posterior montaje.
- **Simulación de la estructura de la prensa:** Se compara y se valida los cálculos previos a la simulación.
- **Automatización de la prensa:** Se detalla el funcionamiento semiautomático de la prensa hidráulica, el cual se realizará con compuertas lógicas para su programación.
- **Planos eléctricos:** Se detalla las conexiones eléctricas necesarias para el funcionamiento de la centralita hidráulica.

- **Manual de operación y mantenimiento:** Se detalla el funcionamiento y la operación de la prensa al igual que su respectivo mantenimiento.

4.1. LISTA DE MATERIALES

En la Tabla 4-1 se presenta la lista de materiales a ser utilizados para la compra y posterior construcción de la prensa hidráulica.

Tabla 46

Lista de materiales

Materiales	Descripción	Unidad	Cant.
Perfil ASTM A36	645 X 355 X 20 X 15 mm	m	14
Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X16 mm	kg	4486,7
Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X38 mm	kg	10655
Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X21 mm	kg	3925,8
Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X 50,8 mm	kg	9496,7
Tubo ASTM 106B	20"NPS SCH 40	m	1
Tubo ASTM 106B	18"NPS SCH 40	m	1
Manguera de Nitrilo	∅ 1-1/4"	m	1
Manguera de Nitrilo	∅ 1"	m	1
Manguera de Nitrilo	∅ 5/8"	m	2
Central hidráulica		unidad	1
Pitón hidráulico	∅ 14"	unidad	1
LOGO! 12/24RC 12/24 VDC 4DI / 4DO tipo relé / 4AI	0-10V	unidad	1
MÓDULO ENTRADAS ANALÓGICAS LOGO! AM2 12/24 VDC 2 AI	0-10V, 0-20mA	unidad	1
LOGO! TD. Display con 4 líneas texto.		unidad	1
Fuente de poder LOGO!		unidad	1
Selector Tres posiciones I-O-II		unidad	1
Pulsador rojo de tipo hongo	40 mm. + 1NC	unidad	1
Luz piloto verde con LED	24VAC / VDC	unidad	2
Transmisor SITRANS P220, para medición de presión manométrica	rango de 0 a 3000 psi	unidad	1
Tablero electrico plástico	Hibox 300x400x300 mm	unidad	1
Industrial interruptor de pie	19 x 13 x 12.3 cm	unidad	1
Materiales para instalación		unidad	1

4.2. CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico final estará constituido de los siguientes elementos:

Tabla 47

Elementos del circuito hidráulico

Ítem	Elemento	Modelo / Marca	Descripción
1	Cilindro hidráulico	Parker	Di=14", Dv=7", P=3 ksi, F= 209 Ton, Lv=19,69"
2	Bomba hidráulica	Bosch AZPG 45	1200 rpm, Q=58 l/min, N=24 kW, Pmax=250 bar
3	Válvula direccional	Wandfluh NG6	Centro bloqueado, Q=80 l/min, Pmax= 350 bar
4	Válvula reguladora de flujo	Bosch 2FRM	Qmax= 50 l/min, Pmax= 315 bar
5	Válvula de alivio	DB 6 DPW7-1X780V	Qmax= 48 l/min, Pmax= 206 bar
6	Filtro	Bosch 10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M	20 µm, Qmax=58 l/min
7	Mangueras hidráulicas	462ST-10, 462ST-16, 46ST-20	Línea de aspiración ø1-1/4", retorno ø1", presión ø5/8"

El diagrama del circuito hidráulico será el siguiente:

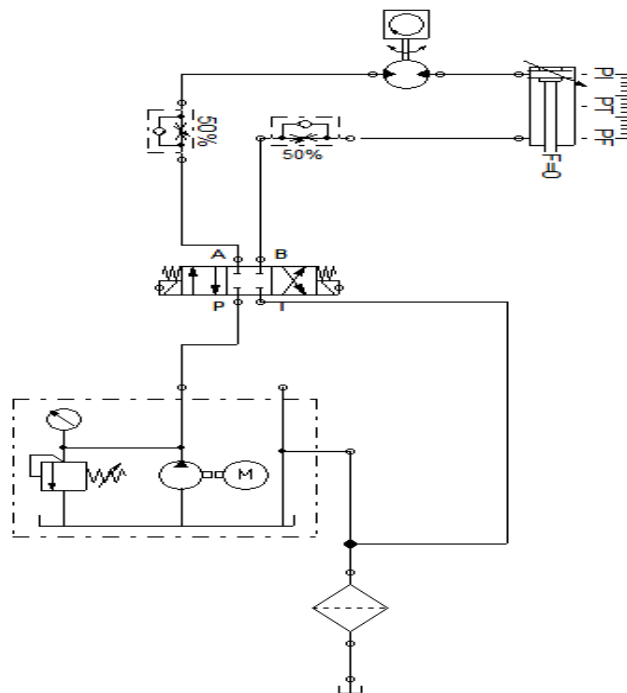


Figura 71 Diagrama circuito hidráulico

4.3. PLANOS ESTRUCTURALES Y WPS

En esta sección detallaremos los planos estructurales, que estos conformados por:

- Plano general
- Plano de detalle de la viga superior
- Plano de detalle de la viga inferior o base
- Plano de detalle de columnas
- Plano de detalle de la mesa

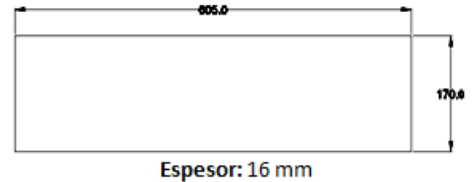
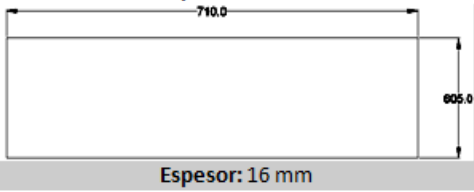
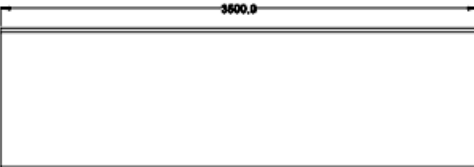
(Ver Anexo 1)

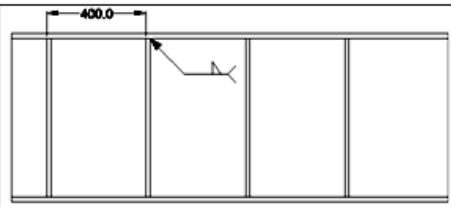
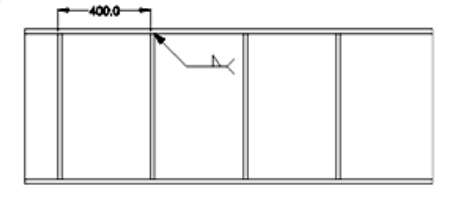
4.4. HOJAS DE PROCESOS Y MONTAJE

En esta sección detallaremos el procedimiento de la fabricación de cada elemento de la estructura de la prensa.

Tabla 48

Hoja de procesos Columna

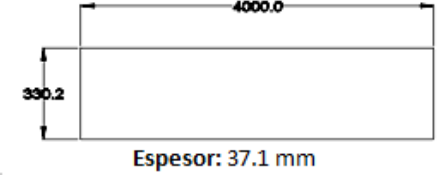
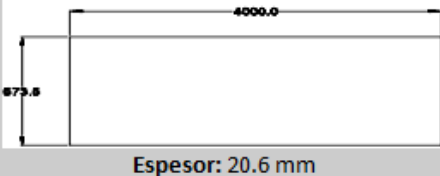
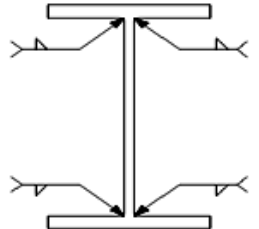
HOJA DE PROCESOS						
PROYECTO	Estructura de la Prensa Hidráulica					
PARTE	Columna					
GRUPO	Flavio Duque/ Josué Ortega					
MATERIAL	Acero A36	Hoja No	1/4			
Orden	Esquema	Descripción	Cantidad	Tiempo por pieza (min)	Tiempo total (min)	Maq/util
1		Corte de placas para rigidizadores, 16, 170, 605 mm	18	3.88	69.75	Equipo de oxicorte, flexómetro
2		Corte de placas para costillas, 16, 605, 710 mm	9	6.58	59.18	Equipo de oxicorte, flexómetro
3		Corte de perfil 645, 355, 20, 15, longitud 3500 mm	2	5	10	Equipo de oxicorte, flexómetro
CONTINUA						➔


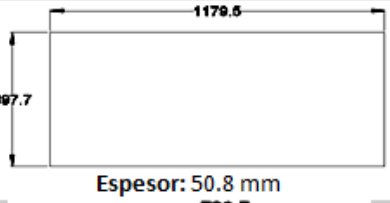
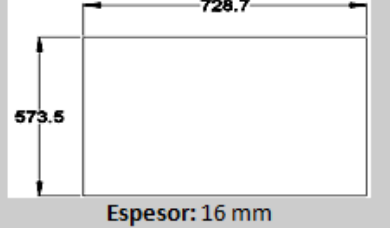
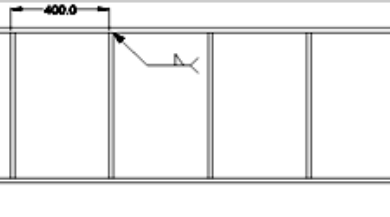
4		<p>Soldadura de las placas para rigidizadores en los perfiles, distancia entre rigidizadores 400 mm</p>	-----	12.3	221.3	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
5		<p>Soldadura de costilla en los perfiles, distancia entre costillas 400 mm</p>	-----	24.6	221.3	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

Tiempo total: 581.53 min

Tabla 49

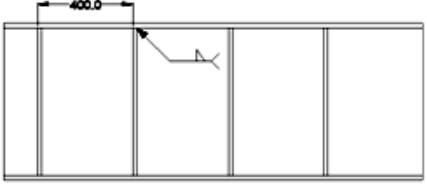
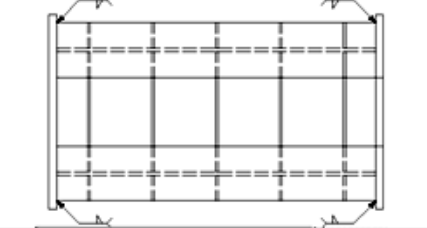
Hoja de procesos Viga inferior (perfil armado)

HOJA DE PROCESOS						
PROYECTO	Estructura de la Prensa Hidráulica					
PARTE	Viga inferior (perfil armado)					
GRUPO	Flavio Duque/ Josué Ortega					
MATERIAL	Acero A36	Hoja No:	2/4			
Orden	Esquema	Descripción	Cantidad	Tiempo por pieza (min)	Tiempo total (min)	Maq/util
1		Corte de placa para patín, 37.1, 330.2, 4000 mm	4	30.37	121.50	Equipo de oxicorte, flexómetro
2		Corte de placa para el alma, 20.6, 573.5, 4000 mm	2	23.86	47.72	Equipo de oxicorte, flexómetro
3		Soldadura de las placa patín y alma con paso peregrino	-----	226.08	228.08	Soldadura eléctrica GMAW
CONTINUA						➔

4		Corte de placa del rigidizador, 16, 154.8, 573.5 mm	20	3.64	72.85	Equipo de oxicorte, flexómetro
5		Corte de placa de unión de perfiles, 50.8, 607.7, 1179.5 mm	2	16.1	32.18	Equipo de oxicorte, flexómetro
6		Corte de placa para costilla, 16, 573.5, 728.7 mm	10	6.51	65.1	Equipo de oxicorte, flexómetro
7		Soldadura de los rigidizadores al perfil armado, distancia entre rigidizadores 400 mm	-----	17.5	348.16	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

CONTINUA

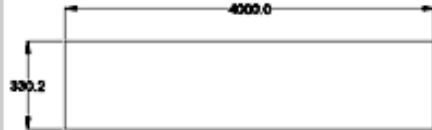
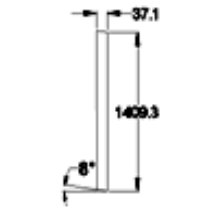
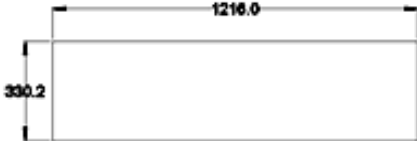


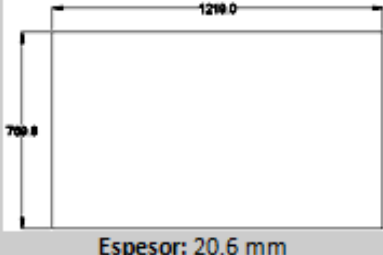
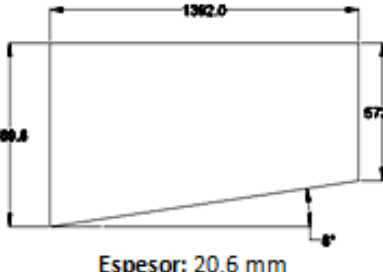
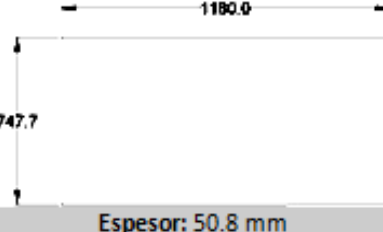
8		Soldadura de las costillas al perfil armado, distancia entre costillas de 400 mm	-----	35	348.16	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
9		Soldadura de las placas de unión al perfil	-----	223.07	446.15	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro


Tiempo total: 1509.9 min

Tabla 50

Hoja de procesos Viga superior (perfil armado)

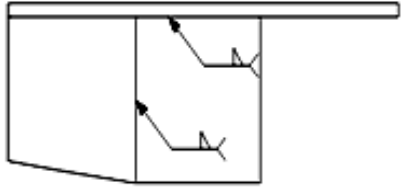
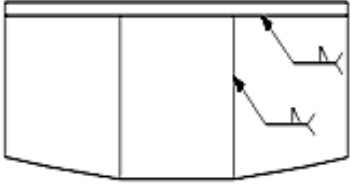
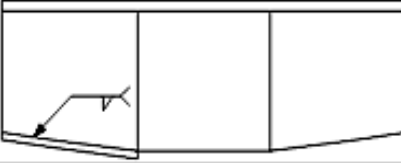
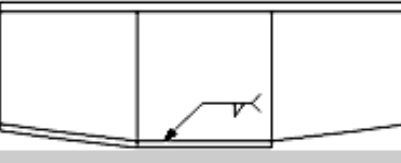
PROYECTO		Estructura de la Prensa Hidráulica				
PARTE		Viga superior (perfil armado)				
GRUPO		Flavio Duque/ Josué Ortega				
MATERIAL		Acero A36	Hoja No:	3/4		
Orden	Esquema	Descripción	Cantidad	Tiempo por pieza (min)	Tiempo total (min)	Maq/util
1	 <p>Esesor: 37.1 mm</p>	Corte de placas para patín superior, 37.1, 330.2, 4000 mm	2	30.56	61.12	Equipo de oxicorte, flexómetro
2	 <p>Ancho: 330.2 mm</p>	Corte de placas para patín inferior lateral, 37.1, 330.2, 1409.3 mm Bisel de 8 grados en los dos bordes de la placa para patín, los bordes deben estar paralelos	4	17.28	69.12	Equipo de oxicorte, amoladora, flexómetro, transportador
3	 <p>Esesor: 37.1 mm</p>	Corte de placa para patín central inferior, 37.1, 330.2, 1216 mm	2	10.91	21.83	Equipo de oxicorte, flexómetro
					CONTINUA	→

4	 <p>Diagram showing a rectangular plate with dimensions 1219.0 mm width and 769.8 mm height. Below the diagram, it says "Espesor: 20.6 mm".</p>	Corte de placa para el alma central, 20.6, 769.8, 1219 mm	2	10.05	20.1	Equipo de oxicorte, flexómetro
5	 <p>Diagram showing a trapezoidal plate with dimensions 1392.0 mm top width, 769.8 mm left height, and 673.5 mm right height. A 6-degree angle is indicated at the bottom right. Below the diagram, it says "Espesor: 20.6 mm".</p>	Corte de placa para el alma lateral, 20.6, 769.8, 1392 mm	4	18.53	74.12	Equipo de oxicorte, flexómetro
6	 <p>Diagram showing a rectangular plate with dimensions 1180.0 mm width and 747.7 mm height. Below the diagram, it says "Espesor: 50.8 mm".</p>	Corte de placa de unión de perfiles, 50.8, 747.7, 1180 mm	2	16.36	32.7	Equipo de oxicorte, flexómetro

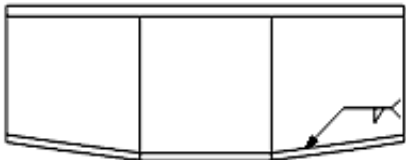
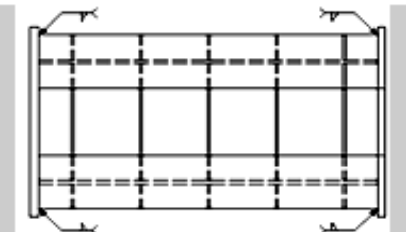
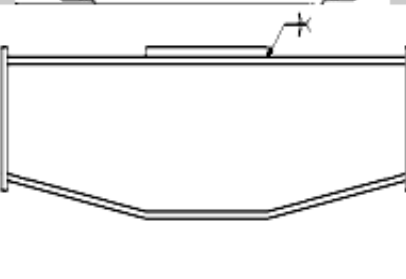
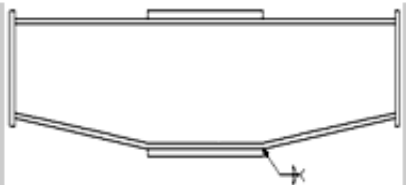
CONTINUA 

7		<p>Corte de placa para sujeción superior del pistón, 50.8, 1079.5, 1219.2 mm</p>	1	19.69	19.69	Equipo de oxicorte, flexómetro
8		<p>Corte de placa para sujeción inferior del pistón, 50.8, 1079.5, 1219.2 mm</p> <p>Corte circular en la placa de sujeción, Diámetro 419.1 mm</p>	1	39.25	39.25	Equipo de oxicorte, flexómetro
9		<p>Soldadura del patín superior con el alma lateral izquierdo con paso peregrino</p>	-----	299.05	598.23	soldadura eléctrica GMAW, flexómetro

CONTINUA

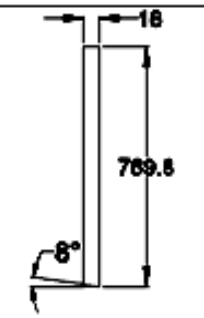
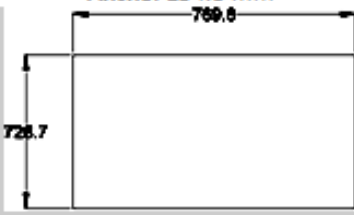
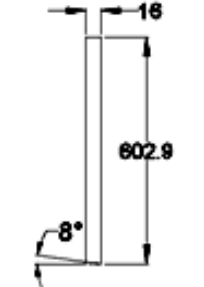

10		<p>Soldadura del patín superior con el alma central con paso peregrino</p>	-----	223.56	447.12	soldadura eléctrica GMAW,SMAW, <u>flexómetro</u>
		<p>Soldadura del alma central con el alma lateral izquierda</p>				
11		<p>Soldadura del patín superior con el alma lateral derecha con paso peregrino</p>	-----	299.05	598.23	soldadura eléctrica GMAW, SMAW, flexómetro
		<p>Soldadura del alma central con el alma lateral derecha</p>				
12		<p>Soldadura del patín inferior izquierdo al alma lateral izquierda con paso peregrino</p>	-----	180.56	361.12	soldadura eléctrica GMAW, flexómetro
13		<p>Soldadura del patín inferior central al alma central con paso peregrino</p>	-----	134.78	269.56	soldadura eléctrica GMAW, flexómetro

CONTINUA 

14		Soldadura del patín inferior derecho al alma lateral derecha con paso peregrino	-----	180.56	361.12	soldadura eléctrica GMAW, flexómetro
15		Soldadura de las placas de unión al doble perfil	-----	223.07	446.15	soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
16		Soldadura de la placa de sujeción superior del pistón a la parte central del patín superior	-----	833.67	833.67	soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
17		Soldadura de la placa de sujeción inferior del pistón a la parte central del patín central inferior	-----	833.67	833.67	soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

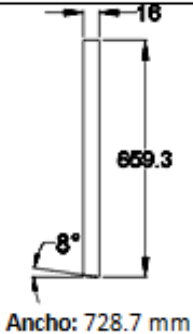
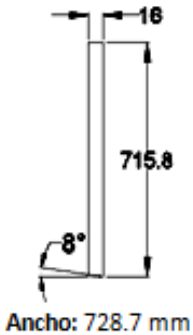
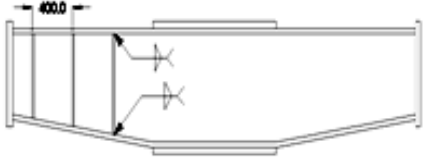
CONTINUA



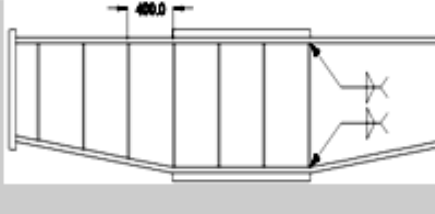
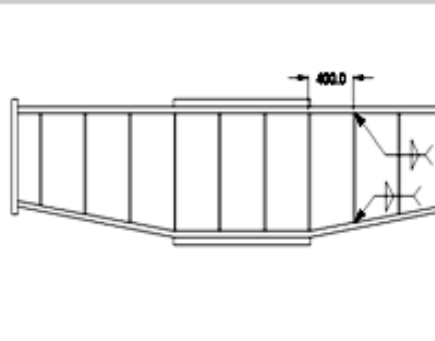
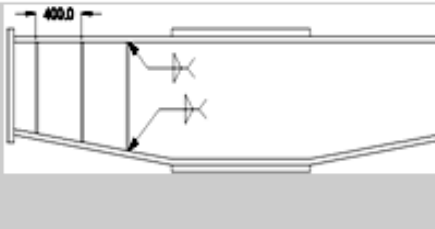
18		Corte de placa para rigidizadores centrales, 16, 154.8, 769.8 mm	8	4.6	37.08	Equipo de oxicorte, flexómetro
19		Corte de placa para costillas centrales, 16, 728.7, 769.8 mm	4	7.48	29.95	Equipo de oxicorte, flexómetro
20		Corte de la placa para rigidizador 1, 16, 154.8, 602.9 mm	4	8.78	35.12	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora
		Bisel de 8° en el lado inferior de la placa.				
CONTINUA						

21	<p>Ancho: 154.8 mm</p>	<p>Corte de la placa para rigidizador 2, 16, 154.8, 659.3 mm</p>	4	9.07	36.28	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora
22	<p>Ancho: 154.8 mm</p>	<p>Corte de la placa para rigidizador 3, 16, 154.8, 715.8 mm</p>	4	10.34	41.36	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora
23	<p>Ancho: 728.7 mm</p>	<p>Corte de placa para costilla 1, 16, 728.7, 602.9 mm</p>	2	7.6	15.2	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora

CONTINUA

24	 <p>Ancho: 728.7 mm</p>	<p>Corte de placa para costilla 2, 16, 728.7, 659,3 mm</p>	12.07	24.14	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora	
25	 <p>Ancho: 728.7 mm</p>	<p>Corte de placa para costilla 3, 16, 728.7, 715.8 mm</p>	13.34	26.68	Equipo de oxicorte, flexómetro, amoladora	
26	 <p>400.0</p>	<p>Soldadura de los rigidizadores izquierdos 1,2,3 al perfil, distancia entre rigidizadores de 400 mm</p>	-----	17.5	105	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

CONTINUA 

27		Soldadura de los rigidizadores centrales al perfil, distancia entre rigidizadores de 400 mm	-----	17.5	140	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
28		Soldadura de los rigidizadores derechos 1,2,3 al perfil, distancia entre rigidizadores de 400 mm	-----	17.5	105	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
29		Soldadura de las costillas izquierdas 1,2,3, al perfil, distancia entre costillas de 400 mm	-----	35	105	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

CONTINUA






30		<p>Soldadura de las costillas centrales al perfil, distancia entre costillas 400 mm</p>	-----	35	140	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro
31		<p>Soldadura de las costillas derechas 1,2 3, al perfil, distancia entre costillas de 400 mm</p>	-----	35	105	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

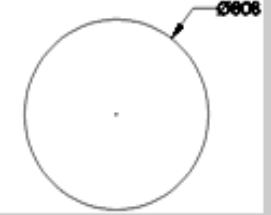
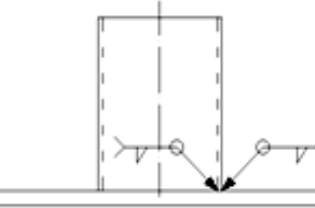
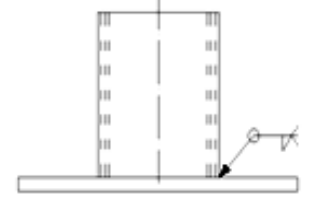
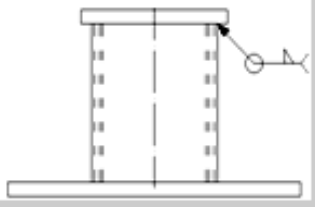
Tiempo total: 6032.55 min

Tabla 51

Hoja de procesos de la mesa

HOJA DE PROCESOS						
PROYECTO	Estructura de la Prensa Hidráulica					
PARTE	Mesa					
GRUPO	Flavio Duque/ Josué Ortega					
MATERIAL	Acero A36	Hoja No:	4/4			
Orden	Esquema	Descripción	Cantidad	Tiempo por pieza (min)	Tiempo total (min)	Maq/util
1		Corte del tubo NPS 20" SCH 40, longitud 960 mm	1	12.76	12.76	Equipo de oxicorte, flexómetro
2		Corte del tubo NPS 18" SCH 40, longitud 960 mm	1	11.48	11.48	Equipo de oxicorte, flexómetro
3	 <p>Espesor: 50.8 mm</p>	Corte de placa de base de los tubos, 50.8, 1079.5, 1219.2 mm	1	19.69	19.69	Equipo de plasma, flexómetro

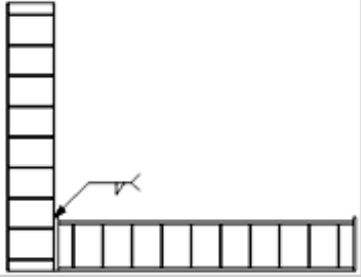
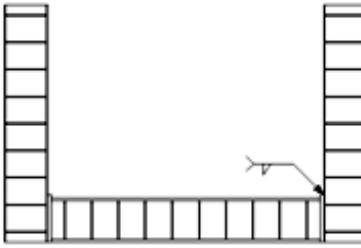
CONTINUA 

4	 <p>Ø608</p> <p>Espesor: 50.8 mm</p>	Corte de placa de base de la matriz, diámetro 608 mm, espesor 50.8 mm	1	32.6	36.6	Equipo de plasma, flexómetro
5		Soldadura del tubo NPS 18" SCH 40 a la placa base		186	186	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro, amoladora
6		Soldadura del tubo NPS 20" SCH 40 a la placa base		184.23	184.23	Soldadura eléctrica SMW, flexómetro
7		Soldadura de la placa base de la matriz al tubo NPS 20" SCH 40		211.56	211.56	Soldadura eléctrica SMAW, flexómetro

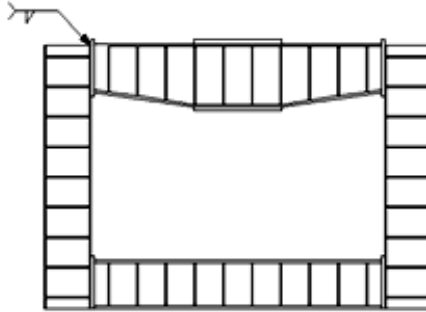
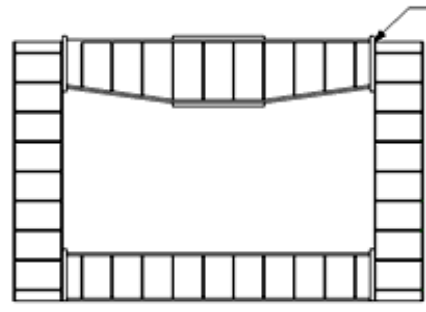
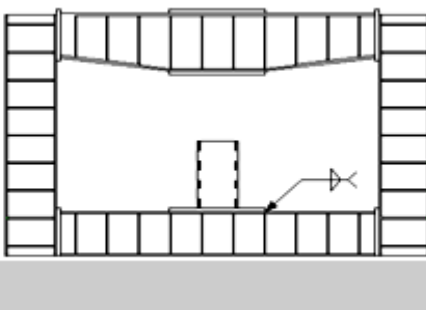
Tiempo total: 662.32 min

Tabla 52

Hojas de montaje de la estructura

HOJA DE MONTAJE					
PROYECTO	Estructura de la prensa hidráulica				
GRUPO	Flavio Duque/ Josue Ortega				
MATERIAL	Acero A36	Hoja No:	1/1		
Orden	Esquema	Descripción	Tiempo por pieza (min)	Tiempo total (min)	Maq/utíl
1		Soldadura de la columna al lado izquierdo de la viga inferior	73.24	73.24	Soldadura eléctrica SMAW, Flexómetro
2		Soldadura de la columna al lado derecho de la viga inferior	73.24	73.24	Soldadura eléctrica SMAW, Flexómetro

CONTINUA →

3		Soldadura de la columna al lado izquierdo de la viga superior	86.35	86.35	Soldadura eléctrica SMAW, Flexómetro
4		Soldadura de la columna al lado derecho de la viga superior	86.35	86.35	Soldadura eléctrica SMAW, Flexómetro
5		Soldadura de la mesa a los patines superiores de la viga inferior	419.89	419.89	Soldadura eléctrica SMAW, Flexómetro

Tiempo total: 738.37 min

El tiempo total para fabricación y montaje de los elementos de la estructura metálica es: 9524.67 min.

La estructura de la prensa se construirá en 20 días laborables de 8 horas diarias.

4.5. SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Esfuerzo de Von Mises que se producen en la estructura de la prensa.

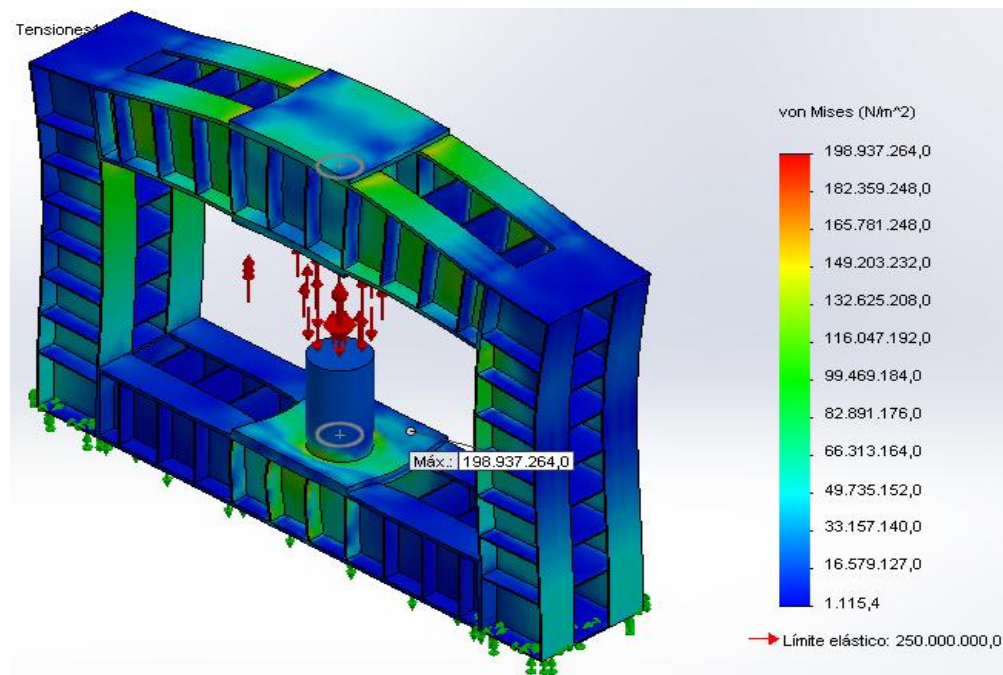


Figura 72 Simulación esfuerzos de von Mises

Deflexión que se presenta en la estructura debido a la carga aplicada.

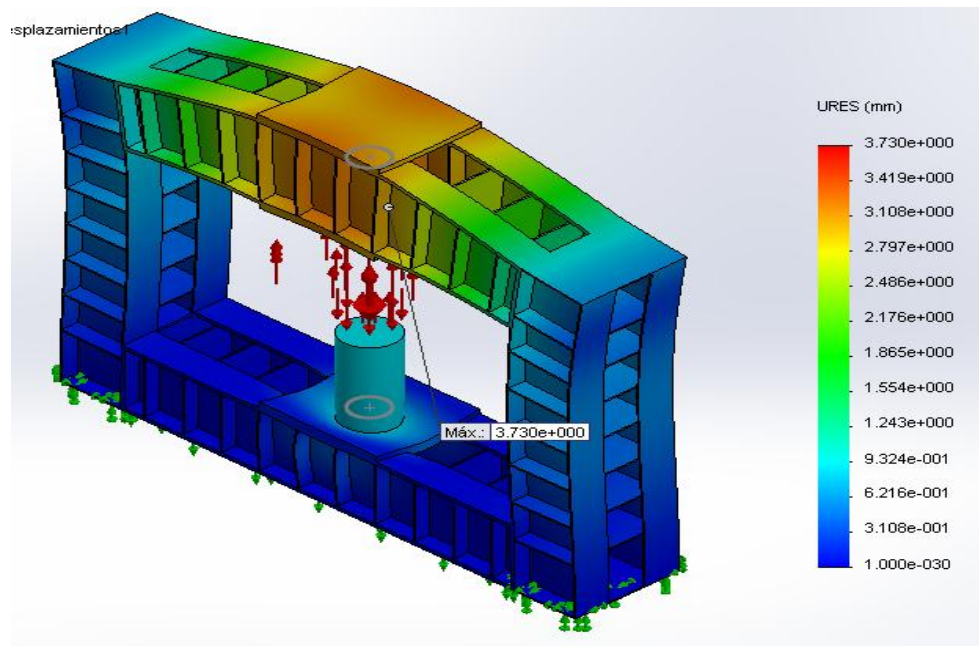


Figura 73 Simulación deflexión en la estructura

El valor del esfuerzo máximo de Von Mises en la simulación es 198 [MPa] y este valor es menor que límite de fluencia que es 250 [MPa] por lo tanto resiste la carga aplicada.

La deflexión calcula es de 3,1 [mm] y en la simulación tiene un valor de 3,2 [mm]; como los valores son similares se verifica que el diseño es correcto.

4.6. AUTOMATIZACIÓN DE LA PRENSA

La prensa hidráulica será semiautomática, ya que solo se automatizará el trabajo que realizara el cilindro hidráulico. El cilindro será accionado por medio de un interruptor de pedal, el cual estará conectado a un PLC (Posee la empresa) y este pilotara una válvula solenoide 4/3 que dará el accionamiento a todo el sistema hidráulico y a los diferentes trabajos del cilindro.

El cilindro tendrá 3 posiciones una posición inicial "A", una posición de trabajo "C" y una posición final "B", cada posición será detectada por un

sensor de posición. Este trabajara con 2 carreras, una carrera larga (CL) la cual será toda la longitud del cilindro y una carrera de trabajo (CC) la cual podemos regular dependiendo la tapa a conformar. Para estas acciones tendremos 4 botones, uno para regular la carrera del cilindro, uno para el trabajo con la carrera larga, otro para la carrera de trabajo y un botón de reseteo del sistema.

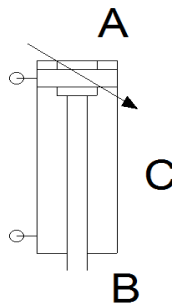


Figura 74 Posiciones del cilindro

El cilindro trabajará con un transmisor de presión el cual se podrá regular dependiendo el espesor de la tapa a conformar. El funcionamiento de este es que cuando llegue a la presión elegida el cilindro automáticamente se retraerá a la posición a la cual este trabajando. Se sabe que el tiempo de llenado del cilindro es de 62, 50 [s] y la carrera del cilindro es de 500 [mm]

Los diagramas de fase del cilindro y la válvula direccional 4/3 serán:

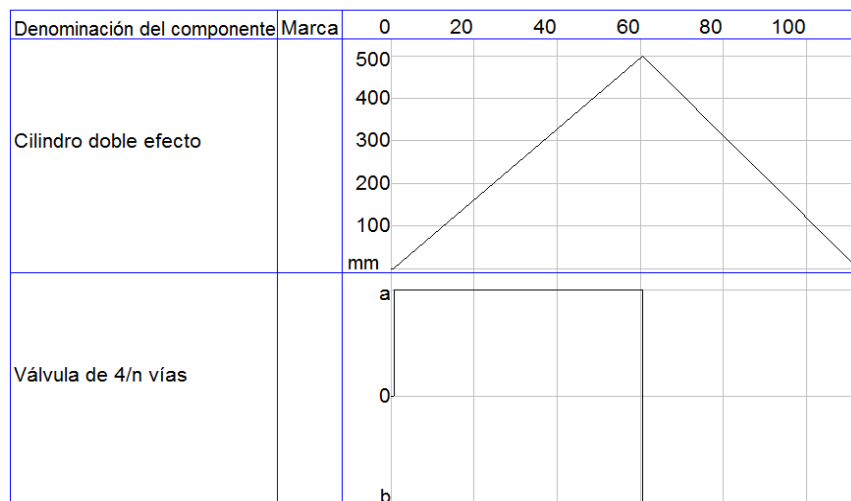


Figura 75 Diagrama de Fase A-B Carrera Larga

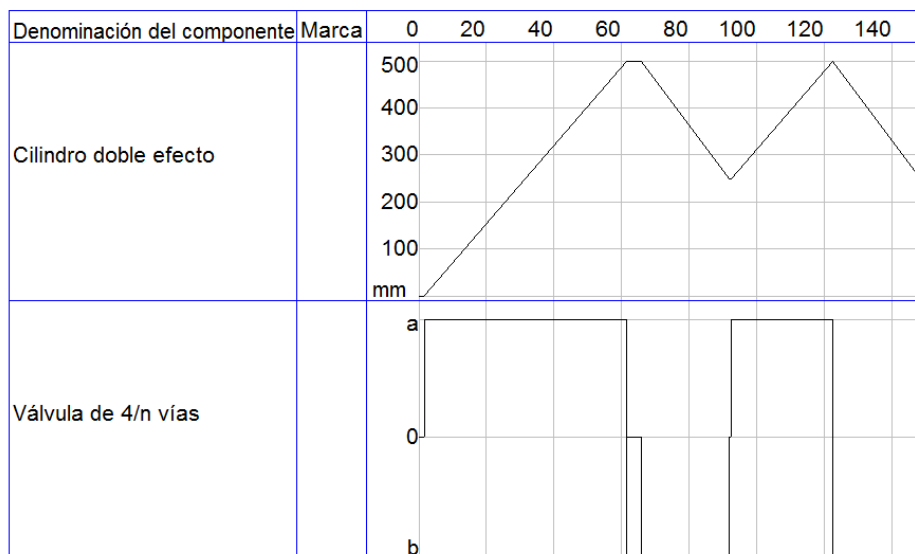


Figura 76 Diagrama de Fase A-B-C-B Carrera Corta

Los elementos que conformaran el sistema de automatización de la prensa serán los siguientes:

Tabla 53

Elementos de la automatización

Materiales	Descripción	Unidad	Cant.
LOGO! 12/24RC 12/24 VDC 4DI / 4DO tipo relé / 4AI	0-10V	unidad	1
MÓDULO ENTRADAS ANALÓGICAS LOGO! AM2 12/24 VDC 2 AI	0-10V, 0-20mA	unidad	1
LOGO! TD. Display con 4 líneas texto.		unidad	1
Fuente de poder LOGO!		unidad	1
Selector Tres posiciones I-O-II		unidad	1
Pulsador rojo de tipo hongo	40 mm. + 1NC	unidad	1
Luz piloto verde con LED	24VAC / VDC	unidad	2
Transmisor SITRANS P220, para medición de presión manométrica	rango de 0 a 3000 psi	unidad	1
Tablero electrico plástico	Hibox 300x400x300 mm	unidad	1
Industrial interruptor de pie	19 x 13 x 12.3 CM	unidad	1
Materiales para instalación		unidad	1

El diagrama de la automatización será:

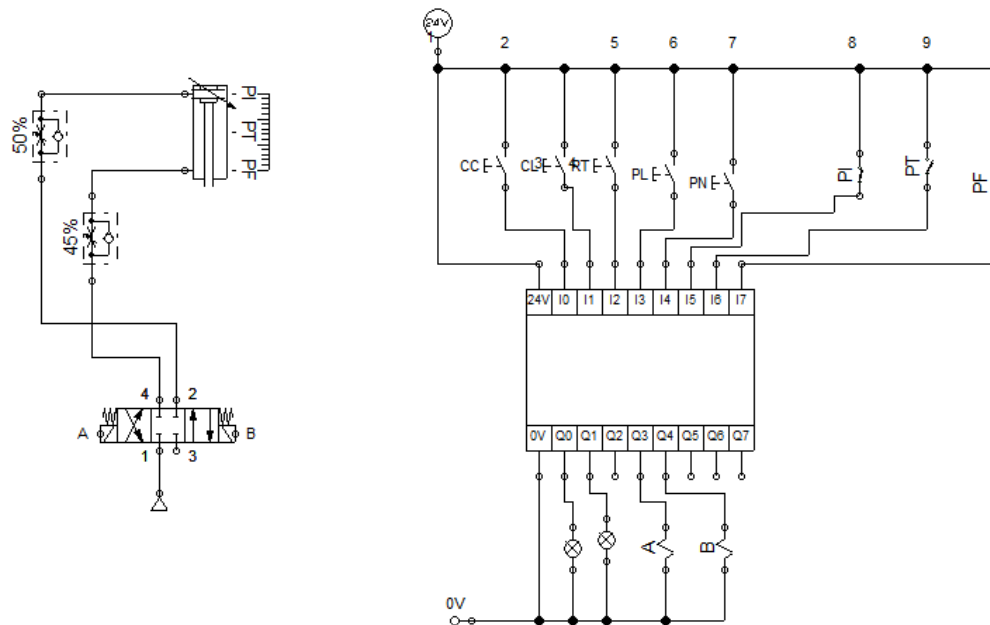


Figura 77 Diagrama de automatización

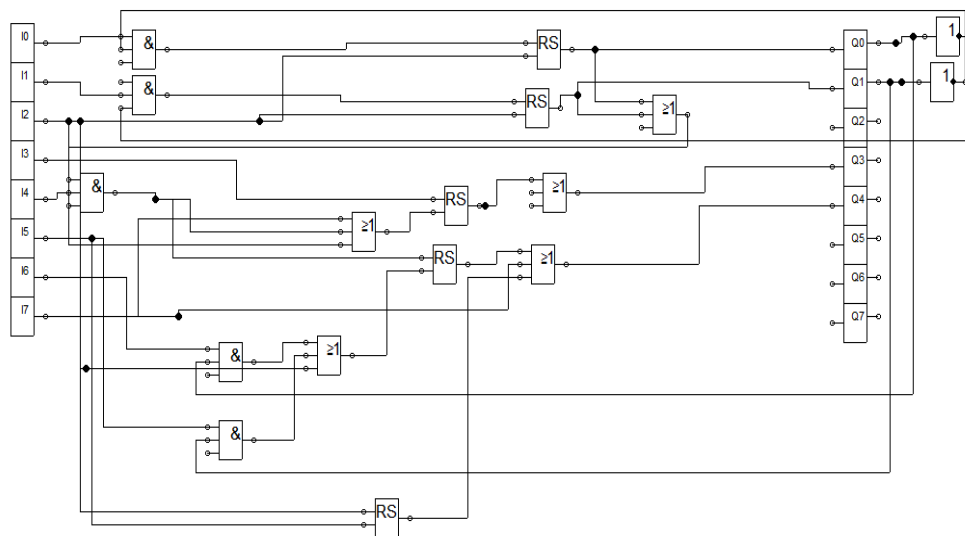


Figura 78 Módulo digital con compuertas lógicas

Si existe algún daño en el PLC el cilindro puede funcionar con un circuito electrohidráulico alterno que tiene la misma función que el circuito semiautomático pero con el cambio de transmisor de presión por un presostato.

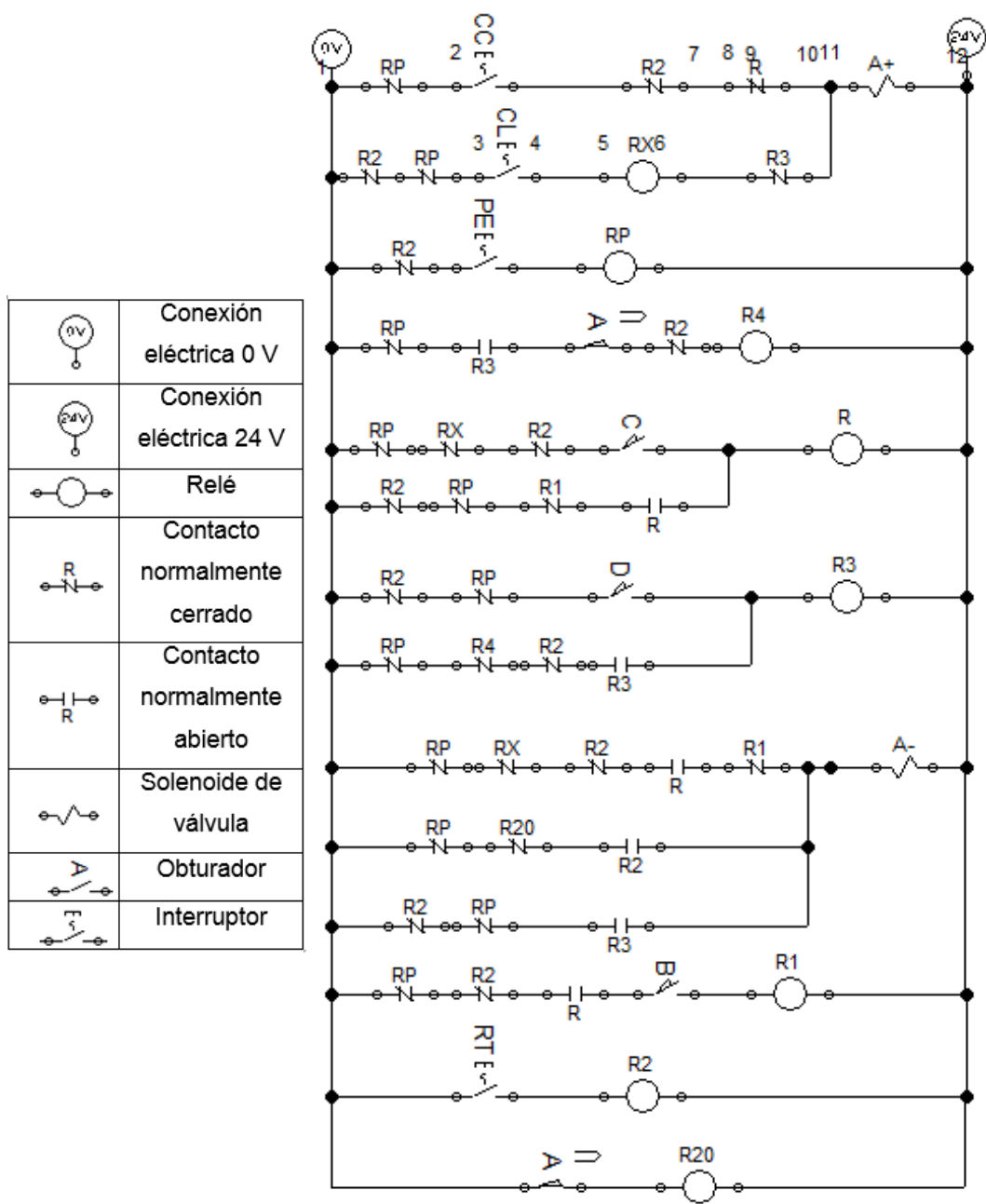


Figura 79 Circuito alterno

4.7. PLANO ELÉCTRICO

Para ver el plano eléctrico remitirse al Anexo 1

4.8. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Para ver el manual de operación y mantenimiento remitirse Anexo 25

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS COSTOS

5.1. ANÁLISIS COSTOS

En este capítulo se incluye el análisis financiero del diseño de red de ductos

5.1.1. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son aquellos que se asocian directamente con el proyecto y son los siguientes:

- Costos de Materiales y Equipos
- Costos de Mano de Obra Directa
- Costos de Diseño

Tabla 54

Costos Directos Tabla de materiales

Ítem	Materiales	Descripción	Proveedor	Cant.	Unidad	Costo C/U (USD)	Costo Total (USD)
1	Perfil ASTM A36	645 X 355 X 20 X 15		14	m	170	2380
2	Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X16	Dipac	4486,68	kg	1,00	4486,68
3	Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X38	Dipac	10654,56	kg	1,10	11720,016
4	Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X21	Dipac	3925,84	kg	1,10	4318,424
5	Plancha ASTM A36	1220 X 2440 X 50,8	Dipac	9496,72	kg	1,10	10446,392
6	Tubo ASTM 106B	20"NPS SCH 40	Dipac	1	m	87	87
7	Tubo ASTM 106B	18"NPS SCH 40	Dipac	1	m	26	26
8	Electrodo	E6011	Indura	25	kg	1	25
9	Manguera de Nitrilo	ø 1-1/4"	Parker	1	m	150,6	150,6
10	Manguera de Nitrilo	ø 1"	Parker	1	m	132,75	132,75
11	Manguera de Nitrilo	ø 5/8"	Parker	1	m	105,83	105,83
12	Cilindro hidráulico	ø 14"	MEQSELECTIVE	1	unidad	7957	7957
13	Motor eléctrico	25 HP	MEQSELECTIVE	1	unidad	7500	7500
14	Bomba de engranajes externos	58 gl/min	MEQSELECTIVE	1	unidad	6800	6800
15	Electroválvula set OP 4/3	centro bloqueado	MEQSELECTIVE	1	unidad	1550	1550
16	Válvula reguladora de caudal	Qmax= 50 l/min, Pmax= 315 bar	MEQSELECTIVE	1	unidad	875	875
17	Deposito	250 l	MEQSELECTIVE	1	unidad	1700	1700
18	Mirilla de nivel con termómetro		MEQSELECTIVE	1	unidad	640	640
19	Manómetro	0 - 5000 psi	MEQSELECTIVE	1	unidad	280	280
20	Filtro	20 um	MEQSELECTIVE	2	unidad	320	640
21	LOGO! 12/24RC 12/24 VDC 4DI / 4DO tipo relé / 4AI	0-10V	SIEMENS	1	unidad	165	165

CONTINUA



MÓDULO ENTRADAS							
22	ANALÓGICAS LOGO! AM2 12/24 VDC 2 AI	0-10V, 0-20mA	SIEMENS	1	unidad	117	117
23	LOGO! TD. Display con 4 líneas texto.		SIEMENS	1	unidad	203	203
24	Fuente de poder LOGO!		SIEMENS	1	unidad	112	112
25	Selector Tres posiciones I-O-II		SIEMENS	1	unidad	20,46	20,46
26	Pulsador rojo de tipo hongo	40 mm. + 1NC	SIEMENS	1	unidad	26,8	26,8
27	Luz piloto verde con LED	24VAC / VDC	SIEMENS	2	unidad	12,48	24,96
28	Transmisor SITRANS P220, para medición de presión manométrica	rango de 0 a 3000 psi	SIEMENS	1	unidad	316	316
29	Tablero eléctrico plástico	Hibox 300x400x300 mm	varios	1	unidad	80	80
30	Industrial interruptor de pie	19 x 13 x 12.3 CM	Brand New	1	unidad	75,57	75,57
31	Materiales para instalación			1	unidad	50	50
						Subtotal	63011,482

Tabla 55

Mano de obra directa

Descripción	Cant.	Unidad	Costo C/U (USD)	Valor Mensual (USD)	Costo Total (USD)
Soldador 1	2	Horas/Hombre	3,31	132,34	529,36
Soldador 2	2	Horas/Hombre	3,31	132,34	529,36
Obrero 1	2	Horas/Hombre	2,38	95,38	381,54
Obrero 2	2	Horas/Hombre	2,38	95,38	381,54
				Subtotal	1821,8

5.1.2. COSTOS INDIRECTOS

Aquellos costos que no se asocian directamente con el proyecto, tales como servicios básicos, gastos administrativos, imprevistos. Los costos indirectos serán la sumatoria del centro común que incluye:

- Fluido hidráulico
- Combustible
- Materiales de consumo
- Herramientas
- Gastos varios

Tabla 56

Costos indirectos consumibles

Util	Descripción	Proveedor	Cant.	Unidad	Costo C/U (USD)	Costo Total (USD)
Disco de corte	Línea PS-FORTE (PSF)	PFERD	10	unidad	3	30
Tanque de oxígeno	200/50	AGA	3	unidad	70	210
Tanque de acetileno	8/8AL	AGA	3	unidad	70	210
Tanque de CO2	166/50	AGA	3	unidad	75	225
Electricidad	EEQ	EEQ	2000	kWh	0,26	520
Fluido hidraulico	Shell Tellus S2 V	Shell	1	Barriles	420	420
					Subtotal	1615

Tabla 57

Herramientas

Descripción	Cant.	Unidad	Costo C/U (USD)	Costo Total (USD)
Oxicorte	80	hora	10	800
Amoladora	50	hora	20	1000
Soldadora	150	hora	30	4500
Ensamblaje	30	hora	10	300
			Subtotal	6600

5.1.1. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

El costo total del proyecto comprende los costos señalados en la siguiente tabla:

Tabla 58

Costo total del proyecto

Descripción	Total
Materia prima	63011,482
Insumos	1615
Mano de obra directa	1821,8
Costos indirectos	6600
Total costos	73048,28
Imprevistos (10%)	7304,82
Total general	80353,11

El costo del proyecto es favorable ya que el monto de la cotización de la prensa importa de Italia es mayor (Ver Anexo 26).

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- La prensa hidráulica proyectada para el conformado de tapas de recipientes a presión para la empresa ACINDEC tiene una capacidad de deformación plástica en discos de acero ASTM 316 y ASTM A36 desde 3mm (1/8 pulg) hasta 14mm (9/16 pulg).
- La fuerza necesaria basándose en la teoría de flexión simétrica de placas circulares para la deformación plástica en un disco de acero ASTM 316 con espesor de 12.7 mm (1/2 pulg) es de 1447.85 kN (147,95 Ton), comparando con la fuerza resultante de un software de modelado por elementos finitos se obtiene un valor de 1477.69 kN (151 Ton), con un error del 2,02% debido a que el software considera otros factores como la restitución del material, la fricción de los elementos y la velocidad de deformación.
- El cilindro hidráulico requerido es de 355.6 mm (14 pulg), diámetro del vástago de 177.8 mm (7 pulg), carrera de 500 mm (19.7 pulg), presión de trabajo de 20684 kPa (3 ksi), brida de sujeción cuadrada, volumen de 4.97 m³ (13.12 Gal). En la fuerza de retroceso se considera el valor del diámetro del vástago resultando en 1460.57 kN (149,25 Ton).
- La centralita hidráulica está conformada por una bomba de engranajes externos con caudal de 58 l/min, potencia de 25 HP; una válvula solenoide monoestable 4/3 con un caudal máximo de 80 l/min y una presión 350 [bar]; válvula reguladora de flujo antirretorno de 2 vías tipo 2FRM con presión de trabajo de 315

[bar] y un caudal máximo de 50 l/min, una válvula de alivio de presión máxima de 260 [bar], un filtro Bosch con grado de filtración como mínimo de 20 [μ m] y un caudal máximo de 58 l/min; mangueras de diámetro 1-1/4 pulg, 3/4 pulg y 5/8 pulg; un depósito de 250 litros. Las pérdidas por accesorios en la centralita hidráulica son de 15 [bar], con una presión de trabajo es de 206,84 [bar].

- La estructura metálica tiene una configuración de marco tipo H con viga superior de sección variable compuesta por doble perfil I, columnas con doble perfil W y una viga base compuesta de 2 perfiles armados I. Con esta configuración la viga superior presenta una deflexión de 3.05 mm (0.12 pulg) y cumple con la norma AASHTO 2010 la cual permite un deflexión máxima de 1/1200 de la longitud del claro cuyo valor es 3.3 mm (0,13 pulg).
- La prensa hidráulica requiere de un trabajo semiautomático por lo que se tienen ocho entradas digitales, de las carreras del cilindro, del reset, pedal de accionamiento, pulsador de paro de emergencia, posiciones de trabajo del cilindro. Una entrada analógica del transmisor de presión, cuatro salidas digitales de la posición de la válvula distribuidora y luz indicadora de la carrera del cilindro. Con la programación en el PLC con compuertas lógicas se logra un trabajo adecuado para el obrero, la máquina y el trabajo de conformado de la tapa.
- Las hojas de procesos dan los pasos secuenciales para la construcción y montaje de los elementos que conforman la estructura de la prensa hidráulica, se estima un tiempo de construcción de 20 días de 8 horas diarias con un costo aproximado de USD 43.112,31.

- El análisis económico determina que el proyecto es viable ya que el costo de importación de la prensa hidráulica es de USD 298.500,00 y el valor total del proyecto es de USD 80.353,11; con esto se logra un ahorro económico de 73% y se genera un avance tecnológico en el país.

6.2. **RECOMENDACIONES**

- Referirse al manual de operación y mantenimiento para una adecuada operación, funcionamiento y mantenibilidad de la prensa hidráulica.
- Se recomienda que la centralita hidráulica cuente con 2 bombas hidráulicas, una para el llenado rápido y otra para realizar el trabajo de conformado, con un incremento de USD xxxx,00, esto incrementa la fiabilidad del equipo.
- Para un futuro proyecto se puede implementar la automatización del conformado de las tapas con movimientos de rotación e inclinación para que se realice un trabajo continuo aumentando la productividad.

BIBLIOGRAFÍA

Askeland, D. (2001). Ciencia e ingeniería de los materiales.

Smith, W. (1996). Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales

Timoshenko, S. (1990). Teoría de láminas y placas.

Merian, I. (2010). Mecánica para ingenieros estática.

Hibbeler, R. (1996). Ingeniería mecánica estática.

Leontovich, V. (1973). Pórticos y arcos.

McCormac, J. (2012). Diseño de estructuras de acero.

Valencia, G. (2006), Estructuras de Acero

Naranjo, C. (2012), Tecnología de la soldadura

Beer, F. (2009), Mecánica de materiales

Miroliubov, I. (1981), Problemas de resistencia de materiales

Budynas, G. (2011), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Hibbeler, R. (2011), Mecánica de materiales

Simtech, (1999). Introduction to sheet metal forming processes.

AISC (2006). Manual de estructuras metálicas de la AISC.

Traveras, m. (2001). Diseño de rigidizadores, Monográfico Escuela de Ingeniería Civil Universidad autónoma de Santo Domingo.

Serrano, a. (2010). Oleohidráulica.

Creus solé a. (2004). Neumática e hidráulica.

ASME Sección viii División I (2010). Rules for construction of pressure vessels.

Parker. (2012). Heavy Duty Hydraulic Cylinders Series 2H/2HD & 3H/3HD from

<http://www.parker.com/Literature/Industrial%20Cylinder/cylinder/cat/english/HY08-1114-4-2H-3H-Heavy-Duty-Cyl.pdf>

BOSCH. (2014, 04). External gear pump Series G from https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10093_201404.pdf?db=brmv2&lvid=1179970&mvid=11634&clid=0&sid=CE6DD3961AD7C24E5C99626D406E99BD.borextc&sch=M&id=1163420,1179970

https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10093_201404.pdf?db=brmv2&lvid=1179970&mvid=11634&clid=0&sid=CE6DD3961AD7C24E5C99626D406E99BD.borextc&sch=M&id=1163420,1179970

Parker. (2015, 03). Hidráulica industrial Soluciones con productos y sistemas innovadores. Obtenido de

<http://www.parker.com/literature/Hydraulics%20Group%20Europe/PDF%20files/HY02-8022-ES.pdf>

BOSCH. (2010, 05). 4/2- and 4/3-way proportional directional valves, direct operated, without electrical position feedback, without/with integrated electronics (OBE) from

http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_i/en/products_ss/08_proportional_servo_valves/a_downloads/re29055_2005-10.pdf

WANDFLUH (2014). Solenoid operated spool valve NG6 from http://www.wandfluh.com/fileadmin/user_upload/files/A_Dok/reg_1_2/1_2_59_e.pdf

Shell (2012). shell tellus - product family brochure from <http://s05.static-shell.com/content/dam/shellnew/local/country/aus/downloads/pdf/lubricants/tellus/shell-tellus-product-family-brochure.pdf>

ANEXOS