

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

"Rediseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas con sistema de izaje  
autónomo"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Jonathan Javier Jordán Cuadros

Ronnie Stalin Delgado Auria

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

# AGRADECIMIENTOS

A Dios por habernos brindado la oportunidad de cumplir de manera exitosa nuestra carrera universitaria.

A nuestros padres que lucharon incansablemente y brindaron su apoyo incondicionalmente.

A nuestros amigos y familiares que han dado sentido a todo nuestro esfuerzo y sacrificio.

Al Ing. Efraín Terán por su tutela y colaboración en el desarrollo de este proyecto.

# DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Ronnie Stalin Delgado Auria  
Jonathan Javier Jordán Cuadros  
Ing. Efraín Andrés Terán Calle

Y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



---

Ronnie Delgado



---

Jonathan Jordán



---

Ing. Efraín Terán

# RESUMEN

En este proyecto se describe el rediseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas con un sistema de izaje autónomo para cargas superiores a 1.5 toneladas. Grandes empresas que utilizan frecuentemente este tipo de máquinas se encuentran en sus talleres con el problema de montar los elementos a prensar cuando estos tienen una geometría compleja y un peso considerable. Para lo cual en la mayoría de los casos se impone que el montaje se realice con ayuda del personal, lo que expone a estos trabajadores a un sin número de peligros por no seguir ningún tipo de normativa. El objetivo principal de este proyecto es rediseñar una prensa que permita izar cargas de gran masa como es el caso de campanas de bombas axiales, de manera segura sin poner en riesgo la integridad física de los operadores.

El proyecto se divide en dos partes, el diseño hidráulico y el diseño estructural. El diseño del sistema hidráulico se realizó en base a los componentes disponibles en el mercado local, es así que en base a la presión máxima disponible de mangueras hidráulicas, se eligió una presión de trabajo de 10000 [psi]. Este sistema hidráulico consta de tres actuadores, el principal y dos auxiliares. El actuador principal es el encargado del ajuste y desajuste de los elementos mientras que los dos actuadores auxiliares se encargan de elevar la mesa de trabajo cuando sea necesario. La selección de los componentes se realizó en base a los requerimientos de caudal y velocidad de los actuadores. Para que los actuadores alcancen su velocidad requerida se seleccionó una bomba de desplazamiento positivo de 3 [HP] capaz de proporcionar un caudal constante de 120 cfm. Logrando así una velocidad de avance de 5.59 ipm para el actuador principal y 1.5 ipm para los actuadores auxiliares. Para la simulación del circuito hidráulico se utilizó una versión de prueba del software Festo FluidSIM Hidráulica 4.5.

Para el diseño de la estructura se realizaron análisis de los elementos considerados críticos, como lo son las vigas, columnas, soldadura y uniones pernadas. Estos análisis fueron calculados manualmente y luego comprobados usando el software ANSYS Estático Estructural. Los esfuerzos y deflexiones en cada uno de los elementos se encuentran dentro de los límites permitidos. El tiempo de fabricación e instalación no supera los 3 meses, y el tiempo de retorno de la inversión es de aproximadamente de 7 meses, lo que hace factible la realización del mismo.

*Palabras Claves:* Caudal, presión, actuadores hidráulicos, bomba de desplazamiento positivo.

# **ABSTRACT**

*This project describes the redesign of a hydraulic press of 100 tons with an autonomous lifting system for loads greater than 1.5 tons. Big companies that frequently use this type of machines are in their workshops with the problem of assembling the elements to be pressed when they have a complex geometry and a considerable weight. For this, in most cases, it is necessary that the assembly is carried out with the help of the personnel, which exposes these workers to a number of hazards for not following any type of regulations. The main objective of this project is to redesign a press that allows to hoist loads of great mass as is the case of axial bomb bells, in a safe way without putting at risk the physical integrity of the operators.*

*The project is divided into two parts, hydraulic design and structural design. The design of the hydraulic system was based on the components available in the local market, so based on the maximum available pressure of hydraulic hoses, a working pressure of 10000 [psi] was chosen. This hydraulic system consists of three actuators, the main and two auxiliary. The main actuator is in charge of adjusting and mismatching the elements while the two auxiliary actuators are responsible for raising the work table when necessary. The selection of components was performed based on the flow and speed requirements of the actuators. In order for the actuators to reach their required speed, a positive displacement pump of 3 [HP] was selected capable of providing a constant flow rate of 120 cfm. Thus achieving a feed rate of 5.59 ipm for the main actuator and 1.5 ipm for the auxiliary actuators. For the simulation of the hydraulic circuit a test version of Festo FluidSIM Hidráulica 4.5 software was used.*

*For the design of the structure, analyzes of the elements considered critical, such as beams, columns, welding and joints were realized. These analyzes were manually calculated and then tested using the ANSYS Estatic Estructutal software. The efforts and deflections in each of the elements are within the limits allowed. The time of manufacture and installation does not exceed 3 months, and the time of return of the investment is approximately 7 months, which makes feasible the realization of the same.*

*KeyWords: Flow, pressure, hydraulic actuators, positive displacement pump.*

# ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1.....	1
1.    Introducción .....	1
1.1    Descripción del problema .....	2
1.2    Objetivos .....	6
1.2.1    Objetivo General .....	6
1.2.2    Objetivos Específicos.....	6
1.3    Marco teórico.....	6
1.3.1    Clasificación de las prensas hidráulicas .....	6
1.3.2    Ventajas de la prensa hidráulica .....	7
1.3.3    Desventajas de una prensa hidráulica .....	9
1.3.4    Componentes básicos de un sistema Hidráulico .....	9
1.4    Alternativas de Solución .....	21
1.4.1    Sistema para elevar la mesa de trabajo.....	22
1.4.2    Sistema para lizar la carga .....	25
1.5    Criterios de selección .....	26
1.6    Diseño Conceptual .....	29
CAPÍTULO 2.....	30
2.    Metodología .....	30
2.1    Bases y consideraciones.....	33
2.1.1    Consideraciones de mantenimiento.....	35
2.2    Diseño del sistema hidráulico .....	36
2.3    Diseño Estructural .....	44
2.3.1    Diseño de las vigas de soporte del cilindro hidráulico principal .....	44
CAPÍTULO 3.....	67

3.	ANÁLISIS DE RESULTADO.....	67
3.1	Resultados del Proyecto.....	67
3.3	Análisis de Costos.....	71
CAPÍTULO 4.....		84
4.	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	84
4.1	Conclusiones.....	84
4.2	Recomendaciones.....	85
Apéndices.....		98

# ABREVIATURAS

AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
AISC	Instituto Americano del Construcciones de Acero
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
ASTM	Sociedad Americana para Prueba de Materiales
AWS	Sociedad Americana de Soldadura
CAD	Diseño Asistido por Computadora
CFM	Pie Cúbico por Minuto
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
F.O.	Flujo de Oxígeno
O.C.	Oxígeno Consumido
GMAW	Gas Metal Arc Welding
GLP	Gas Licuado de Petróleo
GPM	Galones por Minuto
IPM	Pulgada por Minuto
ISO	Organización Internacional para la Estandarización
TIR	Tasa Interna de Retorno
UNC	Rosca Unificada Gruesa
VAN	Valor Actual Neto

# SIMBOLOGÍA

mm	Milímetros
kg	Kilogramos
gal	Galones
ton	Toneladas
Psi	Libras por pulgada cuadrada
GPa	Gigapascales
MPa	Megapascales
kN	Kilonewton
A	Área
F	Fuerza
P	Presión
$Y_c$	Deflexión en un punto
$\theta_c$	Pendiente en un punto
$M_{m\acute{a}x.}$	Momento flector máximo
$\sigma_{m\acute{a}x.}$	Esfuerzo máximo
$\sigma_{perm.}$	Esfuerzo permisible
S	Módulo de sección
E	Módulo de elasticidad
I	Momento de Inercia
$A_w$	Área normalizada de soldadura
$J_w$	Momento polar de inercia normalizado de soldadura
$f_s$	Esfuerzo cortante normalizado
$f_t$	Esfuerzo torsor normalizado
$\tau_{perm.}$	Esfuerzo cortante permisible
$L_e$	Longitud efectiva
$r_y$	Radio de giro
$\sigma_e$	Esfuerzo de Euler
$\sigma_{cr}$	Esfuerzo crítico
$\sigma_y$	Esfuerzo de fluencia
$\sigma_i$	Esfuerzo de precarga en pernos

$S_{ut}$	Resistencia última a la tensión
$S_p$	Resistencia mínima de prueba
$k_b$	Rigidez efectiva del perno
$k_m$	Relación de resorte
$d$	diámetro
$A_R$	Área roscada del perno
$A_{NR}$	Área no roscada del perno
$L_R$	Longitud roscada del perno
$L_{NR}$	Longitud no roscada del perno
$C$	Fracción de carga externa
$F_p$	Fuerza sobre el perno
KWh	Kilovatio hora

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Árbol de problemas.....	3
Figura 1.2	Accesorios de elevación establecidos en la norma ASME B30.10.....	4
Figura 1.3	Uso inadecuados de accesorios de elevación de carga.....	5
Figura 1.4	Prensa hidráulica de simple efecto.....	7
Figura 1.5	Componentes básicos de un sistema hidráulico.....	10
Figura 1.6	Bomba Hidráulica manual.....	11
Figura 1.7	Bomba reciprocante.....	13
Figura 1.8	Bomba rotativa.....	14
Figura 1.9	Bomba de engranaje interno.....	16
Figura 1.10	Bomba de pistones.....	17
Figura 1.11	Cilindro de efecto simple.....	18
Figura 1.12	Cilindro de doble efecto.....	18
Figura 1.13	Cilindro hidráulico telescópico.....	19
Figura 1.14	Válvulas hidráulicas Direccionales.....	19
Figura 1.15	Filtro hidráulico.....	20
Figura 1.16	Configuración de mangueras hidráulicas.....	21
Figura 1.17	Sistema piñón-cremallera.....	22
Figura 1.18	Sistema de elevación de tijeras.....	23
Figura 1.19	Sistema de elevación por medio de cilindro hidráulico.....	24
Figura 1.20	Sistema de elevación utilizando dos cilindros Hidráulicos auxiliares.....	24
Figura 1.21	Estructura externa de apoyo para tecele.....	25
Figura 1.22	Puente grúa móvil.....	26
Figura 1.23	Brazo fijo para izar carga.....	26
Figura 1.24	Diseño conceptual de la prensa hidráulica.....	29
Figura 2.1	Diagrama de flujo del diseño.....	31
Figura 2.2	Circuito hidráulico de la Prensa .....	40
Figura 2.3	Impulsión de actuadores hidráulicos secundarios.....	40
Figura 2.4	Retorno de actuadores secundarios a su posición inicial.....	41
Figura 2.5	Impulsión del actuador hidráulico principal.....	42
Figura 2.6	Carrera de retorno del actuador hidráulico principal.....	42

Figura 2.7 Modelo matemático de vigas principales .....	43
Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de vigas principales.....	44
Figura 2.9 Principio de superposición aplicado para calcular las reacciones.....	44
Figura 2.10 Diagramas de fuerza cortante y momento flector .....	46
Figura 2.11 Análisis de esfuerzos de las vigas principales.....	48
Figura 2.12 Análisis de deformaciones de las vigas principales.....	49
Figura 2.13 Junta soldada entre viga y columna .....	50
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de la unión soldada. ....	50
Figura 2.15 Longitud necesaria de alas de columnas I.....	53
Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre de las columnas.....	54
Figura 2.17 Análisis de esfuerzos de las columnas.....	56
Figura 2.18 Análisis de deformaciones de las columnas.....	57
Figura 2.19 Ensamble sistema de izaje de carga.....	57
Figura 2.20 Diagrama de cuerpo del brazo de alimentación .....	58
Figura 2.21 Diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	59
Figura 2.22 Análisis de deformaciones de las columnas.....	60
Figura 2.23 Análisis de deformaciones de las columnas .....	60
Figura 2.24 Unión pernada del ensamble del brazo de alimentación.....	61

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Matriz Decisión: Sistema para elevar la mesa de trabajo .....	28
Tabla 1.2 Matriz de Decisión: Sistema de izaje.....	28
Tabla 2.1 Consideraciones de Forma.....	33
Tabla 2.2 Consideraciones del sistema hidráulico.....	34
Tabla 2.3 Consideraciones del elemento a extraer .....	34
Tabla 2.4 Consideraciones de los materiales de diseño .....	35
Tabla 2.5 Características técnicas del cilindro hidráulico principal.....	37
Tabla 2.6 Características técnicas de la bomba eléctrica.....	39
Tabla 2.7 Características técnicas de los cilindros hidráulicos secundarios.....	40
Tabla 2.8 Características de pernos hexagonales seleccionados.....	61
Tabla 2.9 Propiedades de resistencia mecánica de pernos grado 8.8.....	62
Tabla 3.1 Resultados de los actuadores hidráulicos.....	66
Tabla 3.2 Resultados del diseño de columnas.....	68
Tabla 3.3 Resultados del diseño de vigas.....	69
Tabla 3.4 Diseño de soldadura.....	70
Tabla 3.5 Resultados del diseño de la unión empernada .....	70
Tabla 3.6 Costos de los rubros de la prensa hidráulica .....	72
Tabla 3.7 Costos de Consumibles.....	72
Tabla 3.8 Parámetros del proceso de soldadura.....	74
Tabla 3.9 Oxígeno consumido en perfil IPE.....	78
Tabla 3.10 Oxígeno consumido en perfil UPN.....	78
Tabla 3.11 Oxígeno consumido en plancha de acero .....	79
Tabla 3.12 Costos de mano de obra por ensamble del circuito hidráulico.....	79
Tabla 3.13 Costo total de inversión.....	79
Tabla 3.14 Costos por mantenimiento del equipo.....	80
Tabla 3.15 Flujo de caja del primero al sexto mes.....	80
Tabla 3.16 Flujo de caja del séptimo al décimo segundo mes.....	80
Tabla 3.17 Parámetros para calcular TIR Y VAN.....	81
Tabla 3.18 Resultado del Flujo de caja.....	82

# ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Brazo de alimentación

PLANO 2 Canal UPN

PLANO 3 columna IPE

PLANO 4 Despiece estructura

PLANO 5 Estructura

PLANO 6 Soporte de campana

PLANO 7 Soporte de cilindro Hidráulico principal

PLANO 8 Viga IPE 450

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Como es de conocimiento del personal técnico que labora en el área metalmecánica, las prensas hidráulicas (equipo de ajuste y desajuste) de elementos de máquinas son muy importantes a nivel industrial, debido a que este tipo de prensas han superado en versatilidad, eficiencia y costos a las prensas mecánicas. Así mismo los equipos y accesorios utilizados para el izaje de carga tienen igual importancia que la prensa hidráulica ya que al no disponer de los equipos y accesorios necesarios para esto repercutirá en la entrega de trabajos de muy mala calidad y además de generación accidentes laborales. Es por ello que las grandes empresas a nivel mundial se han visto en la necesidad de diseñar nuevos equipos que permitan ejecutar la actividad de ajuste, desajuste e izamiento de elementos de máquinas de forma sencilla, rápida y confiable.

En el capítulo 1 se estipula una descripción concreta del problema a solucionar, sus causas y consecuencias mediante el desarrollo de un árbol de problemas. Se establecen los objetivos específicos y el objetivo general del proyecto. Luego se detalla un marco teórico indispensable para la comprensión del problema y desarrollo de su solución. Se realiza el análisis de tres posibles formas de resolver el problema teniendo en consideración aspectos como costos, confiabilidad, mantenibilidad y seguridad. En último lugar se selecciona la opción más adecuada mediante la utilización de una matriz de decisión.

En el capítulo 2 se detalla la metodología utilizada para resolver el problema. Se bosqueja un diagrama de flujo de los pasos a seguir para completar con éxito el proyecto. Se divide el desarrollo del diseño en una parte hidráulica y una parte estructural. Para la parte hidráulica se dimensionan todos los componentes en base a los requerimientos del sistema y lo que se encuentra disponible en el mercado local. Para la parte estructural se diseñan elementos como vigas y columnas empleando para ello la normativa del Instituto Americano de Construcciones de Acero (AISC, por sus siglas en inglés) el cual establece un factor de seguridad de 1.67 para el diseño de vigas y además se utilizan las ecuaciones de pandeo inelástico para el diseño de columnas. Se analizan también las uniones soldadas y pernadas

consideradas críticas para lo que se usan los métodos de soldadura por línea y la teoría de falla de Goodman, respectivamente.

En el capítulo 3 se sintetizan y analizan los resultados alcanzados. Se demuestra que la máquina cumple con los requisitos de diseño establecidos en la metodología y se efectúa un análisis de costos para comprobar la viabilidad económica del proyecto.

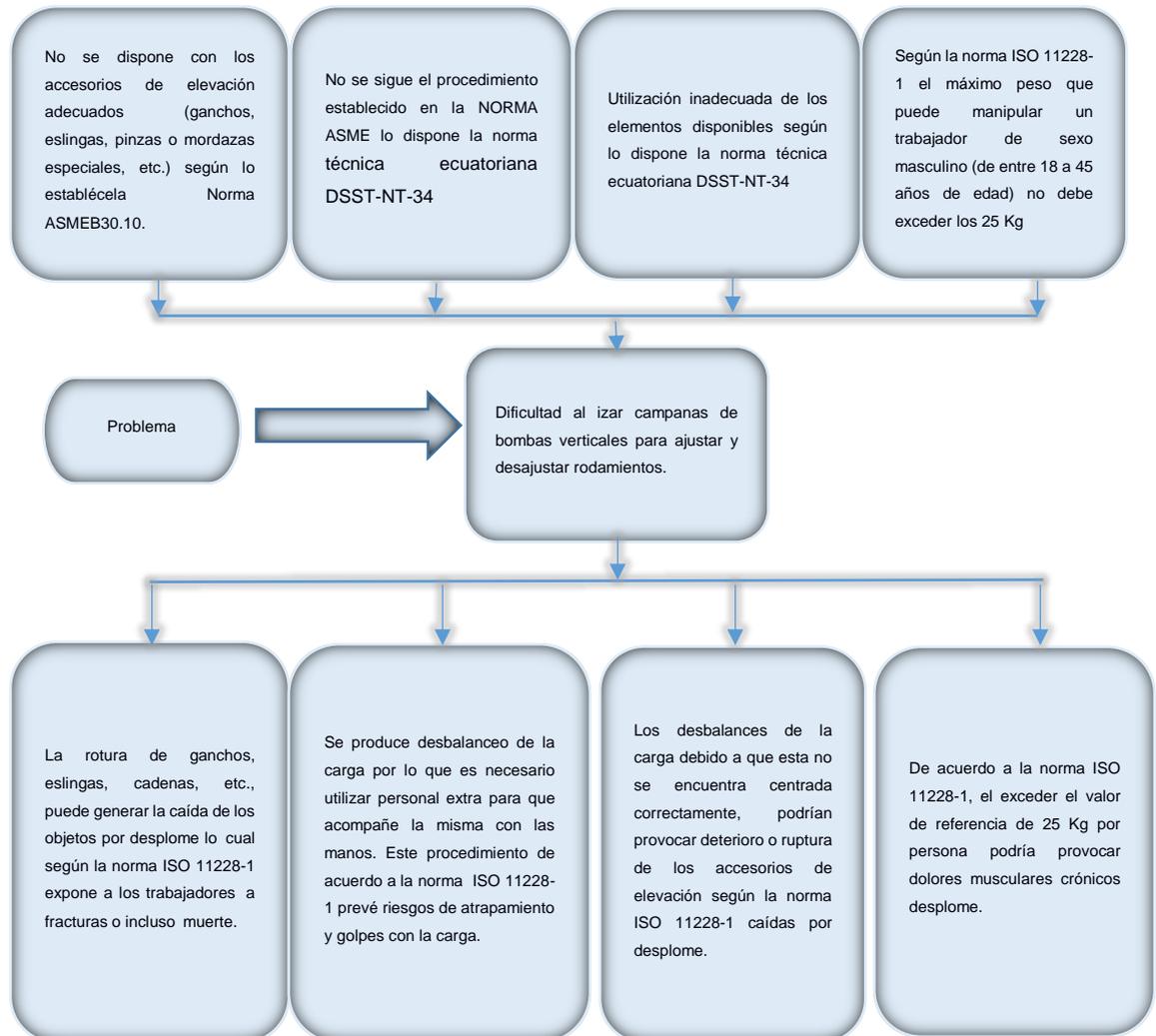
En el capítulo 4 se precisan las conclusiones y recomendaciones del proyecto. Se comprueba el cumplimiento de los objetivos, se formulan los resultados más importantes del diseño y se establecen algunos aspectos con los que se podría ampliar el proyecto realizado.

### **1.1 Descripción del problema**

Usualmente en una prensa, la carga se lleva a la mesa de trabajo mediante polipastos, comúnmente llamados tecles, los cuales son colocados en algún tipo de estructura de apoyo externa. Para un objeto liviano estos elementos parecerían ser suficientes para cumplir su propósito sin mayor inconveniente, sin embargo, cuando se tratan de cargas considerables tanto en masa como volumen como en el caso de difusores de bombas centrifugas de aspiración axial, la situación se complica (véase fig. 1.1), por lo que es necesario cumplir los procedimientos y estándares establecidos por instituciones técnicas y de control (Delgado, 2017).

Es evidente que se necesitan más elementos o accesorios para realizar este tipo de tareas. La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME, por sus siglas en inglés) establece en su norma B30.10 un sin número de accesorios a usar dependiendo del tamaño y la geometría de la carga. Elementos como eslingas, cadenas, mosquetones, ganchos, mordazas para bidones, pinzas para tuberías, pinzas para chapas, etc. (véase fig. 2), son raramente utilizados en el medio a pesar de los riesgos que supone el no utilizarlos (Delgado, 2017).

A demás de no contar con todos los elementos necesarios, muchas veces se mal utilizan los elementos que se encuentran disponibles. Por ejemplo, al utilizar eslingas no se corrobora que todos los ángulos formados por las eslingas sean menores a 60°, que el gancho no esté abarrotado de argollas o fundamentalmente que la carga se encuentre balanceada correctamente véase la figura 1.3 . (Ecuador Patente nº DSST-NT-34, 2013, págs. 3,6).

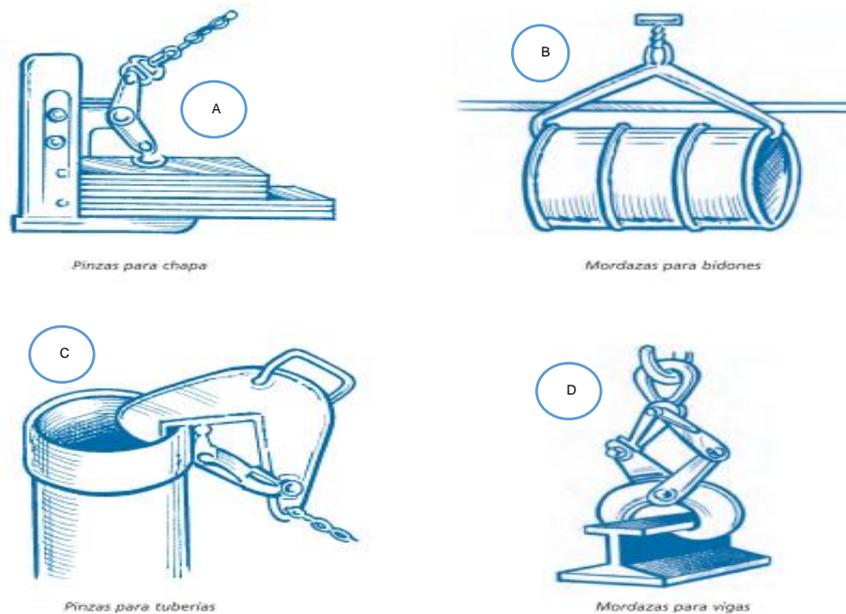


**Fig. 1.1: Árbol de problemas**

Elaboración propia.

Por otra parte, en la industria local usualmente se usan procedimientos inadecuados para el izaje de carga en los que incluso se usan al personal de planta para dicha labor, motivo por el cual se ve en aumento el riesgo de algún accidente, poniendo a mal recaudo la integridad física, psicológica y emocional del personal. Cuando se trata del uso de polipastos la norma ASME

B30.16 presenta un procedimiento en el que entre otras que el operador debe evitar balancear la carga o el gancho cuando el polipasto este en movimiento y evitar transportar cargas sobre las personas. (New York Patente nº ASME B30.16, 2007, págs. 53,54)



**Fig. 1.2: Accesorios de elevación establecidos en la norma ASME B30.10**

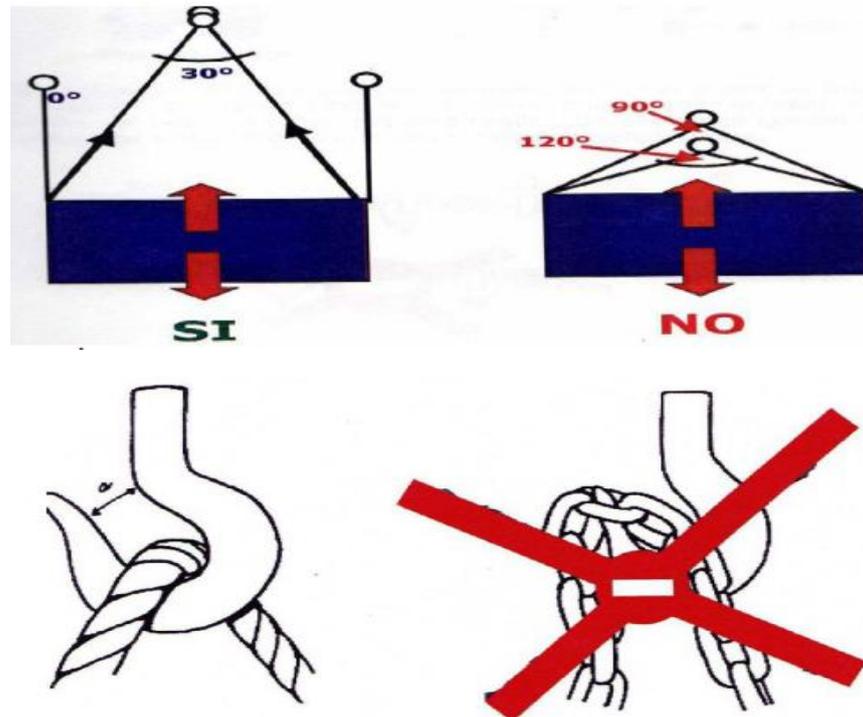
- A) Pinzas para elevar chapas. B) Mordazas para elevación de bidones.  
C) Pinzas para elevar tuberías. D) Mordazas para vigas.

Fuente: Norma ASME B3010. 2017

La norma ASME B30.16 también establece que los polipastos manuales de cadena solo deben ser operados con energía manual y con un solo operador por cadena, debido a que el uso de más personas puede entorpecer la tarea y causar accidentes. Es común en el medio utilizar personas para balancear una carga al momento de levantarla, lo cual es muy peligroso ya que según lo indica la Organización Internacional de Normalización (ISO, por sus siglas en inglés) en su norma No. 11228-1 existen riesgos de aplastamientos, fracturas, atrapamiento y golpes con la carga y hasta posibilidad de muerte.

Al no disponer de los equipos y accesorios necesarios para realizar este tipo de maniobras, o al no cumplir con un procedimiento adecuado la tarea que puede tornar insegura y peligrosa debido a que los elementos de maquina a

izar específicamente los difusores de las bombas hidráulicas pueden desplomarse y golpear o incluso aplastar al personal técnico que se encuentra a cargo de la maniobra. (New York Patente nº ISO 11228-1, 2005, págs. 32,33,34).



**Fig. 1.3: Uso inadecuados de accesorios de elevación**

Fuente: Norma ASME B3010, 2017

Como hemos descrito anteriormente, otro de los problemas comunes que se producen al no usar un procedimiento adecuado es el desbalance de la carga al momento de elevarla por lo que es necesario utilizar personal extra para que sujete la misma. Esto provoca entre otros, problemas lumbares en el personal encargado de sujetar y subir la carga. Este desbalance también podría causar golpes y deterioro en el elemento a izar. (New York Patente nº ISO 11228-1, 2005, págs. 32,33,34).

Es necesario entonces disponer de una prensa hidráulica que cumpla con las acciones que realiza habitualmente pero además que cuente con un sistema autónomo de izaje, el cual sea eficiente y que brinde confianza y seguridad a

sus operarios al evitar prácticas o procedimientos inadecuados. (Ecuador Patente nº DSST-NT-34, 2013).

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo General

Rediseñar una prensa hidráulica de 100 toneladas con sistema de izaje autónomo poder realizar montaje de campanas de bombas verticales.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar la estructura de la prensa hidráulica
- Seleccionar la bomba y diseñar el sistema hidráulico requerido..
- Modelar y simular la estructura de la prensa hidráulica.
- Rediseñar un sistema de izaje de carga autónomo.
- Bosquejar planos.

## 1.3 Marco teórico

### 1.3.1 Clasificación de las prensas hidráulicas

Excluyendo algunos tipos especiales, las prensas se pueden subdividir en:

- Prensas de simple efecto.
- Prensas de doble efecto.
- Prensas de triple efecto.

En la figura 1.4 podemos observar una prensa hidráulica de simple efecto. Este tipo de prensa hidráulica difiere de una bomba de doble efecto por el tipo de cilindro hidráulico, en las prensas de doble efecto el cilindro hidráulico trabaja a presión tanto en el descenso como en el ascenso (Ascamm, 2005, pág. 5).

#### **Según el sistema de transmisión**

Las prensas mecánicas, de mayor rapidez de funcionamiento y, generalmente, de menor precio que las prensas hidráulicas equivalentes,

son las más utilizadas, dado que permiten alcanzar grandes velocidades de producción. (Ascamm, 2005, pág. 6).



**Fig. 1.4: Prensa hidráulica de simple efecto**

Fuente: Mecamaq (Prensas hidráulicas), 2017

Las prensas hidráulicas son accionadas por la presión de un líquido: agua en los modelos antiguos, aceite en las prensas modernas. Como todas las máquinas de accionamiento hidráulico, ofrecen, sobre las de accionamiento mecánico, la ventaja de una mayor flexibilidad de funcionamiento, debido a la posibilidad de:

- Modificar el recorrido de la corredera.
- Lograr carreras muy largas.
- Regular la presión ejercida sobre la corredera de embutición.
- Controlar constantemente la presión y la velocidad de descenso de la corredera.

### 1.3.2 Ventajas de la prensa hidráulica

A continuación se enumeran las principales ventajas de usar una prensa hidráulica (Quiminet, 2011).

- **La fuerza total por toda la carrera:** Es posible mantener el total de la fuerza a lo largo de la carrera, no solamente en el final de la carrera como en las prensas mecánicas. La ventaja de esta es quitar la necesidad de hacer cálculos de la presión y del tonelaje al principio de la carrera, así es que no se requiere la compra de una prensa de 200 toneladas para alcanzar la presión de 100 toneladas.
- **Menos costo de compra:** Por su potencia de fuerza no hay ninguna máquina que proporcione la misma fuerza por el mismo precio.
- **Menos costo de mantenimiento:** Las prensas hidráulicas son bastantes sencillas en su diseño, con pocas partes en movimiento las cuales están siempre lubricadas con un fluido de aceite bajo presión. En pocas ocasiones se presentan averías, casi siempre son defectos menores como empaques, la bobina y a veces alguna válvula, que son fáciles a de arreglar.
- **Fuerza:** Una prensa hidráulica puede hacer trabajos en ancho rango según su fuerza. Entre ellos son: el embutido profundo, reducción, formado de polímetros, el formado, el estampado, troquelado, el punzado, el prensado, el ensamble ajustado, el enderezo. También es muy útil en los procesos de: el formado de sinterizado de ruedas abrasivas, la adhesión, el brochado, la calibración de diámetros, la compresión a plástico y a hule (goma, caucho), y los troqueles de transferencia.
- **Nivel de ruido:** Con menos partes movibles, y sin rueda volante, el nivel de ruido emitido por la prensa hidráulica es mucho menor que el de la mecánica. Diseñadas según las normas, aunque están a toda presión, las bombas emiten ruidos bajos.

### 1.3.3 Desventajas de una prensa hidráulica

A continuación se enumeran las principales desventajas de una prensa hidráulica. (Quiminet, 2011) .

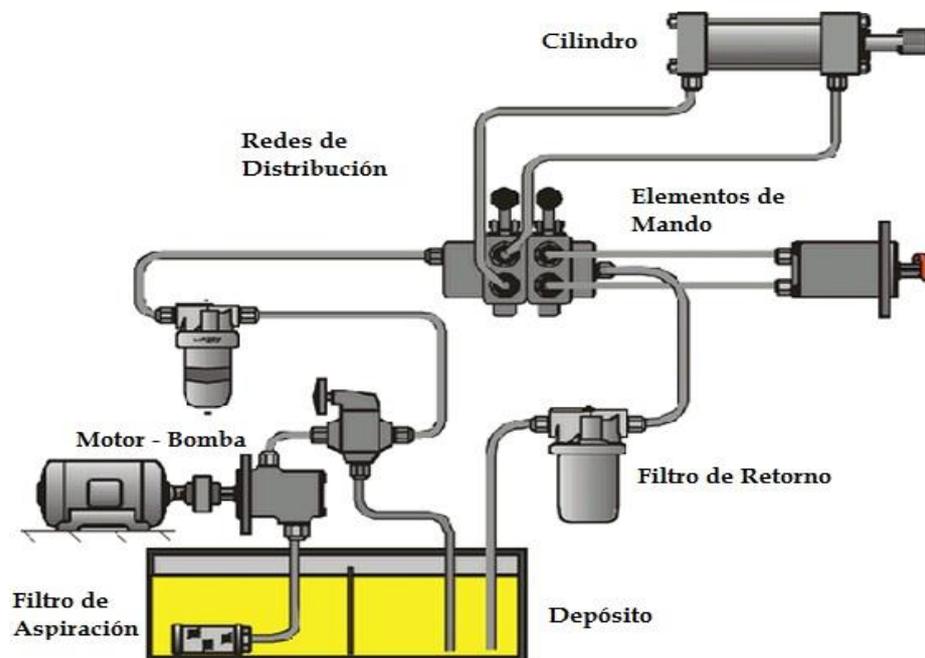
- **La velocidad:** No existe ninguna prensa hidráulica que sea tan rápida como una mecánica. Si es que solamente importa que la prensa sea rápida y la alimentación sea corta, es mejor una prensa mecánica.
- **Equipo de alimentación automática:** Las prensas hidráulicas requieren otra fuerza externa para alimentar la materia prima. El alimentador requiere su propia fuerza, luego tiene que estar integrado con el sistema de control de la prensa. Sin embargo hoy en día existen nuevos sistemas de alimentación: de rollos, de enganche o de aire.
- **Acción de la máquina:** Las prensas de martillo y algunas prensas mecánicas son mejores para la producción de joyas y trabajos de impacto, pero, por el contrario, en trabajos de embutido profundo, las prensas hidráulicas presentan mayor resistencia y mejores resultados.
- **El cuerpo:** Fijarse en la construcción de la estructura: su rigidez, el grosor de la platina, su capacidad por dimensiones, y otros factores.

### 1.3.4 Componentes básicos de un sistema Hidráulico

En todo circuito hidráulico hay tres partes bien diferenciadas: El grupo generador de presión, el sistema de mando y el actuador (ver figura 1.5). El grupo generador de presión es el órgano motor que transfiere la potencia al actuador para generar trabajo. La regulación de esta transmisión de potencia se realiza en el sistema de mando que está formado por una serie

de válvulas limitadoras de caudal y de presión, distribuidoras, de bloqueo, etc. (Vickers, 2004, págs. 238,239,240).

Por otra lado no es de gran importancia que tan sofisticado sea el ensamble del sistema hidráulico ya que el fluido hidráulico cumple siempre las mismas funciones: Lubricar el sistema (bombas, válvulas, sellos), transmitir potencia, proteger el sistema removiendo contaminantes e impurezas, y así mismo de sellar los componente internos. (Vickers, 2004, págs. 238,239,240).



**Fig. 1.5: Componentes básicos de un sistema hidráulico**

Fuente: Automatización Industrial ,8 2011

### **Bombas Hidráulicas**

Como podemos observar en la figura 1.6 la bomba hidráulica es un dispositivo que transforma energía mecánica (torque y velocidad del motor) en hidráulica (caudal). Cuando una bomba opera, cumple dos funciones: primero, su acción mecánica crea un vacío en la succión lo cual permite que la presión atmosférica fuerce al fluido del tanque o reservorio hacia la entrada de la misma. Segundo, esta misma acción mecánica envía el fluido

a la salida de la bomba y lo empuja hacia el circuito hidráulico. (Solorzano, 2016)



**Fig. 1.6: Bomba Hidráulica manual**

Fuente: Enerpac 2016

Es importante destacar que una bomba produce movimiento del líquido (caudal), las bombas no generan presión. Se genera el caudal necesario para el desarrollo de la presión en el sistema, la cual es realmente resultado de la resistencia al flujo. Por ejemplo: la presión de un fluido a la salida de la bomba es nula si ésta no está conectada a un sistema o carga. De igual manera, si una bomba está entregando caudal a un sistema, la presión sólo llegará al nivel necesario para vencer la resistencia de la carga aplicada al mismo. (Solorzano, 2016).

### **Clasificación de las Bombas Hidráulicas**

Todas las bombas pueden ser clasificadas como: de desplazamiento positivo y de desplazamiento negativo o roto-dinámico. Las últimas producen un flujo continuo, sin embargo, como no cuentan con un sistema de sellado positivo interno que evite el deslizamiento, su caudal de salida varía considerablemente con cambios en la presión en el sistema. Las bombas centrífugas y de hélice son ejemplos de bombas de desplazamiento negativo. (Solorzano, 2016)

Si la salida de una bomba de desplazamiento negativo fuese bloqueada, la presión se incrementaría, pero el caudal bajaría a cero. Aunque el elemento de bombeo continuaría en movimiento, el caudal se anularía debido al deslizamiento o fuga interna. (Solorzano, 2016).

Por otra parte, en una bomba de desplazamiento positivo, la fuga interna es despreciable en comparación con el caudal de salida. Si el puerto de salida fuese bloqueado, la presión se incrementaría instantáneamente hasta el punto que el elemento de bombeo, la carcasa u otro elemento interno falle (probablemente explotaría, a menos que el eje falle primero), o el accionamiento principal se apagaría por sobrecarga. (Solorzano, 2016)

### **Bombas de Desplazamiento Positivo**

Una bomba de desplazamiento positivo es aquella que desplaza (entrega) la misma cantidad de fluido por cada ciclo de rotación del elemento de bombeo. La entrega constante durante cada ciclo es posible gracias a las tolerancias que existen entre el elemento de bombeo y su contenedor (estator, bloque de pistones, carcasa, etc.). La cantidad de líquido (fuga interna) que pasa a través del elemento de bombeo en una bomba de desplazamiento positivo es mínima y despreciable en comparación con el caudal máximo teórico de la bomba y el volumen por ciclo permanece relativamente constante a pesar de los cambios de presión en el sistema. Vale destacar que si la fuga interna es apreciable, es un indicativo que la bomba no está operando correctamente y posiblemente deba ser reparada o reemplazada. (Solorzano, 2016)

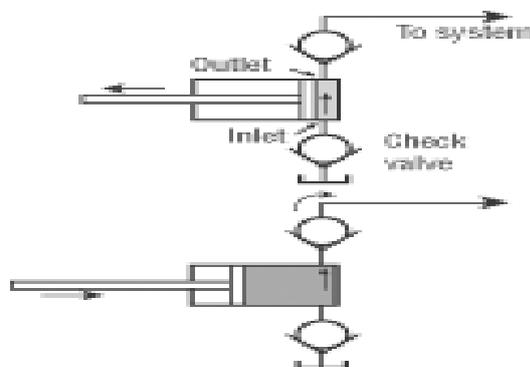
Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser fijas o variables. El caudal de una bomba de desplazamiento fijo se mantiene constante a lo largo del ciclo de bombeo y a una velocidad específica, mientras que aquél en una bomba de desplazamiento variable puede ser modificado alterando la geometría de la cavidad de desplazamiento. (Solorzano, 2016)

Otro nombre utilizado para describir este tipo de bombas es hidrostático para aquellas de desplazamiento positivo e hidrodinámica para las de desplazamiento negativo. Hidrostática significa que la bomba convierte energía mecánica a hidráulica con una cantidad relativamente menor de fluido y velocidad. En una bomba hidrodinámica, la velocidad del líquido y

movimiento son mayores; la presión de salida es dependiente de la velocidad a la cual el líquido opere. (Solorzano, 2016).

El principio de desplazamiento positivo se ilustra de manera clara en la Figura 1.7 en una bomba recíprocante, la más elemental de las de éste tipo. A medida que el pistón se extiende, el vacío parcial creado en la cámara de bombeo sustrae líquido del reservorio a través de la válvula anti-retorno en la entrada hacia la misma. Éste vacío parcial ayuda a que la válvula anti-retorno de salida se asiente firmemente. El volumen de líquido succionado hacia la cámara es conocido debido a la geometría de la carcasa, en éste caso, un cilindro. (Solorzano, 2016).

A medida que el pistón se retrae, la válvula anti-retorno de entrada se asienta nuevamente, cerrando la válvula, y la fuerza del pistón levanta el anti-retorno de salida, forzando el líquido fuera de la bomba hacia el sistema. La misma cantidad de líquido se fuerza fuera de la bomba en cada ciclo recíprocante. (Solorzano, 2016).



**Fig.1.7: Bomba recíprocante**

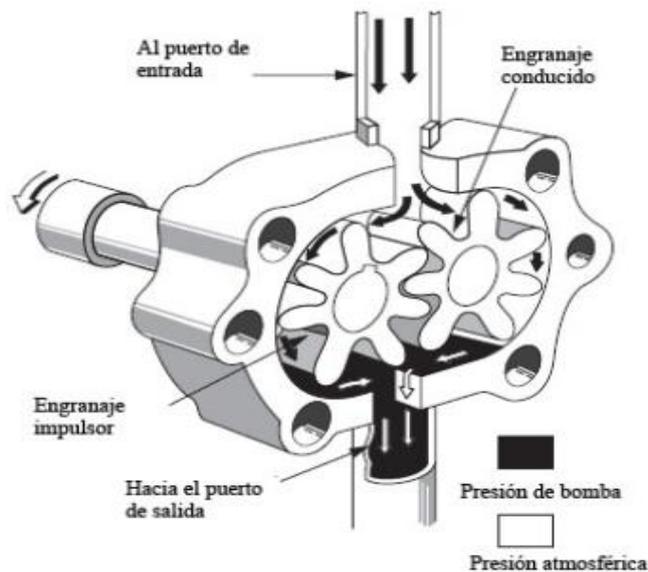
Fuente: Ricardo Solórzano, junio 2016

Todas las bombas de desplazamiento positivo entregan la misma cantidad de líquido por cada ciclo. Es una característica física de la bomba y no depende de la velocidad de accionamiento. Sin embargo, mientras más alta sea, mayor será el volumen total de líquido que entregará. (Solorzano, 2016)

## Bombas Rotativas

En una bomba rotativa, la rotación lleva al líquido desde la succión hasta la salida. Las bombas rotativas son generalmente clasificadas de acuerdo al tipo de elemento que transmite al líquido, por lo que hablamos de una bomba de engranajes, émbolo giratorio, paletas o bombas rotativas de pistones. (Solorzano, 2016).

Las bombas de engranajes externos se pueden dividir en externos e internos. Una bomba de engranajes externos típica la podemos ver en la Figura 1.8. Estas bombas pueden ser de engranajes rectos, helicoidales o bi-helicoidales. Los engranajes rectos son los más fáciles de maquinar y son los más comúnmente utilizados. Los helicoidales y bi-helicoidales son más silenciosos durante operación, pero son más costosos. (Solorzano, 2016).



**Fig. 1.8: Bomba rotativa (Engranajes externos)**

Fuente: sapieman, 2015

La bomba de engranajes produce flujo llevando al fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Un engranaje es accionado por el eje y a su vez acciona al engranaje intermedio. Las cámaras que se forman entre dientes adyacentes son cubiertas por la carcasa y los platos laterales (también llamados platos de desgaste o de presión). (Solorzano, 2016).

Un vacío parcial se crea en la entrada de la bomba a medida que los dientes se desacoplan. El líquido entra para llenar el espacio y es transportado por la parte externa de los engranes. A medida que los dientes se acoplan nuevamente a la salida de la bomba, el fluido es forzado hacia afuera. La eficiencia volumétrica en éste tipo de bombas puede llegar hasta niveles de 93% en condiciones óptimas. (Solorzano, 2016)

El juego entre las caras de los engranajes, dientes, crestas, y la carcasa generan pérdidas casi constantes sobre cualquier volumen bombeado a presión constante. Esto significa que la eficiencia volumétrica a bajas velocidades y flujos es pobre, por lo que las bombas de engranajes deben ser utilizadas cerca de sus velocidades máximas de diseño. (Solorzano, 2016)

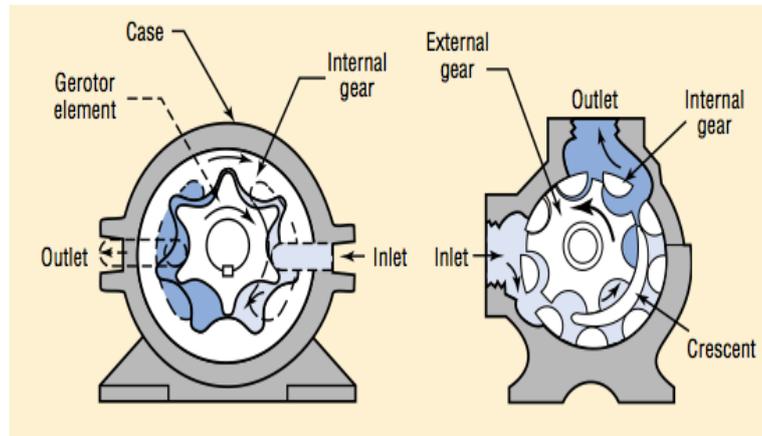
La bomba de engranajes internos es también de flujo axial, con una operación similar a la de un compresor rotativo. Los tres tipos son: de un tornillo, dos y tres. En la de un solo tornillo, un rotor en espiral se mueve excéntricamente en un estator interno. La de dos tornillos consiste en dos rotores paralelos interconectados que rotan en una carcasa maquinada con tolerancias exigentes. Por otro lado, la de tres tornillos consiste en un rotor de accionamiento central con dos rotores intermedios acoplados, e igualmente los mismos rotan en una carcasa maquinada con tolerancias exigentes. (Solorzano, 2016)

El flujo a través de una bomba de tornillos es axial y en la dirección del rotor de potencia. El fluido hidráulico a la entrada que rodea los rotores es encerrado a medida que los mismos se mueven. Este fluido es entonces empujado uniformemente con el movimiento de los rotores a través del eje y forzado hacia afuera por el otro lado. (Solorzano, 2016)

El fluido entregado por una bomba de tornillos no rota, se mueve linealmente. Los rotores trabajan como pistones sin fin que continuamente se mueven hacia adelante. No existen pulsaciones ni a altas velocidades.

La ausencia de estas pulsaciones y el hecho que no hay contacto metal-metal resulta en una operación muy silenciosa. (Solorzano, 2016)

La Figura 1.9 muestra una bomba engranaje interno y otra de engranaje externo. Debido a que estas bombas tienen uno o dos dientes menos en la rueda interna que en la externa, la velocidad relativa entre ellos es baja.



**Fig. 1.9: Bomba de engranaje interno**

Fuente: Sapieman, 2015

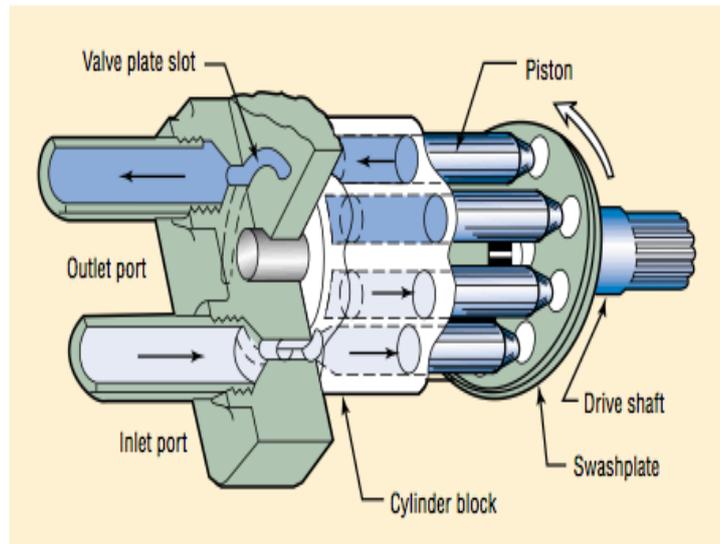
Por ejemplo, si el número de dientes en la rueda interna y externa fuese 10 y 11 respectivamente, entonces una giraría 11 veces mientras la otra lo hace 10 veces. Ésta baja velocidad relativa implica una tasa baja de desgaste. Estas bombas son pequeñas y compactas. (Solorzano, 2016).

### **Bomba de pistones**

La bomba de pistones es una unidad rotativa que utiliza el principio de la bomba reciprocante para generar caudal. En lugar de utilizar un solo pistón, estas bombas tienen configuraciones de múltiples pistones en un cilindro.

En la figura 1.10 se observa parte del mecanismo rota alrededor de un eje para generar los movimientos reciprocantes, los cuales extraen fluido hacia cada cilindro y luego lo entregan, produciendo el flujo. Existen dos tipos principales, axiales y radiales; ambos están disponibles de desplazamiento fijo o variable. La segunda tiene por lo general, capacidad de desplazamiento variable reversible (sobre centro). (Solorzano, 2016).

Las bombas de desplazamiento variable tienden a ser más grandes y pesadas que las fijas. Esto se debe a que se requieren controles adicionales, como por ejemplo: mecánicos, motores eléctricos, cilindros hidráulicos, servomotores, entre otros. (Solorzano, 2016)



**Fig. 1.10: Bomba de pistones**

Fuente: Sapieman, 2015

### **Actuadores Hidráulicos**

Los actuadores son todos aquellos dispositivos que nos sirven para llevar a cabo ciertos tipos de procesos generando una fuerza a partir de líquidos, energía eléctrica, etc. Los actuadores brindan una salida necesaria para un elemento de control, un ejemplo de esta podría ser una Válvula. Los actuadores son dispositivos capaces de generar una fuerza a partir de líquidos, de energía eléctrica y gaseosa. El actuador recibe la orden de un regulador o controlador y da una salida necesaria para activar a un elemento final de control como lo son las válvulas. (Diez, 2009).

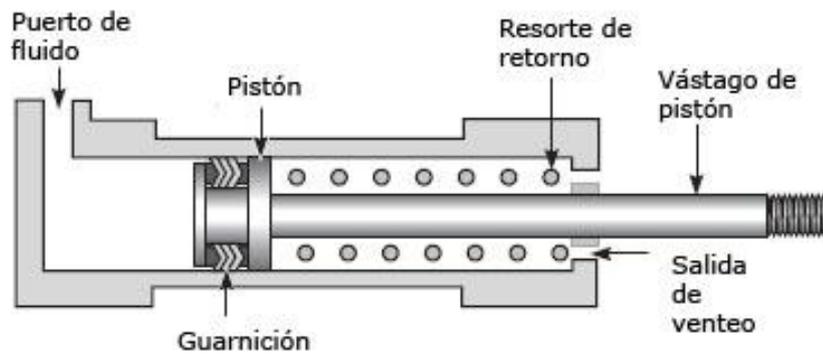
### **Clasificación de los Cilindros Hidráulicos**

De acuerdo con su función podemos clasificar a los cilindros hidráulicos en 2 tipos: De efecto simple, los cuales utilizan la fuerza hidráulica para empujar y una fuerza externa, diferente, para contraer. De acción doble, los cuales emplean la fuerza hidráulica para efectuar ambas acciones. Los

costos de fabricación por lo general son bajos ya que no hay partes que resbalen dentro del cilindro. (Diez, 2009).

### Cilindro de efecto simple

Un vástago es colocado en un extremo del pistón, cuando la presión es ejercida en el lado contrario al extremo del pistón donde está el vástago, este se desplaza hasta donde la presión lo empuje, ejerciendo una fuerza sobre de contracción sobre dicho vástago, después la barra es regresada a la posición inicial por la simple acción de resortes o de la gravedad. La carga solo puede colocarse en un extremo del cilindro, ver figura 1.11. (Diez, 2009).

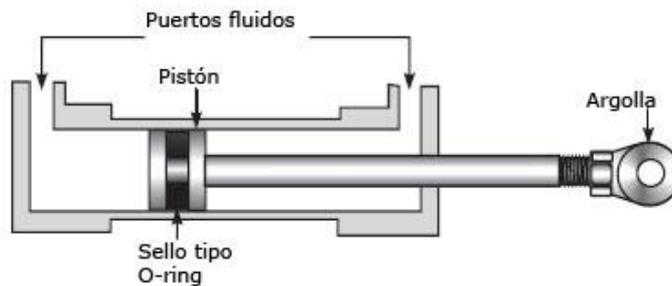


**Fig. 1.11: Cilindro de efecto simple**

Fuente: Sapieman, 2015

### Cilindro de efecto doble

La carga puede colocarse en cualquiera de los lados del cilindro. Se genera un impulso horizontal debido a la diferencia de presión entre los extremos del pistón cuando el líquido entra en este, ver figura 1.12. (Diez, 2009).

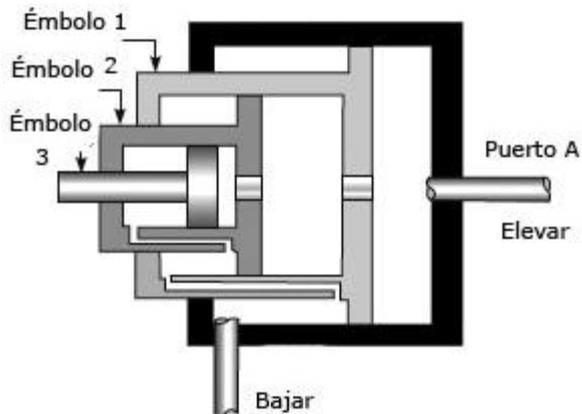


**Fig. 1.12: Cilindro hidráulico de doble efecto**

Fuente: Antonio Delgado Die

### Cilindro telescópico

La barra de tipo tubo multi-etápico es empujada sucesivamente conforme se va aplicando al cilindro aceite a presión. Se puede lograr una carrera relativamente larga en comparación con la longitud del cilindro, ver figura 1.13. (Diez, 2009).

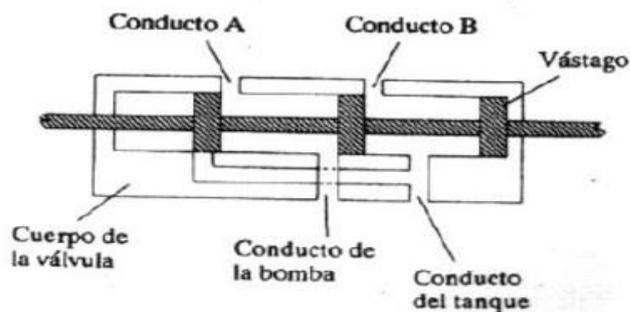


**Fig.1.13: Cilindro hidráulico telescópico**

Fuente: Antonio Delgado Diez

### Válvulas Hidráulicas

Una válvula de control direccional consiste de un cuerpo con conductores internos que se conectan y desconectan por medio de una parte móvil, ver figura 1.14. Tanto las válvulas direccionales como en la mayoría de las válvulas hidráulicas industriales, el vástago constituye la parte interna móvil. En la hidráulica industrial el tipo de válvula direccional que más se utiliza es la válvula de vástago. Se pueden encontrar en el mercado mediante su número de posiciones, número de vías, posición normal y tipo de accionamiento. (Diez, 2009).

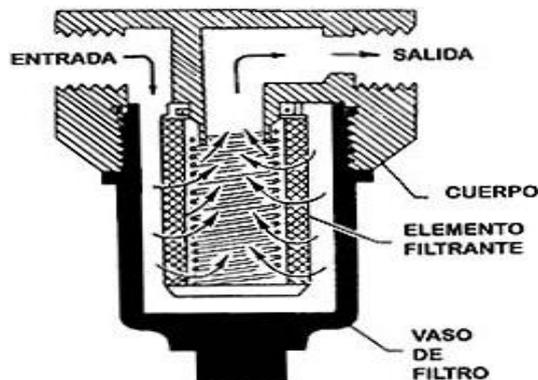


**Fig. 1.14: Válvulas hidráulicas Direccionales**

Fuente: Heroeivan, 2015

## **Filtros Hidráulicos**

Es sumamente importante proteger los costosos componentes del sistema hidráulico contra el desgaste prematuro. Una mejor protección significa una vida útil más prolongada de los componentes, lo cual significa menos tiempo de paro para el usuario. En un sistema hidráulico típico, el fluido hidráulico y los filtros trabajan juntos para proteger mejor a estos componentes. La figura 1.15 muestra un filtro hidráulico usado típicamente. Es importante notar que se utilizan distintos filtros dependiendo de su ubicación en el sistema. (Filters, 2014).



**Fig. 1.15: Filtro hidráulico**

Fuente: Sapieman, 2015

### **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. Típicamente, el medio filtrante en este tipo de filtro tiene una clasificación de micrones más alta, como una malla de alambre. (Filters, 2014).

### **Filtros en el lado de presión**

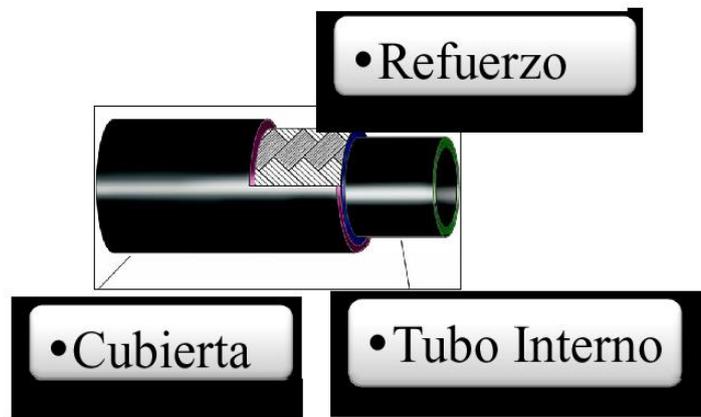
Situados corrientes abajo de la bomba hidráulica, estos filtros están diseñados para limpiar el fluido que sale de la bomba y proteger los componentes más sensibles del sistema como las válvulas de control y actuadores contra los contaminantes de la bomba. El medio filtrante típico utilizado en estos filtros es capaz de extraer un alto porcentaje de las partículas más pequeñas de contaminante. (Filters, 2014).

### **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. El medio filtrante en estos filtros está diseñado para eliminar las partículas de desgaste de tamaño común que puedan ser producidas por los componentes de estos sistemas. (Filters, 2014).

### **Mangueras Hidráulicas**

Las mangueras hidráulicas son un conducto, un tubo flexible diseñado para transportar fluidos de un punto a otro a presión. Normalmente las mangueras hidráulicas son fabricadas con caucho sintético (poliuretano) en su exterior y en su parte interna consta de mallas de fibra de poliéster en la figura 1.16 podemos observar la configuración de la manguera hidráulica. (Yeraldine, 2016)



**Fig. 1.16: Mangueras hidráulicas**

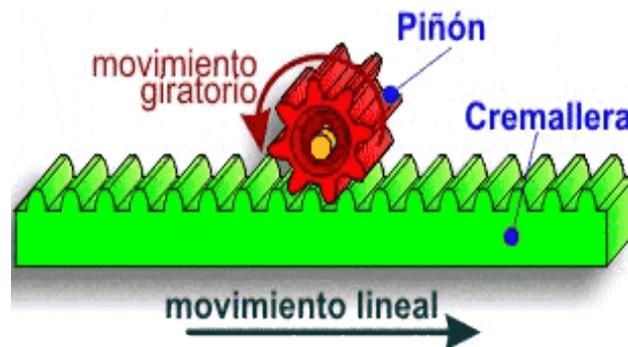
Fuente: Andrea yeraldien, Hivimar 2017

## **1.4 Alternativas de Solución**

En este nivel del transcurso de diseño se da a conocer posibles soluciones al inconveniente previamente identificado y definido. Por consiguientes tales soluciones incluye la idea general de operación del diseño así mismo de los: sistemas, subsistemas y las diversas configuraciones o arreglos que le permitan resolver el inconveniente propuesto.

#### 1.4.1 Sistema para elevar la mesa de trabajo

Para levantar la mesa de trabajo de la prensa hidráulica hay tres posibles soluciones las cuales se detallarán más adelante, actualmente la mesa de trabajo se mueve mediante el mecanismo piñón-cremallera el cual se observa en la figura 1.17. Este mecanismo nos permite transformar movimientos giratorios en lineales (o viceversa), empleando mecanismos que combinan la rueda dentada con la cremallera (sistema cremallera-piñón). Este montaje se emplea en cerraduras, juegos infantiles, microscopios, taladros sensitivos, sacacorchos, motores fueraborda, etc. (Nisbett, 2010)



**Fig. 1.17: Sistema piñón-cremallera**

Fuente: Cejarosu, 2005

Dicho sistema es de gran utilidad, sin embargo, se requiere que los operarios apliquen una fuerza muy grande para mover la mesa de trabajo, además el avance de la mesa de trabajo utilizando este sistema es muy pequeño en comparación con los tres sistemas de elevación de la mesa de trabajo.

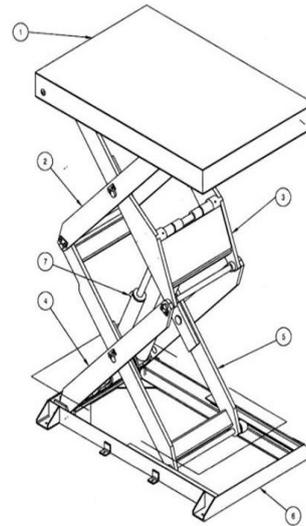
#### **Sistema de Elevación Tipo Tijeras**

La primera alternativa es elevar la mesa de trabajo mediante la utilización de un mecanismo de eslabones para multiplicar mecánicamente la fuerza de entrada producida por cilindros hidráulicos, que se requiere para la elevación mesa de trabajo. Su principal ventaja es la capacidad de controlar

el mecanismo a voluntad del operador ya que el sistema hidráulico permite controlar el flujo y la presión del fluido, sin embargo, posee una mayor cantidad de elementos que la vuelven más compleja y suponen una compleja mantenibilidad, en la figura 1.18 se muestra dicho sistema con sus principales componentes.

## Componentes principales

1. Piso cubierta o plataforma
2. Tijera exterior superior
3. Tijera interior superior
4. Tijera exterior inferior
5. Tijera interior inferior
6. Bastidor
7. Pistón hidráulico

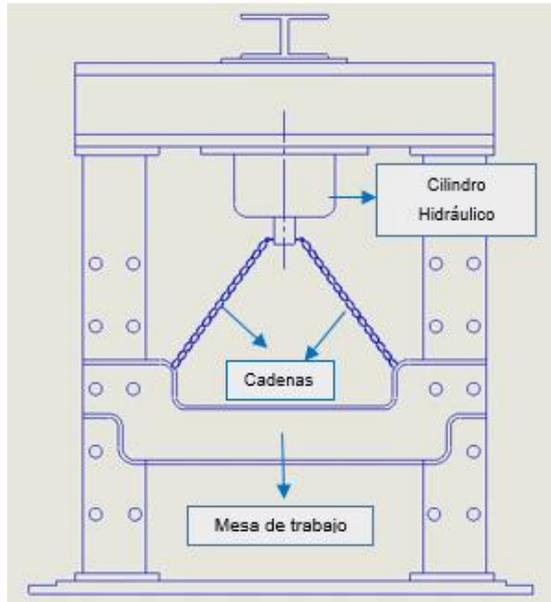


**Fig. 1.18: Sistema de elevación de tijeras**

Fuente: Cejarosu, 2005

## Sistema de Elevación Pistón-Cadenas

La segunda alternativa para elevar la mesa de trabajo se muestra en la figura 1.19. En este diseño se utilizará la misma fuerza del cilindro hidráulico principal para elevar la mesa de trabajo que soportará la campana de las bombas verticales. Para cumplir con el requerimiento de elevación de carga se realizará dos perforaciones no pasantes en el cilindro hidráulico, dichas perforaciones servirán para colocar dos ganchos de acero sobre estos se colocarán las cadenas aceradas de alta resistencia.

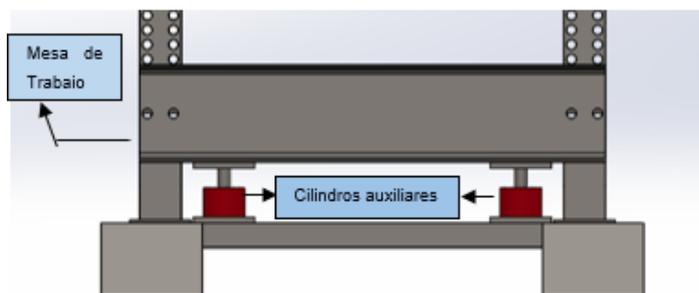


**Fig. 1.19: Sistema de elevación por medio de cilindro hidráulico**

Fuente: Elaboración propia.

### **Sistema de Elevación con Cilindros Hidráulicos Auxiliares**

La tercera alternativa de solución es utilizar dos cilindros hidráulicos los cuales se colocarán debajo de la viga que servirá como mesa, en la fig. 1.20 podemos observar detalladamente como se situarán los cilindros hidráulicos para levantar la mesa de trabajo.



**Fig. 1.20: Sistema de elevación utilizando dos cilindros Hidráulicos auxiliares**

Fuente: Elaboración propia.

Estos cilindros auxiliares serán alimentados mediante el mismo sistema hidráulico, es decir solo se necesitaría una bomba en el sistema, lo cual no afectará al sistema principal ya que al momento de que la mesa se ubique en la posición requerida esta será asegurada al bastidor por medio de

pasadores y así el aceite de los cilindros auxiliares regresaran reservorio para ser utilizados en el cilindro principal.

#### **1.4.2 Sistema para Izar la carga**

Los procedimientos utilizados en las industrias para el izaje de carga a las prensas hidráulicas se tornan peligrosos ya que en algunas situaciones se utiliza al personal de planta para realizar las maniobras respectivas, y a su vez incómoda debido al poco espacio físico que ofrecen las instalaciones para mover la estructura que soporta el tecele, en la figura 1.21 se muestra el sistema tradicional que se utiliza para el montaje.

#### **Puente Grúa Móvil**

La primera alternativa de diseño es adaptar un sistema de grúa móvil, a la estructura de la prensa hidráulica este sería una buena opción debido al gran peso que puede soportar la estructura y además del movimiento tanto en dirección horizontal y vertical del carrete porta tecele.



**Fig. 1.21: Estructura externa de apoyo para tecele**

Fuente: Cejarosu, 2005

En la figura 1.22 se muestra dicho sistema, un inconveniente es que este elemento es demasiado grande y pesado por lo que se generarían cargas muy elevadas las cuales la estructura de la prensa hidráulica no soportaría, sin contar además el alto costo que demandaría construirlo.



**Fig. 1.22: Puente grúa móvil**

Fuente: Mijarela, 2013

### **Brazo Fijo en Voladizo**

La segunda alternativa de diseño es adaptar un brazo a la estructura de la prensa hidráulica este diseño presenta la misma ventaja que el puente grúa móvil de la primera alternativa, con dos diferencias importantes, la primera es que la se necesita solo se necesita una viga en voladizo no muy larga para elevar la carga la cual va a estar fijo, como se puede ver en la figura 1.23.



**Fig.1.23: Brazo fijo para izar carga**

Fuente: Mijarela, 2013

## **1.5 Criterios de selección**

Los criterios para la realizar la selección de las mejores alternativas de diseño propuestas deben de recalcar los aspectos de mayor importancia que determinan la ejecución del proyecto. Por consiguiente, a continuación

se detallan cada uno de los criterios para luego realizar su valoración total mediante la utilización de matrices de decisión. Estos criterios los fueron escogidos en base a los requerimientos de diseño y a entrevistas que se realizaron al personal técnico y jefes de talleres metalmeccánicos.

**A. Costo.** - Este criterio es de gran importancia debido a que permite comparar la viabilidad económica de cada elemento a utilizar para luego realizar un análisis de costo total del respectivo del proyecto. Se le ha dado una ponderación importante debido a que se desea que la máquina compita en el mercado local. (35%)

**B. Confiabilidad.** - Se elige este criterio ya que se necesita tener en cuenta que componente tiene mayor probabilidad de satisfacer las condiciones de diseño y de este modo asegurar de que no exista falla prematura de los elementos por mala selección de los mismos. (30%)

**C. Mantenimiento.** - Este criterio es importante para la conservación la máquina en buen, estado es decir alargar la vida útil de cada uno de los componentes, así mismo para garantizar el funcionamiento a un costo mínimo. (10%)

**D. Seguridad.** - Este criterio se define en base a normas y estándares locales e internacionales que nos permite salvaguardar la integridad física de los operadores de la máquina. La seguridad es uno de los principales motivos que motiva este proyecto, es por eso que se la ha dado una ponderación importante. (25%)

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de las ponderaciones de cada una de las alternativas antes expuestas tanto para el sistema de elevación de la mesa de trabajo como para el sistema de izaje.

**Tabla 1.1 Matriz Decisión: Sistema para elevar la mesa de trabajo**

Criterios \ Opción	A 35%	B 30	C 10%	D 25%	Total 100%
1.- Sistema de elevación de tijeras	35	15	8	20	78
2.- Sistema de elevación con el cilindro hidráulico principal	33	20	5	20	78
3.- Sistema de elevación con dos cilindros hidráulicos auxiliares	25	30	5	23	83

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 1.1 se muestra la ponderación respectiva para cada uno de los criterios de selección, los cuales se fundamentan en las características, requerimientos y diferencias de cada una de ellas, las mismas que fueron descritas en secciones anteriores.

**Tabla 1.2 Matriz de Decisión: Sistema de izaje**

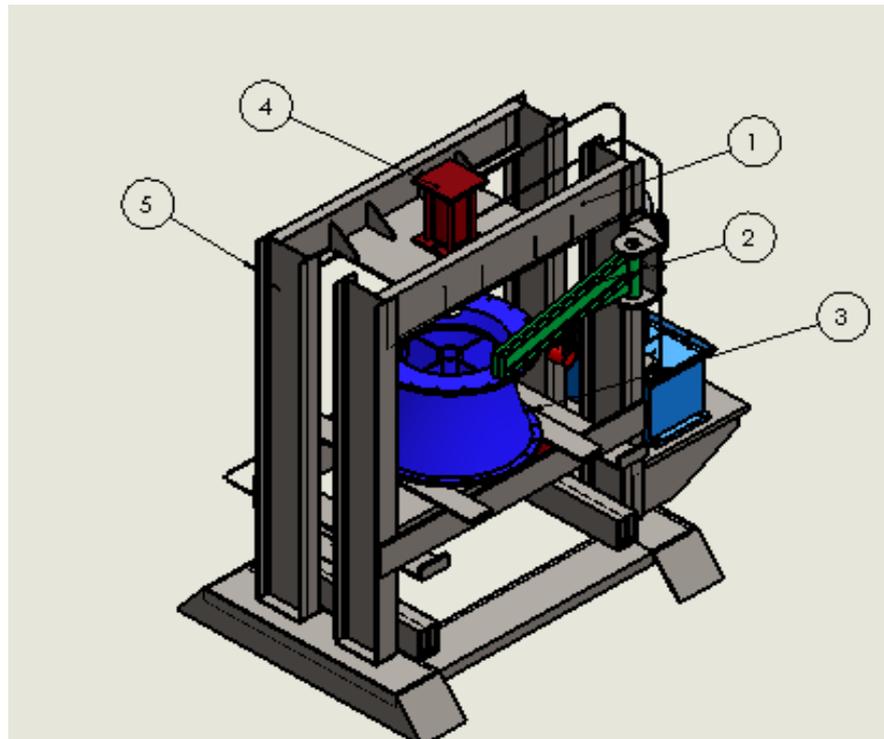
Criterios \ Opción	A 35%	B 30	C 10%	D 25%	Total 100%
1.- Puente grúa móvil	15	25	5	20	65
2.- Brazo fijo	35	20	8	20	83

Fuente: Elaboración propia

En dicha tabla se muestra que el costo el sistema de elevación de tijeras es más económico que las demás alternativas, pero sin embargo en la ponderación total no obtuvo mejores resultados debido a la calificación de los demás criterios de selección.

## 1.6 Diseño Conceptual

En la figura 1.24 podemos observar el diseño conceptual de la prensa en donde apreciar los sistemas elegidos mediante las matrices de decisión. La parte 1 se trata del sistema de izaje utilizando una viga como brazo fijo con un polipasto en su extremo, la parte 2 son los cilindros hidráulicos auxiliares utilizados para elevar la mesa de trabajo.



**Fig. 1.24: Diseño conceptual de la prensa hidráulica**

1. Vigas principales. 2. Brazo para izaje de carga. 3. Campana de bomba axial. 4. Actuador hidráulico principal. Columnas.

Fuente: Elaboración propia

# CAPÍTULO 2

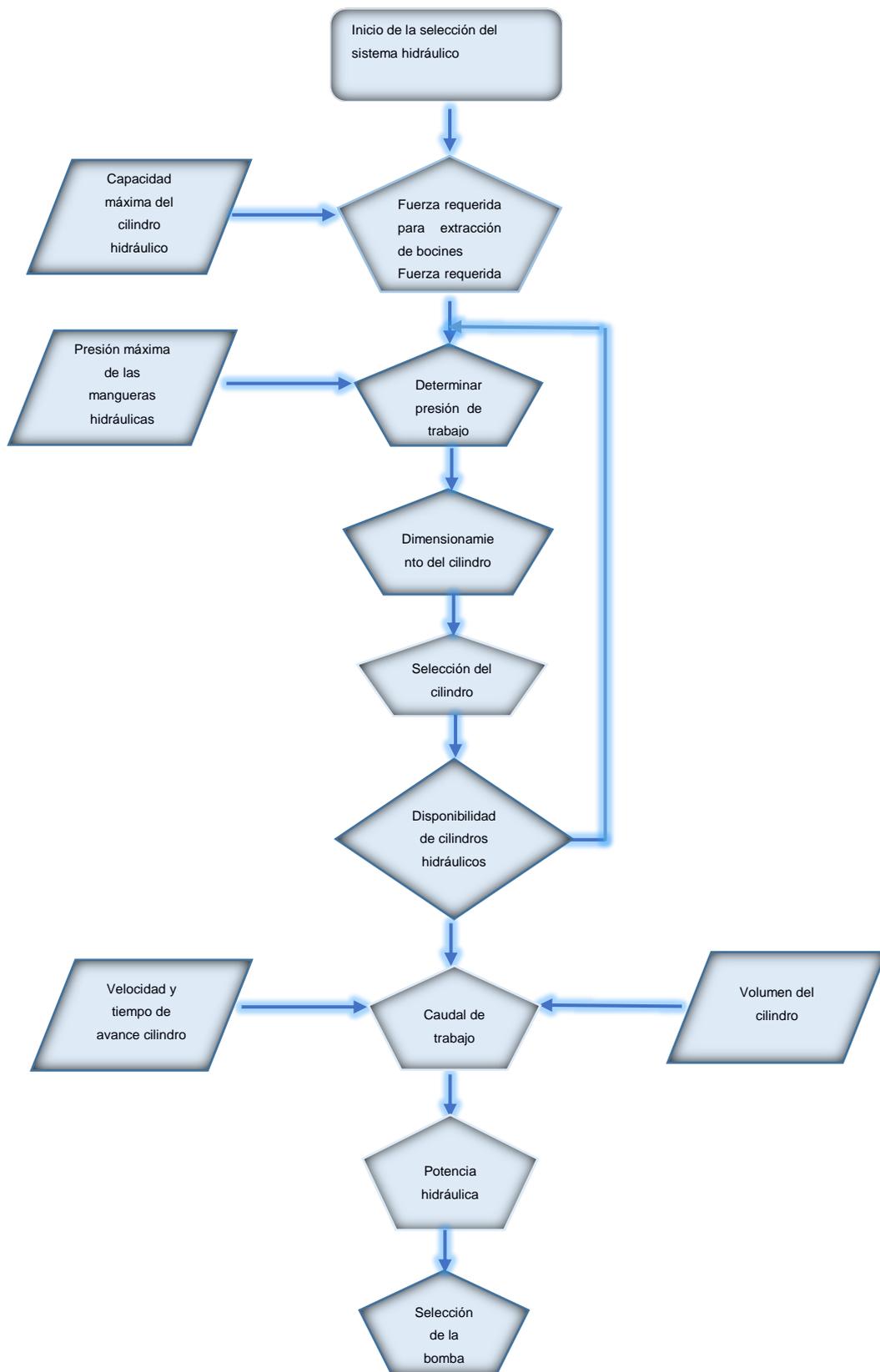
## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se describe la metodología del diseño para cada uno de los componentes que conforman la prensa hidráulica. Así mismo se efectúan los cálculos respectivos para la selección de cada componente que conforma el sistema hidráulico. Para la selección del sistema hidráulico se definen dos parámetros de entrada los cuales son: fuerza del cilindro hidráulico y presión de trabajo, tal como se muestra en la figura. 2.1, para determinar que presión de trabajo necesitamos, se debe de investigar a nivel local la presión máxima que soportan las mangueras hidráulicas y a su vez la disponibilidad y costo.

La siguiente etapa en el diseño es determinar las dimensiones del cilindro hidráulico para ello se necesita conocer tanto la fuerza como la presión, en base a estos parámetros se encuentra el área del cilindro hidráulico y a su vez está implícita el diámetro del cilindro hidráulico. Por consiguiente, ya conocido el diámetro se selecciona el tipo de cilindro hidráulico en base a la disponibilidad del mercado local.

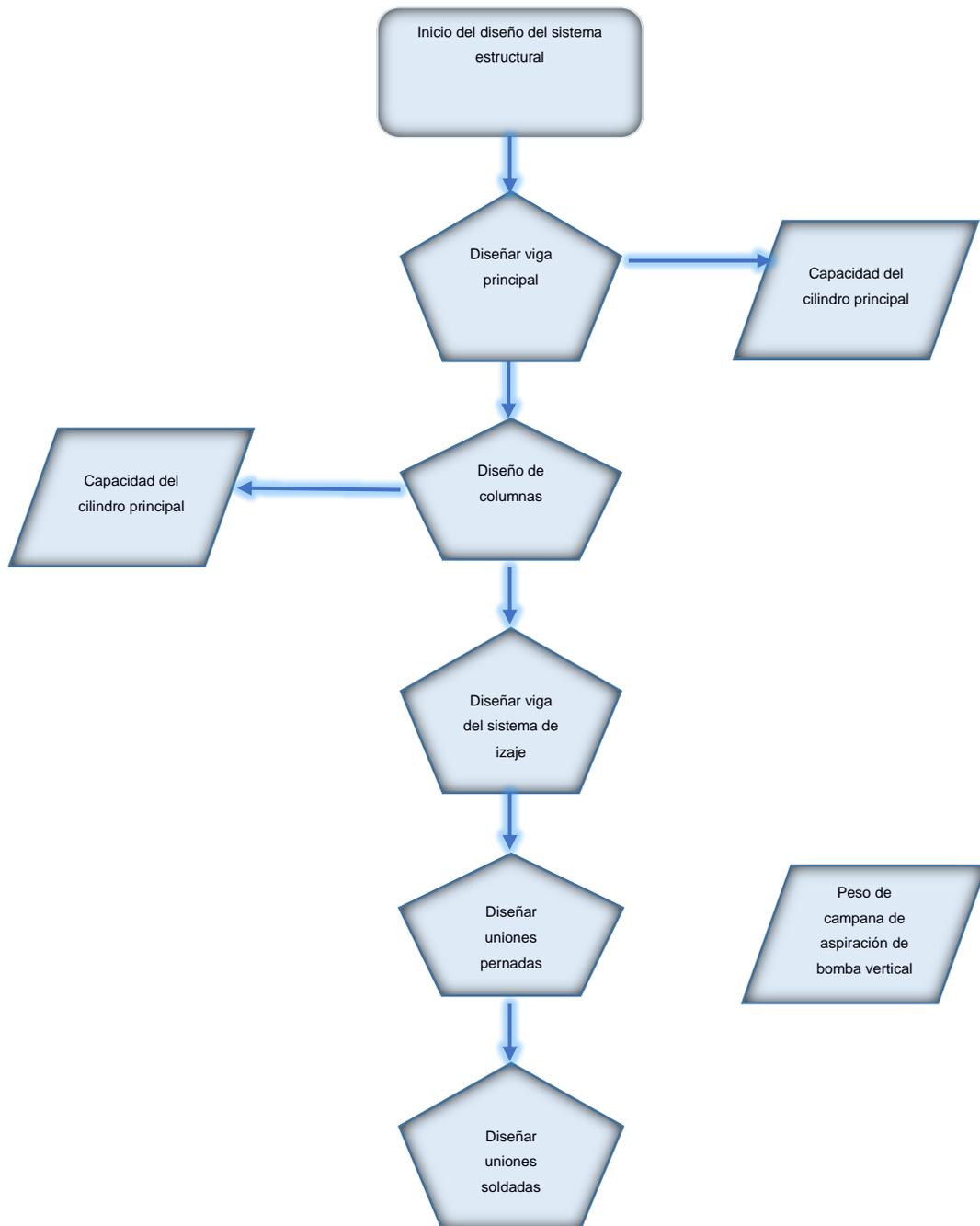
Por último, se procede a calcular el caudal requerido por el cilindro hidráulico, en base a este caudal se encuentra la potencia hidráulica como se ilustra en la figura 2.2, entonces con la potencia hidráulica se selecciona el tipo de bomba a utilizar esta puede ser manual, eléctrica, eléctrica – hidráulico.

Para diseñar y seleccionar cada uno de miembros de la estructura metálica primeramente se debe seleccionar los componentes del sistema hidráulico, lo cual ya se lo mencionó en párrafos anteriores, por lo tanto, una vez seleccionado el sistema hidráulico adicional se debe de conocer el peso de la carga a prensar.



**Figura 2.1 Diagrama de flujo del proceso de selección del sistema hidráulico**

Fuente: Elaboración propia



**Figura 2.2 Diagrama de flujo del proceso del diseño estructural**

Fuente: Elaboración propia

## 2.1 Bases y consideraciones

Para poder diseñar cada uno de los componentes de la prensa hidráulica se debe de considerar, el peso del material a prensar, espacio disponible para la instalación, el material de los elementos a diseñar, disponibilidad de los componentes del sistema hidráulico como son: cilindros hidráulicos, mangueras hidráulicas, además se deben de tener consideraciones de mantenimiento, de forma, de fabricación, etc. Se detallará en párrafos posteriores paso a paso cada una de las consideraciones que hay que tener presente para el diseño de los elementos del sistema tanto hidráulico como estructural.

En la tabla 2.1 se muestran las consideraciones de forma, en dicha tabla constan las medidas asumidas en la parte estructural para el diseño de la prensa hidráulica en cuanto se refiere al sistema hidráulico se detallan las medidas del cilindro hidráulico, además de las medidas del reservorio que contendrá el fluido hidráulico. Para asumir estas medidas nos basamos en las limitaciones físicas del espacio en que se realizara la instalación de la misma.

**Tabla 2.1 Consideraciones de Forma**

Parámetro	Valor
Altura de construcción	2500 [mm]
Ancho total	1800 [mm]
Ancho útil	1600 [mm]
Recorrido del pistón	260 [mm]
Luz entre columnas	375 [mm]
Luz max- min pistón y mesa	950-180 [mm]
Peso	2000 [Kg]
Volumen del reservorio	12 [gal]
Longitud del brazo	1200 [mm]

Elaboración propia

En la tabla 2.2 muestra las consideraciones de diseño del sistema hidráulico, se debe tener en cuenta que algunos de estos criterios son limitados por lo que el mercado local ofrece como la presión de trabajo las cuales depende de las mangueras disponibles y su costo. Otro parámetro importante es el caudal requerido para el sistema, parámetro necesario para seleccionar la bomba, esto depende a su vez de la configuración geométrica del cilindro hidráulico seleccionado.

**Tabla 2.2 Consideraciones del sistema hidráulico**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Capacidad necesaria	100 [ton]
Presión de trabajo	10000 [PSI]
Carrera del pistón principal	250 [mm]
Diámetro del cilindro hidráulico Principal	135 [mm]
Velocidad del pistón principal	2.5 [mm/s]
Diámetro del cilindro hidráulico auxiliar	24 [mm]
Distancia a desplazar de la mesa de trabajo	240 [mm]
Velocidad de la mesa de trabajo	4 [mm/s]
Volumen del reservorio	12 [gal]

Elaboración propia

El ancho máximo de la prensa hidráulica está restringido por las dimensiones del espacio donde se encuentra el área de mecanizado actual, en la tabla 2.2 se muestra la posición de estas dimensiones. En la tabla 2.3 se muestran las consideraciones a recalcar del elemento a extraer.

**Tabla 2.3 Consideraciones del elemento a extraer**

<b>Material del cojinete</b>	<b>Bronce al Aluminio</b>
<b>Masa del cojinete</b>	40 [mm]
<b>Altura del cojinete</b>	40 [mm]
<b>Densidad del cojinete</b>	40 [ $Kg/m^3$ ]
<b>Diámetro exterior del cojinete</b>	140 [mm]
<b>Diámetro interior del cojinete</b>	120 [mm]
<b>Altura del cojinete</b>	250, 300, 370 [mm]

Elaboración propia

Los datos de diámetro, masa, altura fueron proporcionados por la empresa. La densidad del cojinete se la encontró a partir de la masa y volumen del elemento.

**Tabla 2.4 Consideraciones de los materiales de diseño**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
<b>Material de construcción de los elementos estructurales</b>	Acero estructural A-36
<b>Módulo de Young del acero AISI</b>	200 [GPa]
<b>Resistencia a la fluencia del acero AISI</b>	250 [MPa]
<b>Densidad del acero AISI</b>	7850 [ $Kg/m^3$ ]

Elaboración propia

### 2.1.1 Consideraciones de mantenimiento

Es importante dar un seguimiento y mantenimiento en todos los componentes que forman parte del sistema hidráulico para poder lograr tener una eficiencia óptima del sistema y así evitar el daño de alguno de estos componentes, a continuación, se presentan algunos consejos útiles para cada elemento.

## **Cilindros hidráulicos**

- Lubricar los conectores y rancores con aceite hidráulico limpio antes de utilizarlos.
- Comprobar el apriete de los conectores de los cilindros para evitar fugas.
- Cambiar los o-rings y sellos tanto del vástago como del pistón cada seis meses.
- Limpiar la suciedad acumulada en los vástagos usando fuelles.
- Verificar la alineación del cilindro.

## **Bomba hidráulica**

- Inspeccionar el sello mecánico regularmente para prever la existencia de fugas.
- Cambiar los elastómeros cada vez que se cambie el sello mecánico.
- Inspeccione periódicamente la carcasa de la bomba, cubierta y rotores para cualquier signo de deterioro o daño. Si hay deterioro presente, éste pudiera ser un signo de sobre- presurización, espaciamiento incorrecto de los rotores o desgaste de rodamientos.

## **Filtros**

- Controlar periódicamente el estado de los filtros si estos cuentan con indicador de suciedad. De no tener indicador de suciedad se recomienda cambiar el filtro cuando indique el fabricante.

### **2.2 Diseño del sistema hidráulico**

Para poder seleccionar el cilindro hidráulico principal para la prensa hidráulica se definieron dos parámetros los cuales son: Presión y fuerza. Dichos parámetros fueron precisados en el capítulo 2, los cuales se muestran en la tabla 2.2. La fuerza viene dada por la capacidad requerida, mientras que la presión de trabajo se la escogió en base a la máxima

presión para las mangueras hidráulicas disponibles en el medio local. A continuación, se presentan los cálculos respectivos que se realizaron para poder seleccionar el cilindro hidráulico idóneo.

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 1})$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{981 \text{ [kN]}}{69000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}} = 0.0142 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$d = 0.135 \text{ [m]} = 5.3 \text{ [pulg]}$$

Donde,

A: Área requerida para el pistón [ $\text{m}^2$ ].

F: Fuerza de trabajo requerido, [100 ton.] o [981 kN].

P: Presión de trabajo, [1000 psi] o [69000 kPa].

d: Diámetro necesario para el pistón hidráulico [m].

Con referencia a este valor de diámetro calculado se selecciona el cilindro hidráulico de doble efecto RH 10010, las características de dicho cilindro hidráulico se presentan a continuación:

**Tabla 2.5: Características técnicas del cilindro hidráulico principal**

Capacidad del cilindro (Ton)	Carrera (pulg)	Orden	Altura retroceso (pulg)	Altura extendida (pulg)	Volumen (pulg <sup>3</sup> )	Diámetro el pistón (pulg)
100	10 $\frac{1}{8}$	RH10 010	19 $\frac{1}{2}$	29 $\frac{5}{8}$	216.6	5 $\frac{1}{2}$

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 2.5 podemos observar las principales características técnicas del cilindro hidráulico a utilizar el cual consta con una capacidad de 100

toneladas fuerza que nos servirá para el ajuste y desajuste de los cojinetes auto lubricadas alojadas en las campanas de bombas verticales y además dicho cilindro tiene un diámetro de  $5\frac{1}{2}$  [pulg] el cual está acorde al diámetro que se encontró con anterioridad. Este cilindro hidráulico es de marca **POWER TEAM** y es comercializado por la empresa **CECUAMAQ**.

### Dimensionamiento de la bomba hidráulica

Para seleccionar la bomba hidráulica necesitamos encontrar el caudal requerido por la bomba hidráulica, por tal motivo se tiene que encontrar el tiempo en el cual el cilindro realiza la carrera de avance a una velocidad de  $0.25$  [ $cm/s$ ]. El caudal por lo tanto se puede calcular como:

$$t_h = \frac{L}{v} = \frac{25.7}{0.25} = 102.8 [s] \quad (Ec. 3)$$

$$Q = \frac{V}{t_h} = \frac{3550}{102.8} = 34.5 \frac{cm^3}{s} \quad (Ec. 4)$$

$$Q = 0.53 \text{ gpm} \approx 0.55 \text{ gpm}$$

$$Pot = \frac{gpm \times psi}{1.714} \quad (Ec. 5)$$

$$Pot = 3.2 [Hp]$$

Donde,

$t_h$ : Tiempo de avance del pistón [s]

L: Carrea del cilindro hidráulico [cm].

v: Velocidad de avance del pistón [ $cm/s$ ].

V: Volumen del actuador RH1010 [ $cm^3$ ].

Q: Caudal del sistema [ $cm^3/s$ ].

Pot: Potencia requerida para el sistema [Hp].

De acuerdo a los resultados obtenidos de caudal y potencia se selecciona la bomba hidráulica eléctrica serie PQ120 de 3 HP de potencia con protección de sobrecarga térmica. La cual cuenta con una válvula de alivio interna, limita la presión a 10000 psi, la válvula de alivio externa es ajustable de 1000 a 10000 psi. Dicha bomba dispone de circuitos de control

de 24 voltios en unidades con controles remotos para mayor seguridad del usuario/operador a continuación se muestran las características técnicas relevantes de la bomba hidráulica seleccionada:

**Tabla 2.6: Características técnicas de la bomba eléctrica**

Bomba No	Salida máx. presión	DBa a ralentí y 10000 psi	rpm	Suministro de aceite ( $\frac{pulg^3}{min}$ ) a 10000 psi
<b>Serie PQ120</b>	10000	73/78	1275	120

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 2.6 se muestra las características técnicas de la bomba eléctrica seleccionada la cual tiene una salida máxima de presión de 10000 [psi], decibeles en ralentí de 73-78 respectivamente, con una velocidad angular de 1275 rpm y suministro de aceite de 120 pcm a la presión especificada. Dicha bomba eléctrica es de la marca **POWER TEAM** y a su vez la comercializa la empresa **CECUAMAQ**.

La velocidad con la que la mesa de trabajo debe subir es un parámetro muy importante, ya que este parámetro junto con el de la carga a elevar (2 ton.) permiten dimensionar el tamaño de los cilindros hidráulicos auxiliares, teniendo en cuenta que estos actuadores deben ser accionados por el mismo sistema motor-bomba de alimentación.

El tiempo de carrera para el avance del cilindro hidráulico principal se calcula como el tiempo en que este se llena completamente de aceite siendo alimentado con el caudal constate de alimentación proporcionado por la bomba, como se indica en la ecuación 6:

$$t_1 = \frac{V}{q_1} \quad (Ec. 6)$$

$$t_1 = \frac{216.6 [pulg^3]}{120 [pulg^3/min]}$$

$$t_1 = 1.81 [min]$$

Este tiempo es aceptable para el cilindro principal, pero resulta muy excesivo para los cilindros auxiliares. Basado en esto escogemos un tiempo de 10 segundos para el tiempo de carrera de avance para estos cilindros. Se selecciona los cilindros RP25 de simple efecto y retorno mediante resorte de la marca **POWER TEAM**, sus características principales se muestran en la tabla 2.7.

**Tabla 2.7: Características técnicas de los cilindros hidráulico secundarios**

Capacidad del cilindro(Ton)	Carrera (pulg)	Orden	Altura retroceso (pulg)	Altura extendida (pulg)	Volumen (pulg <sup>3</sup> )	Diámetro el pistón (pulg)
2	15	RP2 5	$9\frac{9}{16}$	$14\frac{9}{16}$	2.76	$\frac{3}{4}$

Fuente: Elaboración propia

Entonces el caudal requerido para cada cilindro auxiliar es:

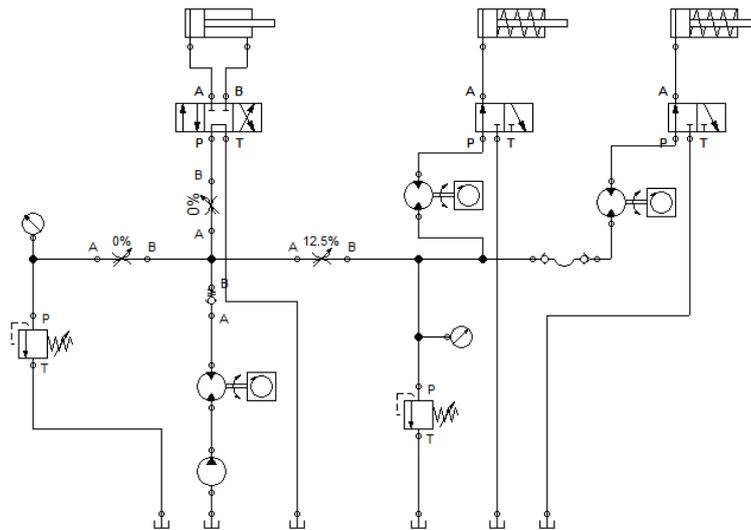
$$Q_2 = \frac{V_2}{t_2} \quad (Ec. 7)$$

$$Q_2 = \frac{2.76 [pulg^3]}{0.167 [min]}$$

$$Q_2 = 16.58 \left[ \frac{pulg^3}{min} \right]$$

### Circuito Hidráulico del sistema

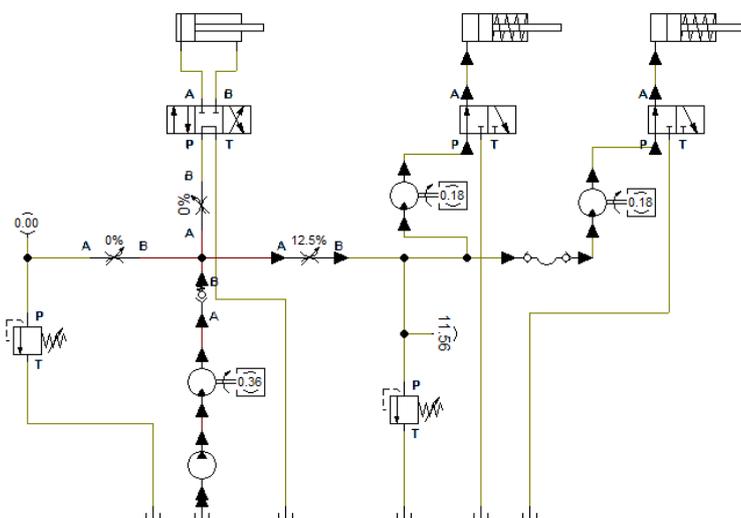
Se requiere que del circuito es que pueda controlar los tres actuadores hidráulicos utilizando el mismo sistema de alimentación motor-bomba pero de forma alternada es decir primero los cilindros auxiliares y luego el cilindro principal, además de que permita controlar sus velocidades. Para el diseño del circuito hidráulico del sistema se utilizó una versión de prueba del software de simulación **FESTO FluidSIM 4.5 d**. En la figura siguiente se muestra el diagrama del circuito con todos sus componentes.



**Figura 2.2 Circuito hidráulico de la Prensa**

Fuente: Software FluidSIM 4.5d

En la figura 2.2 podemos ver que los actuadores secundarios son accionados por medio de válvulas 3/2 vías, mientras que el actuador principal es controlado mediante una válvula 4/3 vías con bloqueo de centro en tándem. También podemos ver que se cuentan con tres válvulas estranguladores con las que se direcciona el flujo de aceite hacia las actuadores principal o secundarios según se requiera, dos válvulas de alivio de presión, una válvula anti-retorno (check) además de varios elementos de medición de caudal y presión y la bomba de caudal constante.

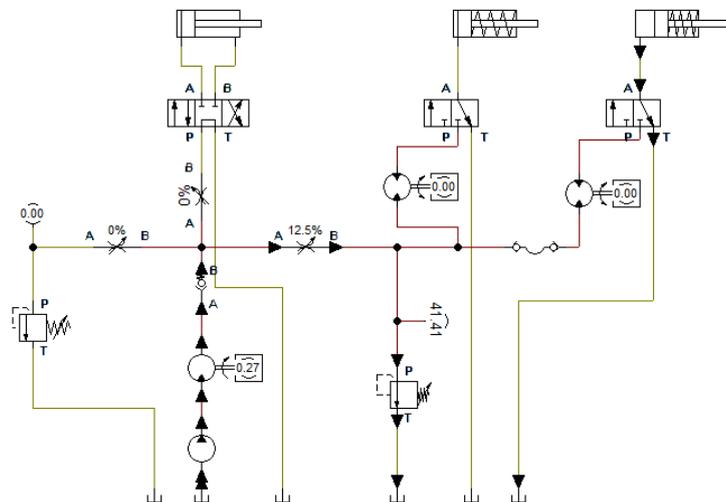


**Figura 2.3 Impulsión de actuadores hidráulicos secundarios**

Fuente: Software FluidSIM 4.5d

Para impulsar los actuadores secundarios se debe primero regular las válvulas estranguladoras del actuador principal a 0% (arriba e izquierda de la válvula check) para direccionar todo el caudal hacia el ramal derecho de tubería en donde se regula el dicho caudal con la una válvula estranguladora regulada al 12.5% para poder obtener un caudal de 36 *pcm* el cual será dividido luego en 18 *cfm* para cada actuador tal como se puede observar en la figura 2.3.

Cuando los actuadores auxiliares alcancen el final de su carrera, la presión en las mangueras aumentará indefinidamente hasta llegar a 1200 [psi] momento en el cual se activará la válvula de alivio de presión para devolver el fluido bombeado nuevamente hacia el tanque de almacenamiento. En la figura 2.4 vemos como los actuadores se regresan a su posición inicial, esto se logra cambiando la posición de las válvulas 3/2 vías logrando así que el fluido dentro de los cilindros retornen directamente al tanque de alimentación.

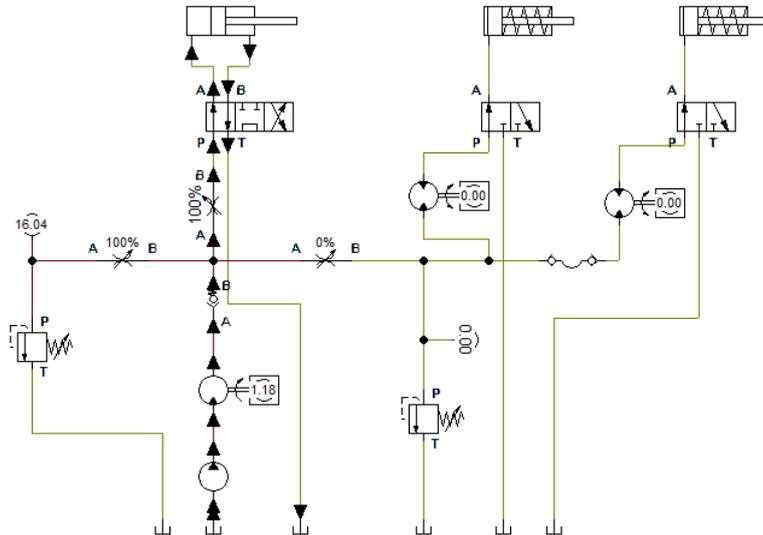


**Figura 2.4 Retorno de actuadores secundarios a su posición inicial**

Fuente: Software FluidSIM 4.5d

Para impulsar el cilindro principal se deben abrir totalmente las válvulas estranguladoras ubicadas arriba y a la izquierda de la válvula check, mientras que la tercera se cierra totalmente. Luego se debe accionar la válvula 4/3 vías en la posición uno como se ve en la figura 2.5 hasta que el

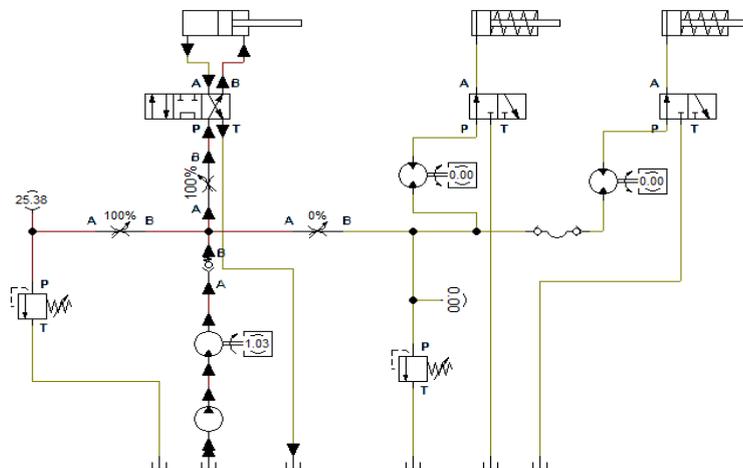
actuador recorra totalmente su carrera de avance, entonces se activa la válvula de alivio cuando la presión en la tubería alcanza el valor de 10000 [psi] desviando así todo el fluido suministrado por la bomba de regreso al tanque de alimentación.



**Figura 2.5 Impulsión del actuador hidráulico principal**

Fuente: Software FluidSIM 4.5d

Para la carrera de retorno simplemente se ubica la válvula 4/3 vías en la posición número tres (figura 2.6) en la que se evacua todo el fluido almacenado en el cilindro directamente hacia el tanque de alimentación. La posición central de la válvula 4/3 vías se puede pausar el avance o retroceso de este actuador según se requiera.



**Figura 2.6 Carrera de retorno del actuador hidráulico principal**

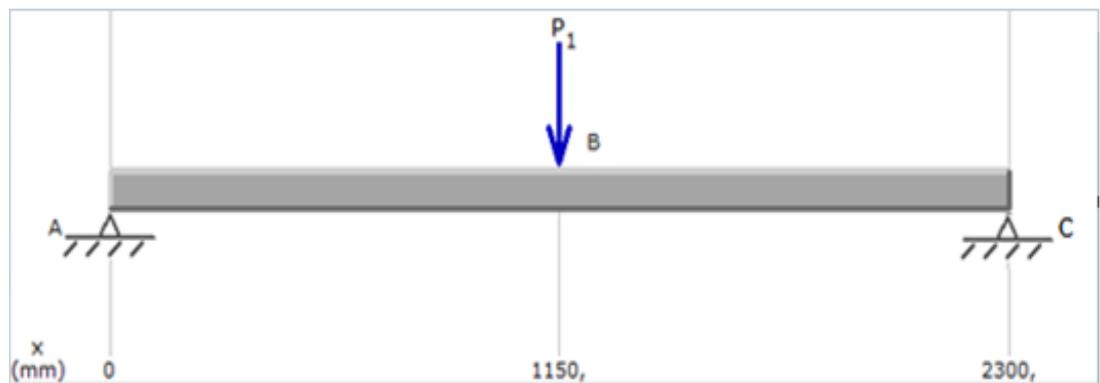
Fuente: Software FluidSIM 4.5d

## 2.3 Diseño Estructural

El diseño estructural tiene como principal objetivo asegurar que los elementos soporten las cargas a la que esta estará sometida. Cabe destacar que se realizó el diseño de cada uno de los componentes pero solamente se presentan en esta sección el análisis de los componentes críticos del sistema como vigas, uniones soldadas y pernadas, etc.

### 2.3.1 Diseño de las vigas de soporte del cilindro hidráulico principal

La carga máxima producida por el cilindro hidráulico principal, tendrá que ser soportada mediante dos vigas de canal C (ver figura 1.24) por lo que cada viga tendrá que ser capaz de resistir la mitad de la carga, es decir una carga puntual de  $P_1 = 490$  [kN] en el centro de cada viga. Además, tal y como se puede observar en el diseño de forma de la figura 1.24, la unión entre estas vigas de canal C y las columnas será mediante soldadura. En base a esto podemos establecer un modelo matemático de una viga empotrada en ambos extremos con una carga puntual en el centro (figura 2.7).

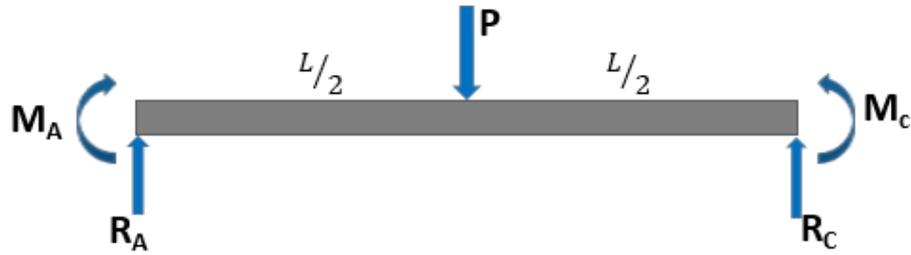


**Fig. 2.7: Modelo matemático de vigas principales**

Fuente: Software MDSolids 3.5

Este modelo implica un análisis de la viga como un elemento indeterminado, ya que se generan dos reacciones en ambos extremos (fuerzas y momentos) dando como resultado un total de cuatro incógnitas, lo cual no puede ser resuelto por los métodos de estática tradicionales en

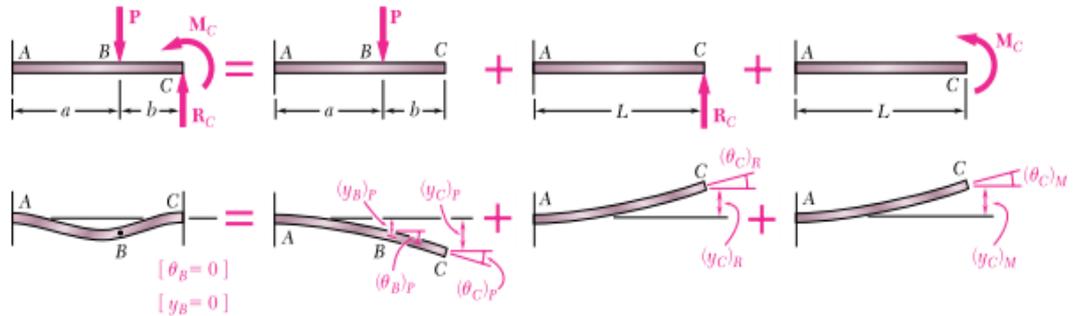
que solo se obtienen tres ecuaciones. En la figura 2.8 podemos ver el diagrama de cuerpo libre de dicho elemento.



**Fig. 2.8: Diagrama de cuerpo libre de vigas principales**

Fuente: Elaboración propia

Para resolver este sistema indeterminado de segundo grado se utilizó el principio de superposición, tomando el extremo C, se cogen como redundante la fuerza  $R_c$  y el momento  $M_c$ . Entonces las deformaciones y las pendientes producidas por las cargas  $P$ , la fuerza  $R_c$  y el momento  $M_c$  se consideran por separado tal y como se muestra en la figura 2.9 (siendo  $a = b = L/2$ ). Para cada carga, la deflexión y pendientes de vigas se encuentran en el apéndice A.



**Fig. 2.9: Principio de superposición aplicado para calcular las reacciones**

Fuente: Beer and Johnston, 2010.

### Carga P

Se puede observar que en este caso la porción BC de la viga permanece recta, por lo tanto, las pendientes se mantienen invariable en este tramo.

$$(\theta_C)_P = (\theta_B)_P = -\frac{P\left(\frac{L}{2}\right)^2}{2EI} = -\frac{PL^2}{8EI} \quad (\text{Ec. 8})$$

$$(y_C)_P = (y_B)_P + (\theta_C)_P \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$\begin{aligned}
 (y_C)_P &= -\frac{P \left(\frac{L}{2}\right)^3}{3EI} - \frac{P \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2EI} * \left(\frac{L}{2}\right) \\
 (y_C)_P &= -\frac{PL^3}{24EI} - \frac{PL^3}{16EI} \\
 (y_C)_P &= -\frac{5PL^3}{48EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 9)
 \end{aligned}$$

Donde:

P: Carga externa aplicada [N].

L: Longitud total de la viga [m].

E: Módulo de Young del acero [GPa].

I: Momento de Inercia de la sección transversal de la viga [m<sup>4</sup>].

**Fuerza Rc:**

$$(\theta_C)_R = +\frac{R_C L^2}{2EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 10)$$

$$(y_C)_R = +\frac{R_C L^3}{3EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 11)$$

**Momento Mc**

$$(\theta_C)_M = +\frac{M_C L}{EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 12)$$

$$(y_C)_M = +\frac{M_C L^2}{2EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 13)$$

**Condiciones de Fronteras**

En el extremo C la pendiente y la deflexión deben ser 0.

$$\begin{aligned}
 \theta_C &= (\theta_C)_P + (\theta_C)_R + (\theta_C)_M \\
 0 &= -\frac{PL^2}{8EI} + \frac{R_C L^2}{2EI} + \frac{M_C L}{EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 14)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (y_C) &= (y_C)_P + (y_C)_R + (y_C)_M \\
 0 &= -\frac{5PL^3}{48EI} + \frac{R_C L^3}{3EI} + \frac{M_C L^2}{2EI} \qquad \qquad \qquad (Ec. 15)
 \end{aligned}$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones 14 y 15, se encuentran las reacciones en el extremo C:

$$M_C = -\frac{1}{8}PL \quad (\text{Ec. 16})$$

$$R_C = \frac{P}{2} \quad (\text{Ec. 17})$$

Las reacciones en el extremo A se encuentran usando los métodos de estática:

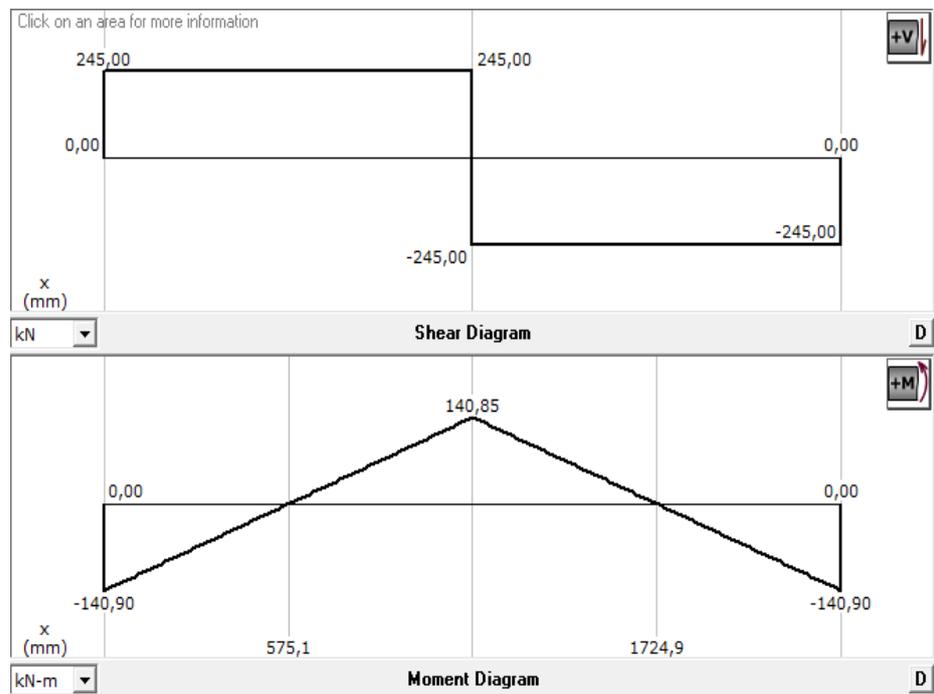
$$M_A = \frac{1}{8}PL \quad (\text{Ec. 18})$$

$$R_A = \frac{P}{2} \quad (\text{Ec. 19})$$

Reemplazando valores tenemos:

$$|M_A| = |M_C| = 140.9 \text{ [kNm]}$$

$$|R_A| = |R_C| = 245 \text{ [kN]}$$



**Fig. 2.10: Diagramas de fuerza cortante y momento flector**

Fuente: Software MDSolids 3.5

## Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector

Una vez encontradas las reacciones, se procedió a graficar los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector (fig. 2.10) con el propósito de encontrar los valores máximos para fines de diseño. Las vigas deben ser capaces de soportar el momento flector máximo generado, el cual tiene el valor de  $140.85 \text{ kNm}$  en el centro de la misma, como podemos constatar en la figura 2.10. Entonces el esfuerzo de flexión máximo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S} \quad (\text{Ec. 20})$$
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{140.85 \text{ kNm}}{S}$$

Donde:

S: Modulo de la sección de la viga [ $m^3$ ].

$M_{m\acute{a}x}$ : Momento flector máximo [ $kNm$ ].

Tomando una viga de acero estructural A-36 con un límite de fluencia  $S_y$  de 36 ksi [250 MPa] y un factor de seguridad  $\eta$  de 1.8, el esfuerzo permisible es:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{\eta} \quad (\text{Ec. 21})$$
$$\sigma_{perm} = 138.9 \text{ [MPa]}$$

Igualando las ecuaciones 18 y 19:

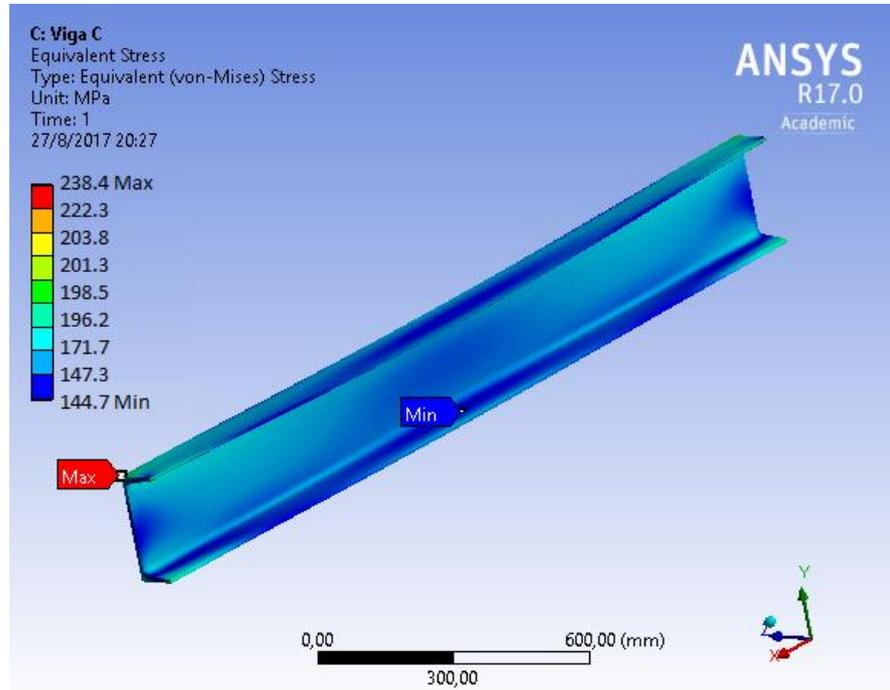
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{perm}$$
$$\frac{140.85 \text{ kN}}{S} = 138.9 \text{ [MPa]}$$
$$S = \frac{140.85 \text{ kN}}{138.9 \text{ MPa}}$$
$$S_{min} = 1.014 * 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]} = 1014 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Se selecciona entonces la viga UPN400 con (ver apéndice A):

$$S_{xx} = 1020 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$I_{xx} = 20350 \text{ [cm}^4\text{]}$$

En la figura 2.11 se pueden observar el resultados de análisis de esfuerzos sobre cada una de las vigas principales, el esfuerzo máximo se encuentra en un extremo del elemento y tiene un valor de 238.4 [MPa].



**Fig. 2.11: Análisis de esfuerzos de las vigas principales**

Fuente: Elaboración propia.

### Deflexión máxima en las vigas de canal C

La deflexión máxima se producirá en la parte central de la viga, es decir en el punto B. Continuando usando el principio de superposición tomando como redundante el extremo c de la viga, tenemos la deflexión en el punto central de la viga:

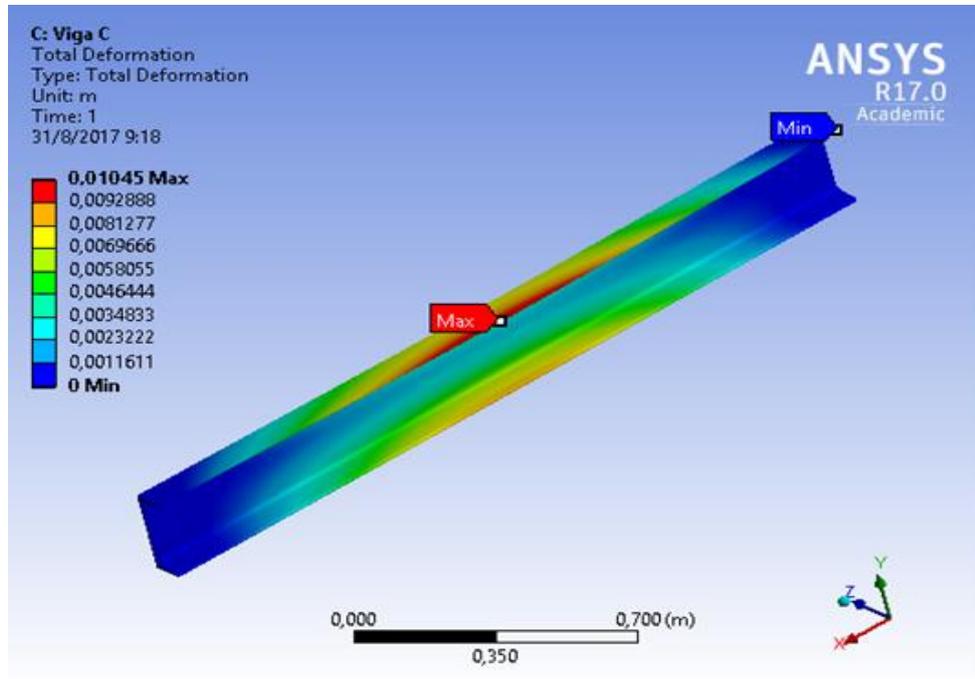
$$y_B = (y_B)_P + (y_B)_R + (y_B)_M \quad (Ec. 22)$$

$$y_B = -\frac{PL^3}{24EI} + \frac{R_C L^3}{24EI} + \frac{M_C L^3}{8EI}$$

$$y_B = -5.183 + 4.906 + 2.18 \text{ [mm]}$$

$$y_B = -0.927 \text{ [mm]}$$

Como podemos ver la deflexión máxima resulta ser menor a un milímetro por lo que es más que aceptable considerando la magnitud de la carga y la gran longitud del elemento.



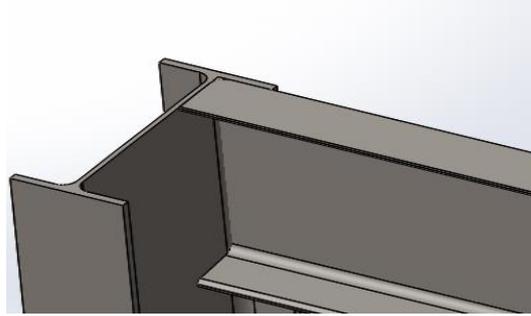
**Fig. 2.12: Análisis de deformaciones de las vigas principales**

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 2.12 se pueden observar los resultados de análisis de deformaciones sobre las vigas de canal C. La deflexión máxima se da en el centro de la viga y alcanza un valor de 10.45 [mm], un valor muy cercano al calculado teóricamente.

### **Diseño de uniones Soldadas entre vigas y columnas.**

La estructura contará con varias uniones soldadas, pero se analizaron solamente las uniones soldadas consideradas como críticas es decir las uniones entre las vigas de canal C y las columnas (fig. 2.13).

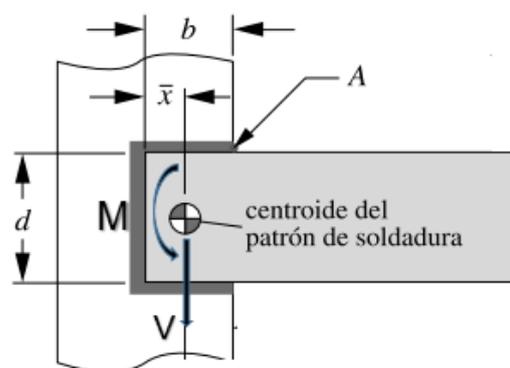


**Fig. 2.13: Junta soldada entre viga y columna**

Fuente: Elaboración propia.

Se seleccionó una soldadura tipo filete entra la viga de canal C y la parte interior del ala de la columna IPE-400 seleccionada, como podemos ver en el esquema de la figura 2.13. El análisis de esta junta soldada se realizó considerando la soldadura como una línea, en donde la soldadura es la encargada de soportar las reacciones encontradas anteriormente ( $V = 245 [kN]$  y  $M = 140.9 [kNm]$ ), ubicadas en el centroide del patrón de dicha soldadura. Las dimensiones  $b$  y  $d$  se escogen por conveniencia de espacio.

Cabe destacar que la fuerza  $V$  produce un esfuerzo cortante uniforme sobre todo el cordón de soldadura, mientras que el momento  $M$  produce un esfuerzo de torsión no uniforme. Dado que el punto A es el más lejano del cordón, el esfuerzo torsor es mayor en dicho punto y por lo tanto este es el punto crítico a analizar. En el apéndice A podemos ver los diferentes factores geométricos utilizados para el análisis de soldadura como línea, la figura 5 es nuestro caso.



**Fig. 2.14: Diagrama de cuerpo libre de la unión soldada.**

Fuente: Robert L. Norton, 2011

$$x = \frac{b^2}{2b+d} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$x = 9.10 \text{ mm}$$

Donde:

b: 70 [mm].

d: 400 [mm].

x: Coordenada del centroide del patrón de soldadura [mm]

$$A_W = d + 2b \quad (\text{Ec. 24})$$

$$A_W = 540 \text{ [mm]}$$

Donde:

$A_W$ : Área normalizada de la soldadura [mm].

$$J_W = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$J_W = 11.12 * 10^6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Donde:

$J_W$ : Momento polar de Inercia de área normalizado [mm<sup>3</sup>].

Se calcularon entonces los esfuerzos cortantes y torsores normalizados:

$$f_s = \frac{V}{A_W} \quad (\text{Ec. 26})$$

$$f_s = 454 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$f_t = \frac{Tr}{J_W} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$f_t = 2649 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Donde:

$f_s$ : Esfuerzo cortante normalizado [N/mm].

$f_t$ : Esfuerzo Torsor normalizado [N/mm].

r: Longitud desde el centroide hasta el punto crítico [mm].

Estos esfuerzos se suman vectorialmente para encontrar la fuerza resultante  $[F_R]$ . Para este cometido primero se expresan estos vectores de esfuerzos en sus componentes rectangulares:

$$f_s = -454 \mathbf{j} \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$f_t = 2535 \mathbf{i} + 770 \mathbf{j} \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$\mathbf{F}_R = 2535 \mathbf{i} + 316 \mathbf{j} \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$|\mathbf{F}_R| = \sqrt{2535^2 + 316^2}$$

$$|\mathbf{F}_R| = 2555 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Debido a que el sistema se moverá de manera relativamente lenta, la soldadura fue diseñada estáticamente, es decir que el esfuerzo cortante permisible de la soldadura es el 30% de la resistencia última del electrodo utilizado según lo indica la *Sociedad Americana de Soldadura (AWS, por sus siglas en inglés)*:

$$\tau_{perm} = 0.3E_{xx} \quad (Ec. 28)$$

$$\tau_{perm} = 146 \text{ MPa}$$

Donde:

$E_{xx}$ : Resistencia ultima a la tensión de un electrodo E7018, 486 [MPa].

$$\tau_{perm} = \frac{|\mathbf{F}_R|}{t} \quad (Ec. 29)$$

$$t = \frac{|\mathbf{F}_R|}{\tau_{perm}}$$

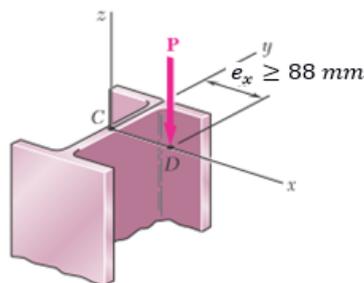
$$t = 17.53 \text{ [mm]}$$

Se elige entonces un cordón de soldadura con una garganta  $t$  de 18 mm.

### Diseño de Columnas

Una vez diseñado el cordón de soldadura el siguiente paso es diseñar las columnas que soportarán las vigas de canal C. Estos elementos deberán

soportar la fuerza de compresión y el momento generado, pero también deben tener alas lo suficientemente anchas que permitan realizar la conexión soldada analizada anteriormente, como se puede observar en la figura 2.15. Se selecciona vigas en I debido a las grandes cargas soportadas.



**Fig. 2.15: Longitud necesaria de alas de columnas I**

Fuente: Beer and Johnston, 2010.

De acuerdo a los elementos disponibles en el mercado local, se escoge una viga IPE-450 (ver Apéndice A), con una longitud de ala  $B = 190 [mm]$  y un espesor de alma  $T = 9.4 [mm]$  se tiene entonces  $e_x = [90.3 mm]$  quedando un espacio libre de  $l = 2.3 [mm]$ . El diseño de estos elementos debe hacerse a pandeo con carga excéntrica, ya que además de la carga  $P = 245 [kN]$  se tiene el momento  $M_y = 140.9 [kNm]$ , momento que debe sumarse al momento  $M'_y$  alrededor del *eje y* generado al desplazar la carga  $P$  al centro de la viga. La excentricidad  $d_x$  se calcula mediante geometría, al estar las cargas  $P$  y  $M_y$  ubicadas en el centroide de la configuración geométrica de la soldadura (figura 2.14).

$$d_x = l + x + t \quad (Ec. 30)$$

$$d_x = 2.3 + 9.1 + 18$$

$$d_x = 29.4 [mm]$$

Donde,

$d_x$ : Excentricidad en el eje x [mm].

$l$ : Espacio libre entre del ala de la columna [mm].

$x$ : Distancia del centroide del patrón de soldadura [mm].

$t$ : Ancho del condón de soldadura [mm].

Entonces:

$$M = M_y + M'_y \quad (\text{Ec. 31})$$

$$M = M_y + Pd_x \quad (\text{Ec. 32})$$

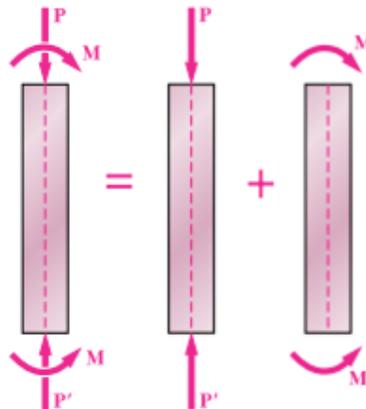
$$M = 140.9 \text{ [kNm]} + (245 \text{ [kN]})(0.0294 \text{ [m]})$$

$$M = 140.9 \text{ [kNm]} + 7.20 \text{ [kNm]}$$

$$M = 148.1 \text{ [kNm]}$$

El momento generado alrededor del *eje x* generado al desplazar la carga *P* al centro de la viga se toma como despreciable al considerar la poca excentricidad existente. Dicho esto, se tiene el diagrama de cuerpo libre de las columnas. En la figura 2.16 se puede observar que esta columna se puede analizar al considerar las cargas por separado, tal como lo indica el método de interacción en donde la columna debe soportar la compresión producida por *P* y la flexión pura producida por *M*.

$$\frac{P/A}{(\sigma_{perm})_{c\acute{e}ntrico}} + \frac{Mc/I}{(\sigma_{perm})_{flexi\acute{o}n}} \leq 1 \quad (\text{Ec. 33})$$



**Fig. 2.16: Diagrama de cuerpo libre de las columnas**

Fuente: Beer and Johnston, 2010.

Se tiene una columna de longitud  $L = 3000 \text{ mm}$  con ambos extremos fijos (soldados) se tiene una longitud efectiva  $L_e = \frac{L}{2} = 1500 \text{ [mm]}$ . Entonces la relación de esbeltez es:

$$\frac{L_e}{r_y} = \frac{1500 [mm]}{41.2 [mm]} = 36.4 \quad (Ec. 34)$$

Donde;

$r_y$ : Radio de giro de la columna en el **eje y** [mm].

Como este valor de relación de esbeltez es menor al valor crítico  $\left(\frac{L_e}{r_y}\right)_{cr} = 4.71 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = 133.2$  para acero estructural A-36 se usan las ecuaciones 35 y 36 para el caso de pandeo inelástico:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L_e}{r_y}\right)^2} \quad (Ec. 35)$$

$$\sigma_{cr} = \left[0.658 \frac{\sigma_y}{\sigma_e}\right] \sigma_y \quad (Ec. 36)$$

Reemplazando valores encontramos:

$$\sigma_e = 1490 [MPa]$$

$$\sigma_{cr} = 233 [MPa]$$

Cuando el esfuerzo crítico  $\sigma_{cr}$  en una columna es superado, entonces se produce el fenómeno de pandeo. Se debe introducir un factor de seguridad para obtener las ecuaciones finales de diseño del Instituto Americano de Construcciones de Acero (AISC, por sus siglas en inglés), el factor de seguridad indicado por la especificación es 1.67. Por lo tanto:

$$(\sigma_{perm})_{c\acute{e}ntrico} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} \quad (Ec. 37)$$

$$(\sigma_{perm})_{flexi\acute{o}n} = \frac{\sigma_y}{1.67} \quad (Ec. 38)$$

Resultando:

$$(\sigma_{perm})_{c\acute{e}ntrico} = 140 [MPa]$$

$$(\sigma_{perm})_{flexi\acute{o}n} = 149.7 [MPa]$$

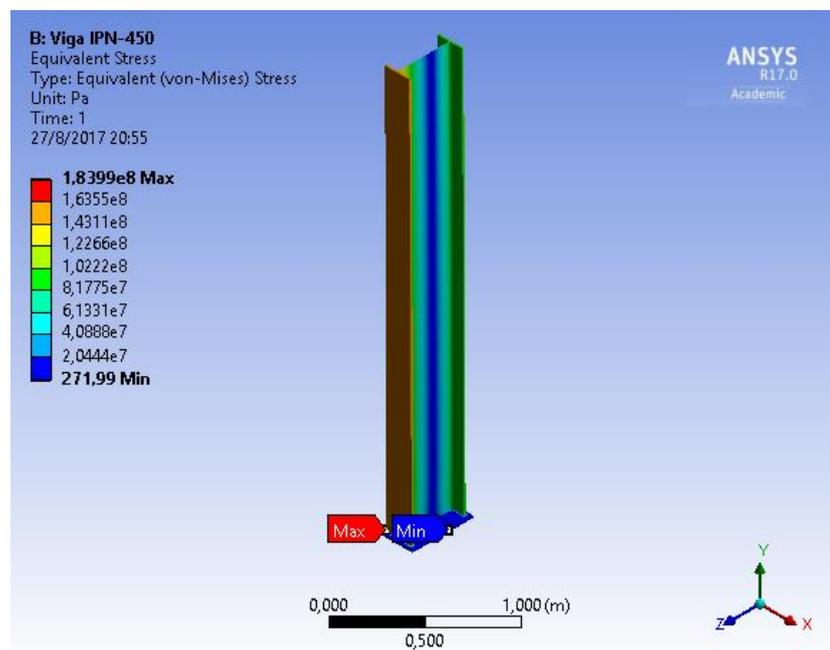
Reemplazando valores en la ecuación 33, tenemos:

$$\frac{245 [kN]/9880[mm^2]}{140 [MPa]} + \frac{140.9 \times 10^3 [kNmm]/1500 \times 10^3 [mm^3]}{149.7 [MPa]} \leq 1$$

$$\frac{24.8 [MPa]}{140 [MPa]} + \frac{98.7 [MPa]}{149.7 [MPa]} \leq 1$$

$$0.836 \leq 1$$

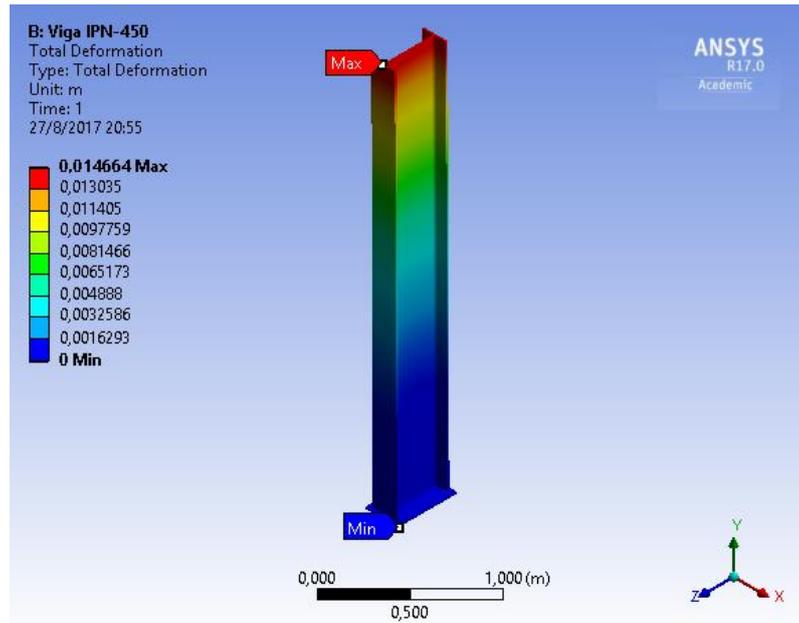
Por lo tanto, el elemento seleccionado (viga IPE-450) como columna soportará las cargas sin ningún inconveniente. En la figura 2.17 se muestran los resultados del análisis de esfuerzos combinados de von Mises sobre cada una de las columnas realizados con la versión estudiantil de Ansys Static Estructural. El valor máximo de esfuerzo es de 184 [MPa].



**Fig. 2.17: Análisis de esfuerzos de las columnas**

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 2.18 se muestran los resultados del análisis de deformaciones sobre las columnas realizadas con la versión estudiantil de Ansys Static Estructural. El valor máximo de la deflexión es de 1.4 [mm].

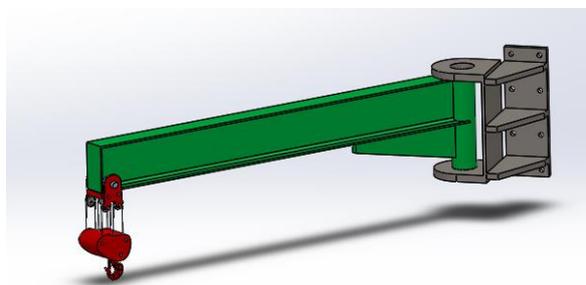


**Fig. 2.18: Análisis de deformaciones de las columnas**

Fuente: Elaboración propia.

### Diseño del Sistema de Izaje

En la figura 2.19 se muestra el esquema del sistema de izaje diseñado, el cual es capaz de soportar cargas de hasta 1500 *kg*. El ensamble está conformado por una viga que se sujeta mediante pernos a una de las columnas de la estructura de la prensa. Este brazo puede girar libremente alrededor de una ménsula y consta con un tecele de 2 toneladas el cual puede deslizarse a lo largo del elemento para que la carga pueda alcanzar la meza de trabajo de la prensa.



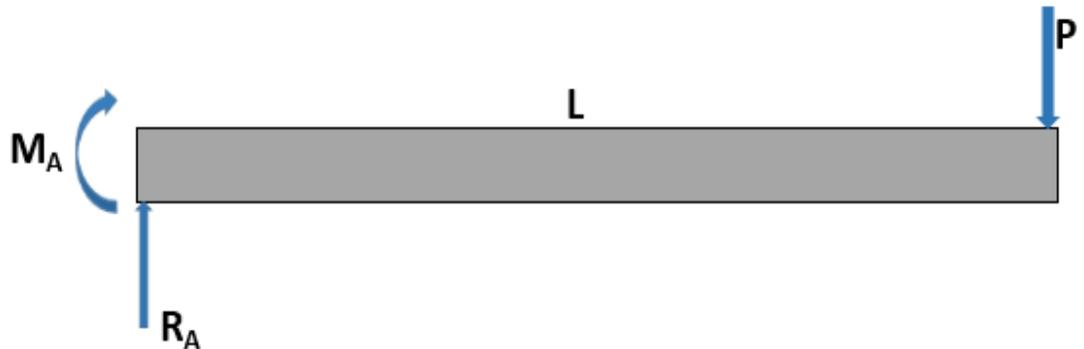
**Fig. 2.19: Ensamble sistema de izaje de carga**

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestran los cálculos del diseño de la viga y la unión pernada de este ensamble.

### Diseño de viga del sistema de izaje

Este elemento se puede modelar como una viga en voladizo con una carga **P** en su extremo de 1500 *kg*, la cual corresponde al peso de las campanas de las bombas axiales. La longitud de este elemento es de 1800 [mm]. En la figura 2.20 se muestra el diagrama de cuerpo libre de dicho elemento, donde podemos ver que se genera como reacciones **M<sub>A</sub>** y **R<sub>A</sub>**.



**Fig. 2.20: Diagrama de cuerpo del brazo de alimentación**

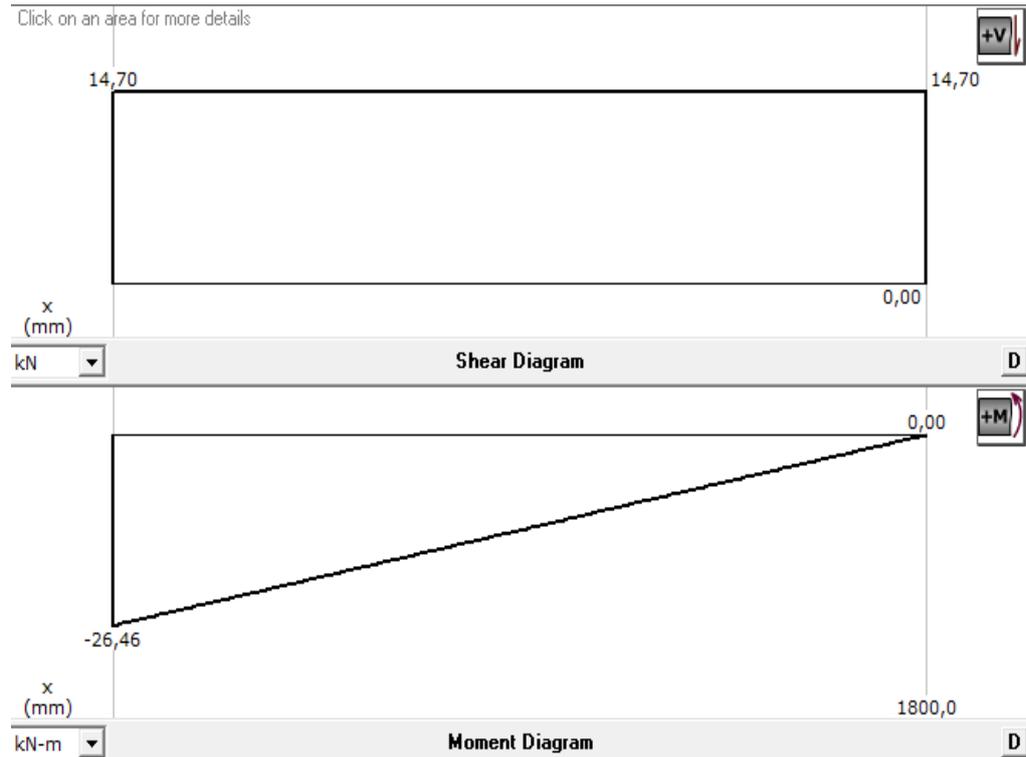
Fuente: Elaboración propia

Utilizando los métodos de estática, se obtienen:

$$R_A = 140.7 \text{ [kN]}$$

$$M_A = 26.46 \text{ [kNm]}$$

En las figuras 2.21 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector a lo largo de todo el elemento. Podemos ver que la fuerza cortante se mantiene constante, mientras que el momento flector alcanza su valor máximo en el extremo **A**.



**Fig. 2.21: Diagramas de fuerza cortante y momento flector**

Fuente: Software MDSolids 3.5

Utilizando las ecuaciones 20 y 21 utilizadas para el diseño de las vigas estructurales de la prensa y tomando una viga de acero estructural A-36 con un límite de fluencia  $S_y$  de 36 ksi [250 MPa] y un factor de seguridad  $\eta$  de 1.8 tenemos:

$$S_{min} = \frac{26.46 \text{ kN}}{138.9 \text{ MPa}}$$

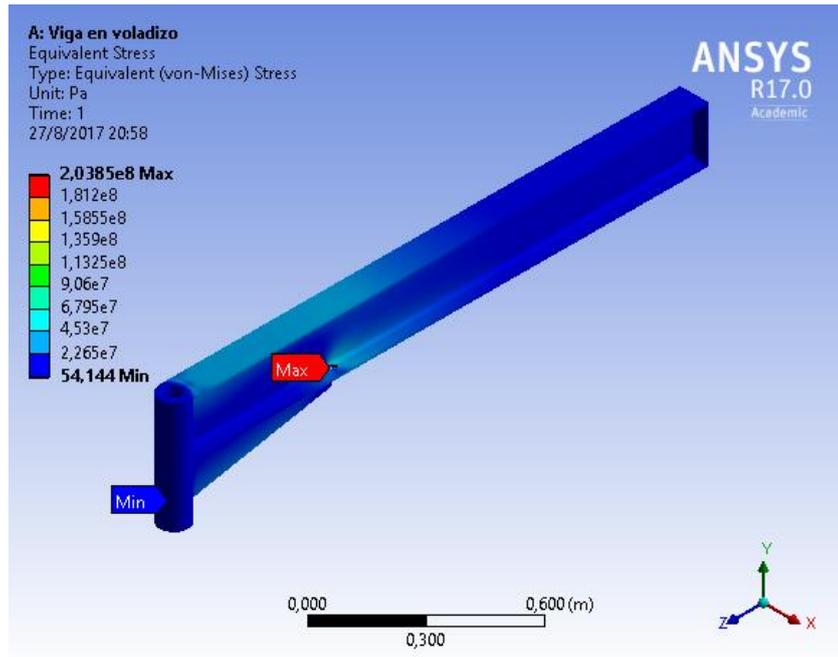
$$S_{min} = 0.01904 * 10^{-3} [m^3] = 190.4 [cm^3]$$

Se selecciona entonces la viga IPE-200 con (ver apéndice A):

$$S_{xx} = 194 [cm^3]$$

$$I_{xx} = 1940 [cm^4]$$

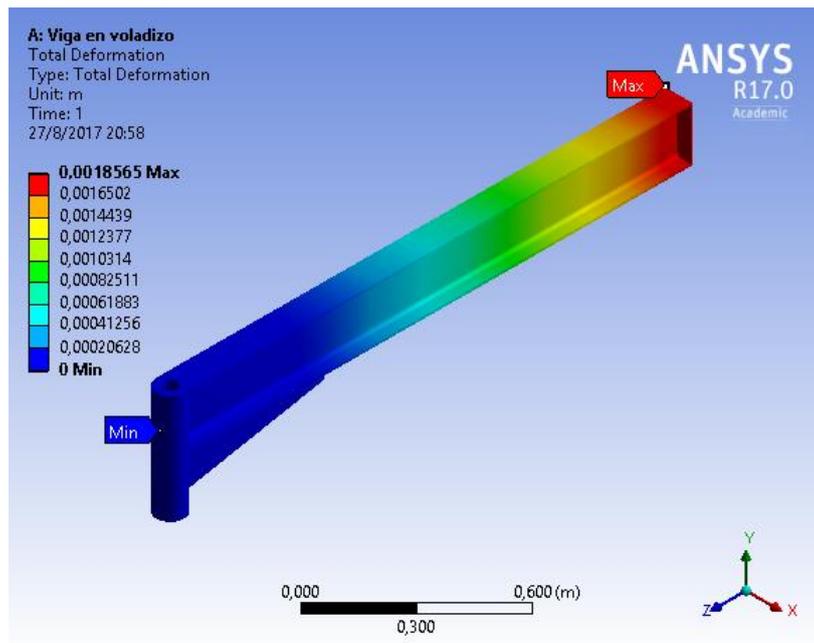
En la figura 2.22 se muestran los resultados del análisis de esfuerzos combinados de von Mises sobre este elemento realizados con la versión estudiantil de Ansys Static Estructural. El valor máximo de esfuerzo es de 238 [MPa].



**Fig. 2.22: Análisis de deformaciones de las columnas**

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 2.23 se muestran los resultados del análisis de deformaciones de este elemento, simulación realizada con la versión estudiantil de Ansys Static Estructural. El valor máximo de deflexión es de 1.86 [mm] en el extremo donde se encuentra aplicada la carga.

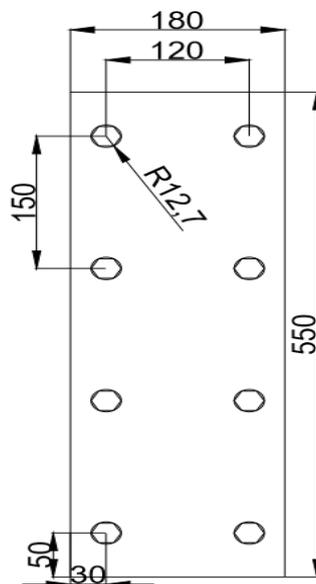


**Fig. 2.23: Análisis de deformaciones de las columnas**

Fuente: Elaboración propia.

## Diseño de unión pernada

Con el propósito de que el brazo de izaje de carga pueda ser desmontado con relativa facilidad y a su vez dicho sistema resulte lo más económico posible de manufacturar, se utilizan sujetadores mecánicos comúnmente llamados uniones pernadas. En esta sección del proyecto se analiza la sujeción mecánica del brazo de izaje de carga, la cual se acopla mediante una placa a una de las columnas de la prensa hidráulica. En la figura 2.24 se muestra un esquema de la ubicación de los pernos.



**Figura 2.24 Unión pernada del ensamble del brazo de alimentación**

Fuente: Elaboración Propia

Para el diseño de la sujeción mecánica se seleccionaron pernos disponibles en el medio local. Los cuales cuentan con las siguientes características mostradas en la tabla 2.8.

**Tabla 2.8: Características de pernos hexagonales seleccionados**

<b>Rosca</b>	1-8 UNC
<b>Longitud</b>	58.16 [mm]
<b>Diámetro nominal</b>	25.4 [mm]
<b>Grado de Calidad ISO</b>	8.8

Fuente: Elaboración Propia

Se ha diseñado una geometría a conveniencia para la respectiva ubicación de los sujetadores mecánicos y se han seleccionado los pernos que serán utilizados para sujetar el brazo de izaje de carga, para de tal manera corroborar si este diseño satisface o no satisface la teoría de falla de Goodman. Primeramente, se especifica las dimensiones de la placa rectangular y la distribución de los pernos (ver figura 2.24).

Para continuar con la metodología, se determina el centroide de la geometría formada por los pernos y además la fuerza y momento sobre el elemento. Para esta ocasión en particular el valor de la fuerza es  $F = 1.5 \text{ ton} = 14.71 \text{ [KN]}$ . Para corroborar si la unión mecánica es óptima se utiliza la teoría de falla de Goodman (ecuación 39) que se detalla a continuación:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{Ec. 39})$$

Donde  $S_a$  y  $S_m$  son parámetros los cuales se los determinarán posteriormente y son de gran utilidad para encontrar el factor de seguridad de la sujeción mecánica y de este modo verificar si los pernos seleccionados cumplen con el criterio de falla. Para poder aplicar la ecuación de teoría de falla de Goodman se debe las propiedades mecánicas de los pernos de clase 8.8, las mismas que se encuentran especificadas en la tabla 2.9.

**Tabla 2.9: Propiedades de resistencia mecánica de pernos ISO 8.8**

$S_e$ (Mpa)	$S_p$ (Mpa)	$S_y$ (Mpa)	$S_{ut}$ (Mpa)
129	600	660	830

Fuente: Elaboración Propia

A continuación, se procede a calcular parámetros de rigidez en base a la geometría de los pernos, utilizando el método del cono truncado.

$$Kb = \frac{A_R A_{NRE}}{A_{NR} L_R + A_R L_{NR}} \quad (Ec. 40)$$

$$Km = \frac{0.5577\pi Ed}{2 \ln\left(5 \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d}\right)} \quad (Ec. 41)$$

Donde,

d: Diámetro nominal del perno [mm].

l: Longitud total del perno [mm].

A<sub>R</sub>: Área de esfuerzos de la longitud roscada [mm<sup>2</sup>].

A<sub>NR</sub>: Área de esfuerzos de la longitud no roscada [mm<sup>2</sup>].

L<sub>R</sub>: Longitud roscada del perno [mm].

L<sub>NR</sub>: Longitud no roscada del perno [mm].

Reemplazando los valores estandarizados para pernos UNC de la norma ANSI B1.1-1974, se obtiene que:

$$Kb = 2403 \text{ [Gpa]}$$

$$Km = 4.8 \text{ [Gpa]}$$

A continuación, se procede a calcular el valor del parámetro C, que corresponde a la porción o fracción de la carga externa **P** soportada por cada perno.

$$C = \frac{Kb}{Kb + Km} = \frac{2403}{2403 + 4.8} = 0.99 \quad (Ec. 42)$$

A paso siguiente se calculan los esfuerzos soportados por cada uno de los pernos. Se inicia con el cálculo de las fuerzas primarias y secundarias aplicadas sobre cada uno de los pernos debido al cortante y momento.

$$F' = \frac{V}{N} \quad (Ec. 43)$$

Donde  $V$  es la fuerza cortante, para este caso en particular  $V = F$ ,  $N$  es el número de pernos seleccionados, para este caso  $N = 8$ .

$$F'' = \frac{M r_N}{\sum r^2} \quad (Ec. 44)$$

$$M = 14.71 \times 2.1 = 30.89 \text{ [KN]}$$

$$r = \sqrt{225^2 + 60^2}$$

$$r = 232.86 \text{ mm} = 0.232 \text{ m}$$

Donde  $M$  es el momento aplicado en el centroide  $O$  del grupo de pernos, y  $r_N$  es la distancia medida desde el centroide del grupo al centro de cada perno. Aplicando la ecuación 43 que se detalló anteriormente se obtienen las fuerzas primarias y las secundarias.

$$F' = 1.83 \text{ [[kN]}$$

$$F'' = 16.66 \text{ [kN]}$$

Una vez calculadas las fuerzas primarias y fuerzas secundarias se proceden a calcular la carga externa de tensión  $P$  sobre cada uno de los pernos:

$$P = \sqrt{(F')^2 + (F'')^2} \quad (Ec. 45)$$

$$P = \sqrt{(1.83)^2 + (16.66)^2}$$

$$P = 16.75 \text{ [kN]}$$

Además, se deben de calcular la precarga para cada perno:

$$F_p = A_{NR} S_p \quad (Ec. 46)$$

$$F_p = (390 \times 10^{-3})(600 \times 10^6)$$

$$F_p = 234 \times 10^6 \text{ [N]}$$

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$F_i = 175 \times 10^6 \text{ [N]}$$

Donde,

$F_p$ : Carga resultante en el perno [N].

$S_p$ : Resistencia del perno [N].

Una vez ya calculado tanto las fuerzas primarias, fuerzas secundarias y de precarga en los pernos se procede a evaluar los esfuerzos sobre los mismos:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_{NR}} \quad (\text{Ec. 47})$$

$$\sigma_a = 18 \text{ [kN]}$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_{NR}} + \frac{Fi}{A_{NR}} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$\sigma_m = 448 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = \sigma_m - \sigma_i \quad (\text{Ec. 49})$$

$$\sigma_i = 447 \text{ [Mpa]}$$

Los parámetros  $S_a$  y  $S_m$  se calculan con las ecuaciones 49 y 50, tomando los valores de resistencia de la tabla 2.9.

$$S_m = \frac{S_{ut}(S_e + \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = 498 \text{ [Mpa]} \quad (\text{Ec. 50})$$

$$S_a = S_m - \sigma_i = 51 \text{ [MPa]} \quad (\text{Ec. 51})$$

Finalmente, luego de haber calculado cada una de las variables, se puede aplicar la ecuación 39 del criterio de falla de Goodman y corroborar el factor de seguridad.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$\frac{51}{129} + \frac{498}{830} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.01$$

Como el valor del factor de seguridad es igual a 1, por lo tanto, el diseño de la unión pernada es confiable.

# CAPÍTULO 3

## 3. ANÁLISIS DE RESULTADO

### 3.1 Resultados del Proyecto

En esta sección se da a conocer la totalidad de los resultados del diseño de cada uno de los elementos que forman parte del proyecto, los mismos que se obtuvieron en el capítulo 2. A continuación, se muestran tablas con las magnitudes y unidades de cada uno de los elementos.

**Tabla 3.1 Resultados de los actuadores hidráulicos**

<b>Sistema Hidráulico</b>		
Parámetro	Valor	Unidad
Capacidad del cilindro principal	100	[Ton]
Presión de trabajo	10000	[psi]
Diámetro del cilindro principal	5.5	[pulg]
Carrera del cilindro principal	10.125	[mm]
Velocidad de avance pistón principal	5.8	$\left[\frac{\text{pulg}}{\text{min}}\right]$
Volumen del cilindro principal	216.6	[Pulg <sup>3</sup> ]
Caudal del cilindro principal	120	$\left[\frac{\text{Pulg}^3}{\text{min}}\right]$
Potencia del motor	3	HP
Diámetro de los cilindros auxiliares	0.75	[pulg]
Carrera de los cilindros auxiliares	15	[pulg]
Caudal de los cilindros auxiliares	16.58	$\left[\frac{\text{Pulg}^3}{\text{min}}\right]$
Velocidad de avance de los cilindros auxiliares	30	$\left[\frac{\text{pulg}}{\text{min}}\right]$
Volumen de tanque de almacenamiento de aceite	107	[gal]

Fuente: Elaboración propia

Como podemos observar en la tabla 3.1 se muestra los resultados obtenidos en el diseño del sistema hidráulico, se puede divisar las

dimensiones tanto del actuador principal, como las dimensiones de los actuadores auxiliares encargados de desplazar la mesa de trabajo con facilidad. Así mismo se muestra cada uno de los parámetros los cuales sirvieron para poder calcular la potencia del motor eléctrico: carrera, velocidad de avance, tiempo de avance y caudal. Otro resultado que se muestra en la tabla 3.1 es el valor del volumen del reservorio o tanque de almacenamiento el cual contendrá el fluido hidráulico, el cual es el resultado de la suma de los volúmenes de los tres actuadores más el de las mangueras.

**Tabla 3.2 Resultados del diseño de columnas**

Columnas		
Parámetro	Valor	Unidad
Excentricidad	29.4	[mm]
Momento Total	148.1	[KN.m]
Longitud efectiva	1500	[mm]
Relación de esbeltez	36.4	—
Esfuerzo de Euler	1490	[Mpa]
Esfuerzo critico	233	[Mpa]
Esfuerzo permisible (compresión)	140	[Mpa]
Esfuerzo permisible (Flexión)	149.7	[Mpa]

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.2 se muestran los resultados hallados en el diseño de las columnas que serán parte del proyecto. Dichas columnas fueron diseñadas con carga excéntricas como se indicó en la sección 2.3.1 del capítulo anterior. Las columnas que se seleccionaron son perfiles IPE-450 donde se tomó el módulo de sección con respecto al **eje x-x** y aplicando la relación de esfuerzos combinados de compresión y flexión en cada columna se comprobó que estos elementos satisfacen la ecuación derivada del método de interacción.

**Tabla 3.3 Resultados del diseño de vigas**

Vigas		
Parámetro	Valor	Unidad
Momento Flector Máximo	148.85	[ <i>kN.m</i> ]
Fuerzas de Reacción	245	[ <i>kN</i> ]
Momentos de Reacción	140.9	[ <i>kN.m</i> ]
Módulo de Sección	1020	[ <i>cm<sup>3</sup></i> ]
Momento de Inercia	20350	[ <i>cm<sup>4</sup></i> ]
Deflexión Máxima	0.927	[ <i>mm</i> ]

Fuente: Elaboración propia

Los resultados obtenidos en el diseño de las vigas se encuentran resumidos en la tabla 3.3. Podemos destacar algunos de estos resultados como los altos valores de las reacciones (momentos y fuerzas), el elevado valor del momento flector máximo que se generan debido a la magnitud de la fuerza de diseño (980 [*kN*]). A pesar de esta gran fuerza que soportan las vigas, se observa que la deflexión máxima generada es de menos de un milímetro lo que corresponde a un 0,04% de la longitud total de dichas vigas.

En la siguiente tabla vemos en cambio los resultados obtenidos en el diseño de la soldadura entre las vigas y columnas consideradas críticas. El esfuerzo total es la resultante de la suma vectorial entre las componentes de esfuerzos cortantes y torsores generadas por la fuerza y el momento de reacción respectivamente. Vemos que de estas dos componentes es el esfuerzo torsor es el que mayor contribución proporciona al esfuerzo total, haciendo ver al esfuerzo cortante prácticamente despreciable. La longitud de garganta de la soldadura es de 18 [*mm*] un valor bastante aceptable considerando las cargas de diseño.

**Tabla 3.4 Diseño de soldadura**

Soldadura		
Parámetro	Valor	Unidad
Coordenada centroide	9.10	[mm]
Área Normalizada	540	[mm]
Momento Polar de Inercia Normalizada	11.12x10 <sup>6</sup>	[mm <sup>3</sup> ]
Esfuerzo cortante Normalizado	454	$\left[\frac{N}{mm}\right]$
Esfuerzo torsor Normalizado	2649	$\left[\frac{N}{mm}\right]$
Esfuerzo Total Normalizado	2555	$\left[\frac{N}{mm}\right]$
Esfuerzo permisible de la Soldadura	146	[MPa]
Longitud de garganta	18	[mm]

Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 3.5 Resultados del diseño de la unión emperrada**

Parámetro	Valor	Unidad
Rigidez del perno ( <b>Kb</b> )	2403	[GPa]
Rigidez del material ( <b>Kb</b> )	4.8	[GPa]
Fracción de carga soportada por el perno ( <b>C</b> )	0.99	[kN]
Fuerza primaria ( <b>F'</b> )	1.83	[kN]
Fuerza secundaria ( <b>F'</b> )	16.66	[kN]
Carga externa de tensión ( <b>P</b> )	16.75	[MN]
Precarga ( <b>Fi</b> )	175	[MPa]
Esfuerzo alterno ( <b>σa</b> )	51	[MPa]
Esfuerzo medio ( <b>σm</b> )	498	[MPa]
Factor de seguridad ( <b>n</b> )	1.01	-

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3.5 podemos observar algunos de los parámetros calculados para poder evaluar el factor de seguridad de la unión pernada utilizando la teoría de falla de Goodman, dicho valor de seguridad es igual a uno, por lo tanto, el diseño de la unión empernada es satisfactoria.

### 3.3 Análisis de Costos

En esta sección se usan las técnicas de análisis de costos como son la tasa interna de retorno (TIR, por sus siglas en inglés) y el valor actual neto (VAN, por sus siglas en inglés). Dichas técnicas son de gran ayuda ya que nos ayudara a tomar la decisión sobre la viabilidad económica del proyecto. Para realizar el análisis de costo del respectivo proyecto, se cotizaron cada uno de los elementos que se utilizarían para la construcción del proyecto, así mismo se debe de cotizar la mano de obra por ensamble de los mismos.

**Materiales.** - Incluye planchas de acero negro de 25 mm de espesor, perfiles estructurales sean estos perfiles UPN, IPE, pernos, tuercas, anillos de presión.

**Consumibles.** - Son sustancias y materiales que se consumen en los procesos de oxicorte, corte por plasma, soldadura y pintura.

**Accesorios y herramientas.** - Corresponden a partes y herramientas prefabricadas las cuales se incluyen en el diseño de la prensa hidráulico o accesorios que se deben de adquirir para construcción del mismo.

**Mano de obra.** - Incluyen los gastos generados a la empresa por la construcción de la prensa entre estos tenemos pagos de sueldo a sus empleados a los que abarca: soldador, operador de máquina fresadora, operador de torno, así mismo se deben considerar los gastos de diseño y dirección del proyecto.

A continuación, se presenta una tabla debidamente detallada con la cantidad de rubros utilizados y el precio referencial en el mercado local, con

el propósito de saber cuál debe ser la inversión inicial, tal como se muestra en la tabla 3.6. En párrafos posteriores se describirá con mayor explicación los cálculos realizados para estimar dichos costos.

**Tabla 3.6: Costos de los rubros de la prensa hidráulica**

Activo no corriente	Cantidad	Valor Unitario	Valor total	Vida Útil	Depreciación Mensual
Actuadores Hidráulicos Simple efecto RP25	2	\$ 471.00	\$ 942.00	2	\$ 21.00
Actuador hidráulico Doble efecto RH10010	1	\$3200.00	\$ 3200.00	2	\$ 50.00.
Perfil IPE 450	12 [m]	\$ 600.00	\$ 600.00	15	\$ 3.33
Perfil UPN 400	6 [m]	\$ 300.00	\$ 300.00	15	\$ 6.66
Perfil IPE 200	6 [m]	\$ 300.00	\$ 300.00	15	\$ 6.66
Motor- bomba	1	\$4167.00	\$ 6167.00	10	\$ 66.7
Plancha de 25 mm	1	\$ 208.00	\$208.00	15	\$ 3.86
Válvulas 4/2 Vías	1	\$ 400.00	\$ 400.00	4	\$ 12.5
Válvula 3/2 Vías	2	\$ 300.00	\$ 600.00	4	\$ 25.00
Válvula Reguladora de caudal	2	\$ 500.00	\$ 1000.00	4	\$ 37.5
Válvula de Alivio	2	\$ 300.00	\$ 600.00	4	\$ 25.00
Filtros	1	\$ 250.00	\$ 250.00	1	\$ 12.5
Manguera Hidráulica	6 [m]	\$63.75	\$382.50	2	\$ 66.25
Conexión en T 3/8	2	\$ 35.26	\$ 70.52	4	\$ 5.13
Cruceta de 3/8	1	\$ 96.98	\$ 96.8	4	\$ 4.2
<b>Total</b>			<b>\$ 1516.82</b>		<b>\$346.29</b>

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3.6 se muestra la cantidad de cada uno de los elementos que son parte de la prensa hidráulica, del mismo modo se muestra el valor unitario obtenido mediante diversas cotizaciones realizadas en casas comerciales a nivel local.

Además, en aquella tabla se detalla el tiempo de vida útil en años para posteriormente calcular la depreciación mensual en dólares americanos de cada uno de los elementos. La depreciación será de gran ayuda para el respectivo análisis del tiempo de retorno del capital invertido haciendo la suma de los gastos con la depreciación mensual de los elementos que conforman el sistema hidráulico, y el sistema estructural.

**Tabla .3.7: Costos de Consumibles**

Artículo	Cantidad	Unidad	C. Unitaria	Subtotal
Carrete de Soldadura	3	Kg	\$5.60	\$16.8
Gas CO2	1	Botella	\$ 48	\$ 48.00
Gas O2	5	Botella	\$ 45	\$ 225.00
Gas GLP	1	cilindro	\$ 15	\$ 15.00
Pintura Epóxica Roja	1	Galón	\$ 15	\$ 15,00
Diluyente	1	Galón	\$ 5,00	\$ 5.00
Desengrasante	1	Galón	\$ 10.00	\$ 10.00
Guaípe	3	Libras	\$ 2.00	\$ 6.00
<b>Total de consumibles</b>				<b>\$ 325.8</b>

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3.7 se muestra la cantidad de consumibles por el que estaría conformado esta máquina, así mismo muestra el valor de estimación de Costos. En esta sección se presentará el cálculo estimado de algunos componentes del costo total de la prensa hidráulica. Para realizar los cálculos se utilizará los conocimientos adquiridos en la Espol.

Dependiendo del tipo de labor a realizarse, este costo puede aumentar o disminuir el costo final del proyecto.

### Cálculo de costos de soldadura

En párrafos posteriores se estima el costo generado por el proceso de soldadura; primeramente, hay que definir el proceso que se ejecutará y los parámetros básicos de dicho proceso. Posteriormente se procede a calcular los costos unitarios por kilogramos de metal de aporte para cada elemento del costo total lo que abarcan electrodos consumibles, gases y energía. Por último, se realiza la sumatoria y se obtiene el costo total de soldadura.

### Tipo de proceso de Soldadura

Para soldar cada uno de los componentes estructurales se aplicará el proceso de soldadura GMAW (GAS METAL ARC WELDING), con gas activo o protector CO<sub>2</sub>, también conocido como MAG. Los electrodos a utilizar serán AWS ER70S-6 con diámetro 0.9 mm de alambre continuo. Los parámetros del proceso de mayor peso para nuestro cálculo se muestran en la tabla 3.8

**Tabla 3.8: Parámetros del proceso de soldadura**

Costo de electrodo	$M = 1.60 \frac{\$}{Kg}$
Intensidad de corriente	$A = 1.60 [A]$
Voltaje	$V = 1.60 [V]$
Densidad del metal de aporte	$C = 7850 \frac{Kg}{m^3}$
Tasa de deposición	$D = 1.86 \frac{Kg}{h}$
Flujo de gas CO <sub>2</sub>	$F = 0.35 \frac{m^3}{h}$
Costo unitario de gas CO <sub>2</sub>	$G = 4.5 \frac{\$}{m^3}$
Eficiencia de deposición	$E = 95 \%$
Factor de operación	$K = 35 \%$
Costo de energía eléctrica	$P = 95 \frac{\$}{KWh}$

Fuente: Elaboración Propia

Se empieza por estimar el costo por kilogramo de metal depositado que tiene varios componentes:

**Costo del gas activo (CO2 al 100%) por masa de metal depositado:**

$$\frac{G \times F}{D} = 0.85 \frac{\$}{Kg} \quad (Ec. 53)$$

**Costo de energía por masa de metal depositado:**

$$\frac{P \times V \times A}{1000 \times D} = 0.21 \frac{\$}{Kg} \quad (Ec. 54)$$

**Costos de materiales consumibles por metal depositado:**

$$\frac{M}{E} = 1.69 \frac{\$}{Kg} \quad (Ec. 55)$$

Paso siguiente se suman todos estos componentes para de esta manera obtener el costo por kilogramo de metal depositado.

$$0.85 + 0.21 + 1.69 = 2.75 \frac{\$}{Kg} \quad (Ec. 56)$$

El valor que se obtuvo de la sumatoria fue multiplicado por la masa total de la soldadura en cada una de las uniones. Para obtener la masa de los cordones de soldadura consiste en determinar la geometría de cada uno de los cordones de soldadura y con la ayuda de planos determinar la masa de los cordones.

Pero existe otro método para determinar la masa total de los cordones de soldadura el que es con la ayuda de medios informáticos. Para este caso en particular se obtiene la masa total de metal depositado con la ayuda del software Autodesk Inventor.

$$M = 58 Kg \quad (Ec. 57)$$

Ahora procedemos a calcular el costo total del proceso de soldadura:

$$58 \text{ Kg} \times 2.75 \frac{\$}{\text{Kg}} = \$159.5 \quad (\text{Ec. 58})$$

El valor de \$ 159.5 solamente es el costo total del proceso de soldadura, es decir no está considerado el costo de la mano de obra, este rubro se lo considera por separado.

#### **Cálculo de costos de mano de obra del proceso de soldadura**

Este costo se lo cotizo en diversas empresas dedicadas a labores de metalmecánica, pero la empresa que nos resulta más factible a considerar para realizar dicha operación es **Sercople**. Esta empresa percibe 50 dólares el día de soldadura, donde la jornada laboral comprende 8 horas diarias, y ellos en base a su experiencia nos informaron que el tiempo de trabajo para este proyecto sería una jornada laboral aproximadamente. Por lo tanto, el costo total del proceso de soldadura es de \$ 209.5, en este monto está incluido el costo de los equipos y accesorios utilizados como la mano de obra respectiva para realizar dicha operación.

#### **Cálculo de costos de Oxicorte**

Los costos relacionados a oxicorte se relacionan exclusivamente con el volumen de oxígeno consumido, esta a su vez es proporcional a la velocidad de corte que es un parámetro determinado por el espesor de la plancha que se desee cortar, ya que a menor espesor de la plancha la velocidad de avance es muy alta, caso contrario cuando el espesor de la plancha es alto la velocidad de avance tiene que ser lenta es por tal motivo que se consumen mayor cantidad de oxígeno y gas licuado de petróleo, por ende los costos aumentan.

Para poder realizar los cálculos respectivos se ha estimado los metros lineales a cortar, tanto de los perfiles estructurales y de la plancha de 25 milímetros. Además, se ha considerado un coeficiente de eficiencia de corte que expresa el porcentaje promedio de oxígeno que se desperdicia. Se hicieron uso de las siguientes fórmulas para proceder a realizar los cálculos.

**Tiempo total de Corte:**

$$T = \frac{L \times V}{n} \quad (\text{Ec. 59})$$

**Oxígeno consumido:**

$$O.C = F.O \times T \quad (\text{Ec. 60})$$

Donde,

L: longitud total cortada.

F.O: Flujo de oxígeno.

V: velocidad de avance.

n: Eficiencia de corte.

T: Tiempo total de corte.

O.C: Oxígeno consumido en el proceso.

A continuación, se muestran las cantidades de oxígeno utilizados para cortar piezas de distintos espesores:

**Tabla 3.9 Oxígeno consumido en Perfil IPE**

Espesor	$e$	9.4 [mm]
Longitud total	$L$	0.45 [m]
Velocidad de avance	$V$	200 $\left[\frac{mm}{min}\right]$
Eficiencia de corte	$n$	0.5
Tiempo de corte	$T$	0.08 horas
Flujo de oxígeno	$F.O$	360 [CFH]
Oxígeno Consumido	$C.O$	28.8 [ft <sup>3</sup> ]

Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 3.10 Oxígeno consumido en Perfil UPN**

Espesor	$e$	18 [mm]
Longitud total	$L$	0.4 [m]
Velocidad de avance	$V$	200 $\left[\frac{mm}{min}\right]$
Eficiencia de corte	$n$	0.5
Tiempo de corte	$T$	0.16 horas
Flujo de oxígeno	$F.O$	360 CFH
Oxígeno Consumido	$C.O$	57.6 [ft <sup>3</sup> ]

Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 3.11 Oxígeno consumido en Plancha de hierro Negro**

Espesor	$e$	25 [mm]
Longitud total	$L$	188.50 [m]
Velocidad de avance	$V$	200 $\left[\frac{mm}{min}\right]$
Eficiencia de corte	$n$	0.5
Tiempo de corte	$T$	2.5 horas
Flujo de oxígeno	$F.O$	360 CFH
Oxígeno Consumido	$C.O$	900 [ft <sup>3</sup> ]

Fuente: Elaboración Propia

Una vez obtenido el volumen de oxígeno consumido se procede a sumar dichas cantidades para obtener el volumen total de oxígeno consumido:

$$28.8 + 57.6 + 900 = 986.4 [ft^3] \quad (Ec. 61)$$

Teniendo en cuenta que la botella de oxígeno tiene un valor de \$45 y contiene 211.88  $ft^3$  de gas en su interior por lo tanto se necesitarán 5 botellas de oxígeno a un costo total de \$ 225, en este valor ya está incluido el valor que concierne a la mano de obra por realizar en dicho proceso de manufactura.

Hay que tener en cuenta que por cada 5 botellas de oxígeno se consume un cilindro de gas licuado de petróleo (GLP), gas esencial para mantener la combustión calor a la pieza que se a cortar.

### **Costos de mano de obra por ensamble de la máquina**

En esta parte se considera el costo de mano de obra por ensamble de del circuito hidráulico, donde se utilizarán a dos personas los cuales encargarían de realizar las conexiones respectivas por un costo de \$30 horas el día de trabajo. En la tabla 3.12 se muestran los costos por mano de obra directa por ensamble del circuito hidráulico.

**Tabla 3.12 Costos de mano de obra por ensamble del circuito hidráulico**

Mano de obra directa	Cantidad	Valor unitaria	Valor total
Servicio de ensamble	2	\$ 30	\$ 60

Fuente: Elaboración Propia

El costo total de inversión por ejecutar el proyecto se lo muestra en la tabla 3.13, en estas tablas se considera los costos de los accesorios que se utilizarán para manufacturar la máquina y así mismo se considera el costo de mano de obra.

**Tabla: 3.13 Costo total de inversión**

Inversión Inicial	Valor total
Activos Corrientes	\$15116.82
consumibles	\$ 325.8
soldadura	\$159.5
oxicorte	\$ 225
Mano de obra	\$ 269.5
<b>Total</b>	<b>\$16096.62</b>

Fuente: Elaboración Propia

Se brindará 1 año de mantenimiento como parte de garantía por adquirir nuestro equipo, este costo se da por un valor del 5% del costo total de inversión del mismo dando como resultado, los mismos lo podemos observar en la tabla 3.14.

**Tabla 3.14 Costos por mantenimiento del equipo**

Costo /Mantenimiento	% Equipo	Valor anual	Valor mensual
Mantenimiento mes	5%	\$704.83	\$58.73

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 3.15: Flujo de caja del primero al sexto mes**

Rubro	Valor Inicial	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6
Inversión	\$16096.62						
Ahorro		\$2903.38	\$2903.38	\$2903.38	\$2,903.38	\$2903.38	\$2903.38
Gastos		\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73
Depreciación		\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29
Flujo neto		\$2498.36	\$2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36
Saldo periodo Recuperación	\$16096.62	\$13 598.26	\$11 099.9	\$8 601.54	\$6103.18	\$3604.82	\$1106.46

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 3.16 Flujo de caja del séptimo al décimo segundo mes**

Rubro	Valor Inicial	Mes 7	Mes 8	Mes 9	Mes 10	Mes 11	Mes 12
Inversión	\$16096.62						
Ahorro		\$2903.38	\$2903.38	\$2903.38	\$2903.38	\$2903.38	\$2903.38
Gastos		\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73	\$58.73
Depreciación		\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29	\$346.29
Flujo neto		\$2498.36	\$2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36	\$ 2498.36
Saldo periodo de Recuperación	\$16 096.62	\$1 391.9	\$3 890.26	\$6 388.62	\$8 886.98	\$11 385.34	\$13 883.7

Fuente: Elaboración propia

En las tablas 3.15 y 3.16 podemos observar los flujos de caja realizados cada mes durante el periodo de un año, en dichas tablas se muestra la inversión final. El ahorro consiste en la cantidad que difieren de adquirir una prensa hidráulica con las mismas características en el medio local, gastos, depreciación, flujo neto y saldo del periodo de recuperación, como podemos observar el saldo periodo de recuperación en los primeros meses es negativo puesto que en este tiempo no existirá ganancia para la empresa.

### **Cálculo del TIR y el VAN**

Para poder encontrar estas dos variables que son un soporte para saber si es factible o no ejecutar dicho proyecto, fue necesario definir parámetros característicos que nos faciliten los cálculos, entre ellos tenemos: inversión inicial, valor de desecho, tiempo de vida útil del proyecto, depreciación y gastos. En la tabla 3.17 podemos observar los parámetros utilizados para encontrar la tasa interna de retorno (TIR) y el valor actual neto (VAN).

**Tabla 3.17: Parámetros para calcular TIR Y VAN**

Parámetros	
Inversión inicial	\$16 096.62
Valor de desecho	\$10 000.00
Tiempo de vida útil	20 años
Depreciación	\$304.831
Valor de mantenimiento	\$704.83

Fuente: Elaboración propia

$$P = 0 = -\$16096.62 + (\$5000)(P/F, i\%, 10) - (\$304.831)(P/A, 1\%, 10) - (\$704.83)(P/A, i\%, 10) \quad \text{(Ec. 63)}$$

$$\$16096.62 = (\$5000)(P/F, i\%, 10) - (\$1009.661)(P/A, 1\%, 10)$$

$$\$16096.62 = (\$5000) \left( \frac{1}{1 + i^{10}} \right) - (\$1009.661) \left( \frac{(1 + i)^{10} - 1}{i(1 + i)^{10}} \right)$$

$$TIR = 19\%$$

$$VAN = \$5 640.00$$

En la tabla 3.18 se muestra el resultado de flujo de caja con los valores del TIR (tasa de interna de retorno); esta mide la rentabilidad de un negocio considerando el valor del dinero en el tiempo. Es "Bueno" cuando es muy superior a la tasa referencial bancaria; en este país la tasa está en el 10.5 % entonces el TIR encontrado demuestra que sí es conveniente llevar a cabo dicho proyecto. El VAN (Valor Actual Neto) mide el dinero "sobrante o faltante" después de elegir una tasa exigida por el comprador o accionista que en este caso sería de 15% de la tasa anual de descuento; dando como resultado \$ 9 687.18 que es mayor que cero; esta es otra condición que indica que el proyecto es viable para implementar cualquier empresa. Por último, se muestra el TIEMPO DE RETORNO que es el tiempo de Recuperación de la Inversión; según el flujo de caja, la inversión se recupera en 7 meses de puesta en marcha el equipo manteniendo la producción actual y la eficiencia de la planta.

**Tabla 3.18: Resultado del Flujo de caja**

TIR	19%
VAN	\$5 640
TIEMPO DE RETORNO	7 meses

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos, podemos ver que el TIR (tasa interna de retorno), la cual mide la rentabilidad de un proyecto considerando el valor del dinero en el tiempo calculado es mayor que el MAR (tasa de interés marginal), es decir  $TIR > MAR$  . Por consiguiente, el TIR calculado es bueno cuando es muy superior a la tasa referencial bancaria; en nuestro país esta tasa está alrededor del 10.5% por lo tanto el valor encontrado en el proyecto nos certifica que sí es factible realizar la manufactura de la prensa hidráulica para que sea comercializada a nivel nacional.

# CAPÍTULO 4

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

### 4.1 Conclusiones

- Este trabajo de graduación tuvo como principal objetivo el rediseñar una prensa Hidráulica de 100 toneladas para ajuste y desajuste de cojinetes auto lubricados alojados en las campanas de bombas verticales de diferentes industrias, con un sistema de izaje que permita montar fácilmente y de manera segura estas campanas las cuales tienen un peso de tonelada y media aproximadamente. Se plantearon 5 objetivos específicos que valieron de guía para lograr el cometido expuesto como objetivo principal.
- El primer objetivo específico fue seleccionar la bomba, los actuadores y diseñar el circuito hidráulico de la prensa para así obtener todas las fuerzas que la estructura de la maquina deberá soportar. Este objetivo se logró cumplir en la sección 2.2 en donde se seleccionaron los actuadores y bomba requeridas por el sistema e incluso se pudo simular el circuito hidráulico de la prensa mediante el uso del software FluidSIM 4.5d.
- El segundo objetivo específico fue diseñar una estructura adecuada la cual pueda soportar las grandes cargas que esta debe resistir. Esto se logró realizar en la sección 2.3 en donde se diseñaron de manera teórica elementos considerados críticos en la estructura como son vigas y columnas, pero también se diseñaron las uniones pernadas y soldadas consideradas críticas.
- El tercer objetivo específico fue modelar y simular la estructura de la prensa soportando todas sus cargas. Para esto se utilizó el software de simulación ANSYS en donde se pudo comprobar que todos los elementos estructurales fueron diseñados de manera correcta en la sección 2.3. Los resultados del análisis de ANSYS se encuentran en la sección 2.3.

## 4.2 Recomendaciones

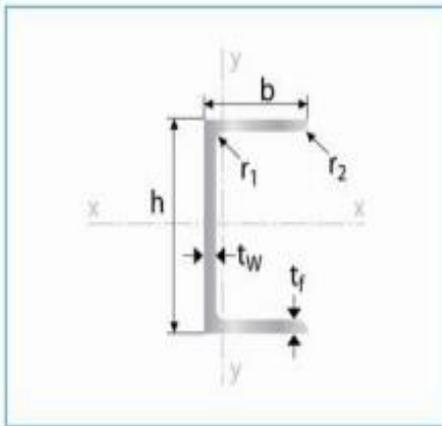
- Se recomienda a la facultad adquirir un banco de pruebas para circuitos hidráulicos para que nuestros compañeros tengan una mejor formación en el área de hidráulica y neumática, ya que estas actividades son ampliamente utilizadas en la industria contemporánea.
- El TIR calculado es bueno cuando es muy superior a la tasa referencial bancaria; en nuestro país la tasa está en el 10.5% por lo tanto el valor encontrado en el proyecto nos certifica que si es factible realizar la manufactura de la prensa hidráulica para que sea comercializada a nivel nacional.

# BIBLIOGRAFÍA

- Ascamm. (2005). *Prensas 10* . Brazil : MAPRE VOLUMEN 2.
- Diez, A. D. (2009). *Ingeniería en Máquinas (Actuadores Hidráulicos)* . Mexico. ecuatoriana, n. t. (2013). *Ecuador Patente nº DSST-NT-34*.
- estandarización, I. o. (2005). *New york Patente nº ISO 11228-1*.
- Filters, B. (1 de 1 de 2014). Tipos de filtros hidráulicos. Maekula, Estonia.
- Jordan, J. (2017). Guayaquil .
- mecanicos, S. n. (2007). *New York Patente nº ASME B30.16*.
- Nisbett, R. G. (2010). *Diseño en Ingeniería mecánica*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Quiminet. (1 de 6 de 2011). <https://www.quiminet.com>. Obtenido de <https://www.quiminet.com>.
- Solorzano, R. (2016). *Principios Ingenieriles Basicos - Bombas Hidráulicas*. 6.
- Vickers. (2004). *Manual de hidráulica industrial*. Mexico.
- Yeraldine, A. (5 de 6 de 2016). Mangueras hidráulicas. Guayaquil, Ecuador.
- Efraín Terán, (2010), Diseño asistido por computadora de un martillo excavador Guayaquil -Ecuador

# APÉNDICES

APÉNDICE A  
Catálogos y  
Tablas de diseño



Largo normal:  
6 metros / 12 metros  
Recubrimiento:  
Negro  
Calidad de acero:  
ASTM A-36 / ASTM A 572 Gr. 50  
Norma de fabricación:  
INEN 2229 / EN 10279  
Observaciones:  
Otras dimensiones y largos previa consulta.

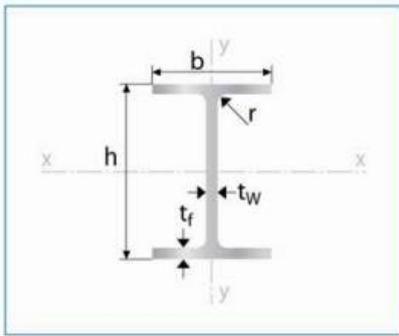
- Aplicaciones
- Estructuras.
  - Soporte de polipasto en puente grúas o tecles.
  - Puentes.
  - Rieles.



Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Cons Tors	
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x				
	h	s	b	t	r1	r2	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry		Jt
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm		cm <sup>4</sup>
UPN 80	80,00	6,00	45,00	8,00	8,00	4,00	46,00	11,00	8,64	106,00	26,50	3,10	19,40	6,36	1,33	2,16	
UPN100	100,00	6,00	50,00	8,50	8,50	4,50	64,00	13,50	10,60	206,00	41,20	3,91	29,30	8,49	1,47	2,81	
UPN120	120,00	7,00	55,00	9,00	9,00	4,50	82,00	17,00	13,40	364,00	6,037,00	4,62	43,20	11,10	1,59	4,15	
UPN140	140,00	7,00	60,00	10,00	10,00	5,00	98,00	20,40	16,00	605,00	86,40	5,45	62,70	14,80	1,75	5,68	
UPN160	160,00	7,50	65,00	10,50	10,50	5,50	115,00	24,00	18,80	925,00	116,00	6,21	85,30	18,30	1,89	7,39	
UPN180	180,00	8,00	70,00	11,00	11,00	5,50	133,00	28,00	22,00	1350,00	150,00	6,95	114,00	22,40	2,02	9,55	
UPN 200	200,00	8,50	75,00	11,50	11,50	6,00	151,00	32,20	25,30	1910,00	191,00	7,70	148,00	27,00	2,14	11,90	
UPN 220	220,00	9,00	80,00	12,50	12,50	6,50	167,00	37,40	29,40	2690,00	245,00	8,48	197,00	33,60	2,30	16,00	
UPN 240	240,00	9,50	85,00	13,00	13,00	6,50	184,00	42,30	33,20	3600,00	300,00	9,22	248,00	39,60	2,42	19,70	
UPN 260	260,00	10,00	90,00	14,00	14,00	7,00	200,00	48,30	37,90	4820,00	371,00	9,99	317,00	47,70	2,56	25,50	
UPN 280	280,00	10,00	95,00	15,00	15,00	7,50	216,00	53,30	41,80	6280,00	448,00	10,90	399,00	57,20	2,74	31,00	
UPN 300	300,00	10,00	100,00	16,00	16,00	8,00	232,00	58,80	46,20	8030,00	535,00	11,70	495,00	67,80	2,90	37,40	
UPN 320	320,00	14,00	100,00	17,50	17,50	8,75	246,00	75,80	59,50	10870,00	679,00	12,10	597,00	80,60	2,81	66,70	
UPN 350	350,00	14,00	100,00	16,00	16,00	8,00	282,00	77,30	60,60	12840,00	734,00	12,90	570,00	75,00	2,70	61,20	
UPN 380	380,00	13,50	102,00	16,00	16,00	8,00	313,00	80,40	63,10	15760,00	829,00	14,00	615,00	78,70	2,77	59,10	
UPN 400	400,00	14,00	110,00	18,00	18,00	9,00	324,00	91,50	71,80	20350,00	1020,00	14,90	846,00	102,00	3,04	81,60	

Fig. A.1: Propiedades geométricas vigas UPN

Fuente: Catálogo IPAC, 2017.



Largo normal:  
6 metros / 12 metros  
Recubrimiento:  
Negro  
Calidad de acero:  
ASTM A-36 / ASTM A 572 Gr. 50  
Norma de fabricación:  
INEN 2231 / EN 10024  
Observaciones:  
Otras dimensiones y largos previa consulta.

- Aplicaciones
- Estructuras.
  - Soporte de polipasto en puente grúas o techos.
  - Puentes.
  - Rieles.



Designación	Dimensiones							Área	Peso	Propiedades Elásticas						Módulo Plástico		Cons Tors
	Altura		Ala		Distancias					Eje y-y			Eje x-x			Zx	Zy	Jt
	h	s	b	t	r1	r2	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	Zx	Zy	Jt
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>
IPE 80	80,00	3,80	46,00	5,20	5,00	69,60	59,60	7,64	6,00	80,10	20,00	3,24	8,50	3,70	1,05	23,20	5,80	0,70
IPE 100	100,00	4,10	55,00	5,70	7,00	88,60	74,60	10,30	8,10	171,00	34,20	4,07	15,90	5,80	1,24	39,40	9,10	1,20
IPE 120	120,00	4,40	64,00	6,30	7,00	107,40	93,40	13,20	10,40	318,00	53,00	4,90	27,70	8,60	1,45	60,70	13,60	1,74
IPE 140	140,00	4,70	73,00	6,90	7,00	126,20	112,20	16,40	12,90	541,00	77,30	5,74	44,90	12,30	1,65	88,30	19,20	2,45
IPE 160	160,00	5,00	82,00	7,40	9,00	145,20	127,20	20,10	15,80	869,00	109,00	6,58	68,30	16,70	1,84	124,00	26,10	3,60
IPE 180	180,00	5,30	91,00	8,00	9,00	164,00	146,00	23,90	18,80	1317,00	146,00	7,42	101,00	22,20	2,05	166,00	34,60	4,79
IPE 200	200,00	5,60	100,00	8,50	12,00	183,00	159,00	28,50	22,40	1943,00	194,00	8,26	142,00	28,50	2,24	221,00	44,60	6,98
IPE 220	220,00	5,90	110,00	9,20	12,00	201,60	177,60	33,40	26,20	2772,00	252,00	9,11	205,00	37,30	2,48	285,00	58,10	9,07
IPE 240	240,00	6,20	120,00	9,80	15,00	220,40	190,40	39,10	30,70	3892,00	324,00	9,97	284,00	47,30	2,69	367,00	73,90	12,90
IPE 270	270,00	6,60	135,00	10,20	15,00	249,60	219,60	45,90	36,10	5790,00	429,00	11,20	420,00	62,20	3,02	484,00	97,00	15,90
IPE 300	300,00	7,10	150,00	10,70	15,00	278,60	248,60	53,80	42,20	8356,00	557,00	12,50	604,00	80,50	3,35	628,00	125,00	20,10
IPE 330	330,00	7,50	160,00	11,50	18,00	307,00	271,00	62,60	49,10	11770,00	713,00	13,70	788,00	98,50	3,55	804,00	154,00	28,10
IPE 360	360,00	8,00	170,00	12,70	18,00	334,60	298,60	72,70	57,10	16270,00	904,00	15,00	1043,00	123,00	3,79	1019,00	191,00	37,30
IPE 400	400,00	8,60	180,00	13,50	21,00	373,00	331,00	84,50	66,30	23130,00	1156,00	16,50	1318,00	146,00	3,95	1307,00	229,00	51,10
IPE 450	450,00	9,40	190,00	14,60	21,00	420,80	378,80	98,80	77,60	33740,00	1500,00	18,50	1676,00	176,00	4,12	1702,00	276,00	66,90
IPE 500	500,00	10,20	200,00	16,00	21,00	468,00	426,00	116,00	90,70	48200,00	1928,00	20,40	2142,00	214,00	4,31	2194,00	336,00	89,30
IPE 550	550,00	11,10	210,00	17,20	24,00	515,60	467,60	134,00	106,00	67120,00	2441,00	22,30	2668,00	254,00	4,45	2787,00	401,00	123,00
IPE 600	600,00	12,00	220,00	19,00	24,00	562,00	514,00	156,00	122,00	92080,00	3069,00	24,30	3387,00	308,00	4,66	3512,00	486,00	165,00
IPE 750 X 137	753,00	11,50	263,00	17,00	17,00	719,00	685,00	175,00	137,00	159900,00	4246,00	30,30	5166,00	393,00	5,44	4865,00	614,00	137,00
IPE 750 X 147	753,00	13,20	265,00	17,00	17,00	719,00	685,00	187,00	147,00	166100,00	4411,00	29,80	5289,00	399,00	5,31	5110,00	631,00	162,00
IPE 750 X 161	758,00	13,80	266,00	17,00	19,30	719,40	685,40	204,00	161,00	186100,00	4909,00	30,20	6073,00	457,00	5,45	5666,00	720,00	212,00
IPE 750 X 173	762,00	14,40	267,00	17,00	21,60	718,80	684,80	221,00	173,00	205800,00	5402,00	30,50	6873,00	515,00	5,57	6218,00	810,00	274,00
IPE 750 X 185	766,00	14,90	267,00	17,00	23,60	718,80	684,80	236,00	185,00	223000,00	5821,00	30,80	7510,00	563,00	5,65	6691,00	884,00	337,00
IPE 750 X 196	770,00	15,60	268,00	17,00	25,40	719,20	719,20	251,00	196,00	240300,00	6241,00	31,00	8175,00	610,00	5,71	7174,00	959,00	409,00
IPE 750 X 210	775,00	16,00	268,00	17,00	28,00	719,00	719,00	268,00	210,00	262200,00	6765,00	31,30	9011,00	672,00	5,80	7762,00	1054,00	514,00
IPE 750 X 222	778,00	17,00	269,00	17,00	29,50	719,00	719,00	283,00	222,00	278200,00	7152,00	31,30	9604,00	714,00	5,82	8225,00	1122,00	605,00

Fig. A.2: Propiedades geométricas vigas IPE

Fuente: Catálogo IPAC, 2017.

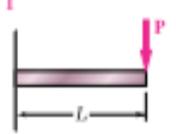
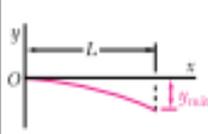
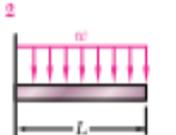
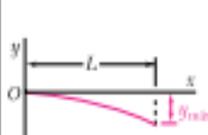
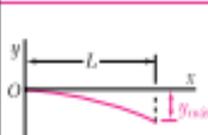
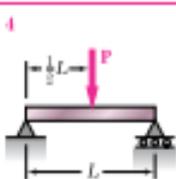
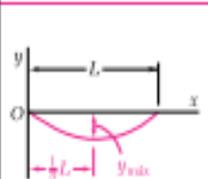
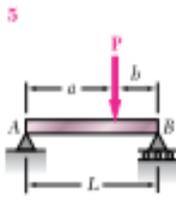
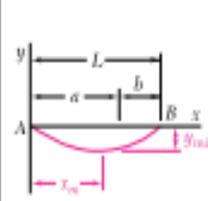
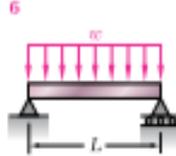
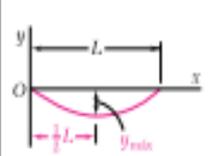
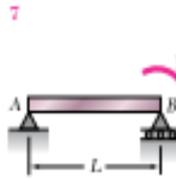
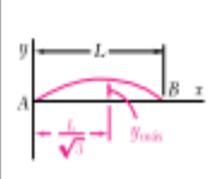
Viga y carga	Curva elástica	Deflexión máxima	Pendiente en el extremo	Ecuación de la curva elástica
1 		$-\frac{PL^3}{3EI}$	$-\frac{PL^2}{2EI}$	$y = \frac{P}{6EI}(x^3 - 3Lx^2)$
2 		$-\frac{wL^4}{8EI}$	$-\frac{wL^3}{6EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 4Lx^3 + 6L^2x^2)$
3 		$-\frac{ML^2}{2EI}$	$-\frac{ML}{EI}$	$y = -\frac{M}{2EI}x^2$
4 		$-\frac{PL^3}{48EI}$	$\pm \frac{PL^2}{16EI}$	Para $x \leq \frac{1}{2}L$ : $y = \frac{P}{48EI}(4x^3 - 3L^2x)$
5 		Para $a > b$ : $-\frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL}$ con $x_m = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$	$\theta_A = -\frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EIL}$ $\theta_B = +\frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EIL}$	Para $x < a$ : $y = \frac{Pb}{6EIL}[x^3 - (L^2 - b^2)x]$ Para $x = a$ : $y = -\frac{Pa^2b^2}{3EIL}$
6 		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm \frac{wL^3}{24EI}$	$y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^2x)$
7 		$\frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI}$	$\theta_A = +\frac{ML}{6EI}$ $\theta_B = -\frac{ML}{3EI}$	$y = -\frac{M}{6EIL}(x^3 - L^2x)$

Fig. A.3: Deflexión y pendientes de vigas

Fuente: Beer and Johnston, 2010.

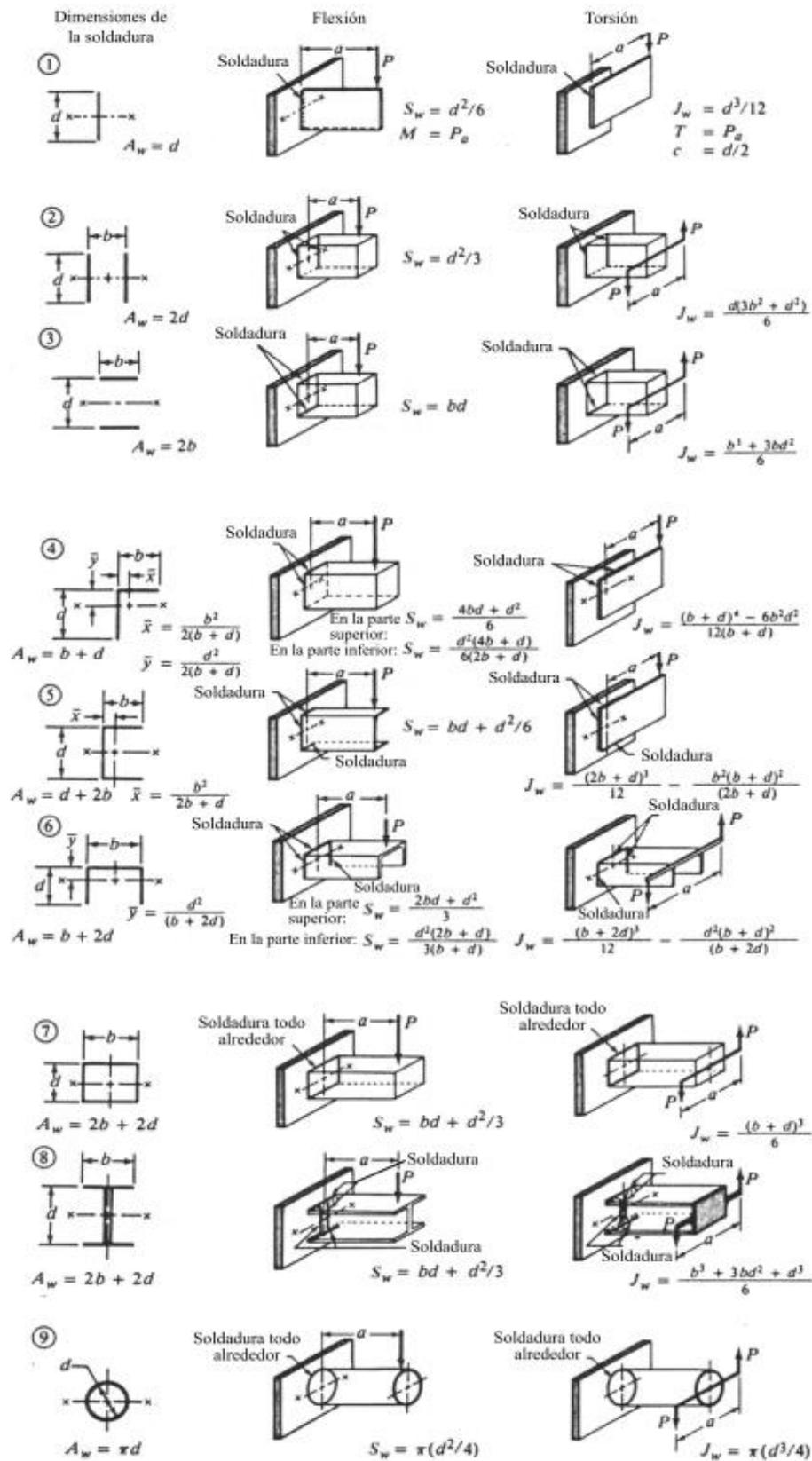


Fig. A.4: Factores geométricos para analizar soldadura como un línea

Fuente: Robert L. Norton, 2011

**Tabla A-17**

Tamaños preferidos y números de Renard (serie R) (Cuando pueda elegir, use uno de estos tamaños; sin embargo, no todas las partes o artículos están disponibles en todos los tamaños que se muestran en la tabla)

Fracción de pulgadas
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$
Décimas de pulgadas
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300
Números de Renard*
1a. elección, R5: 1, 1.6, 2.5, 4, 6.3, 10
2a. elección, R10: 1.25, 2, 3.15, 5, 8
3a. elección, R20: 1.12, 1.4, 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9
4a. elección, R40: 1.06, 1.18, 1.32, 1.5, 1.7, 1.9, 2.12, 2.36, 2.65, 3, 3.35, 3.75, 4.25, 4.75, 5.3, 6, 6.7, 7.5, 8.5, 9.5

\*Se pueden multiplicar por, o dividir entre, potencias de 10.

**Fig. A.5: Conversión a fracción del tamaño del perno**

Fuente: Diseño mecánico Sigley, 2008

**Tabla A-24**

Propiedades mecánicas de tres metales no ferrosos

a) Propiedades típicas del hierro fundido gris

[El sistema de numeración de la American Society for Testing and Materials (ASTM) del hierro fundido gris es tal que los números corresponden a la resistencia a la tensión mínima en kpsi. En consecuencia, un hierro fundido núm. 20 ASTM tiene una resistencia a la tensión mínima de 20 kpsi. Observe en particular que las tabulaciones son típicas de varias coladas]

Número ASTM	Resistencia	Resistencia	Módulo de ruptura por cortante $S_{uv}$ kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi		Límite de resistencia a la fatiga* $S_e$ kpsi	Dureza Brinell $H_B$	Factor de concentración al esfuerzo a la fatiga $K_f$
	a la tensión $S_{ut}$ kpsi	a la compresión $S_{uc}$ kpsi		Tensión†	Torsión			
20	22	83	26	9.6-14	3.95.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.66.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.26.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.86.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.47.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.28.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.88.5	24.5	302	1.50

**Fig. A.6: Propiedades mecánicas de los metales ferrosos**

Fuente: Diseño mecánico Sigley ,2008

**Tabla A-31**

Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Altura H			
	Ancho W	Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

**Fig. A.7: Dimensiones de tuercas hexagonales**

Fuente: Diseño mecánico Sigley ,2008

## Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

**Fig. A.8: Propiedades mecánicas de pernos métricos**

Fuente: Diseño mecánico Sigley ,2008

# EXTRACCIÓN

## Serie RP

2 & 5 Toneladas

Acción simple, retorno con resorte



### DISEÑO PARA ESTIRAR Y TENSAR.

- El resorte de compresión de alta resistencia aporta un largo ciclo de vida y extiende rápidamente el pistón.
- El resorte extiende automáticamente la vara del pistón cuando se libera la presión de la bomba.

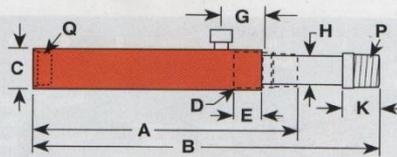


RP55



RP25

ASME B30.1  
10,000 PSI



Cap. cil. (Tons.)	Carrera (pulg.)	Orden No.	Cap. aceite (pulg3)	Altura retr. (pulg.)	Altura ext. (pulg.)	Diám. ext. (pulg.)	Collarín roscado (pulg.)	Collarín roscado (pulg.)	Largo cilindro (pulg.)	Parte sup. puerto (pulg.)	Diám. a pistón (pulg.)	Protub. pistón (pulg.)	Roscado vara (NPTF)	Roscado base (NPTF)	Diám. agujero (pulg.)	Área efect. cil. (pulg.2)	Presión int. a cap. (psi)	Tons. a 10,000 psi	Peso prod. (lbs.)
Tiro															Tiro		Tiro		
2	15	RP25	2.76	9 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>	14 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> -16	1	1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1	1	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> -14	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> -14	1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	0.55	7,250	2.75	4
5	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	RP55	6.22	11 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	17 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -14	1	1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -11 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	1.13	8,850	5.65	11

### Horquilla INFORMACIÓN PARA PEDIDOS

Se usa con No. de cil.	Orden No.	A (pulg.)	B (pulg.)	C (pulg.)	D (pulg.)	E (pulg.)
RP25	421057*	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	2	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
RP55	421056**	6	5	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>



Tamaño de perno E

\* Para montaje de base, se requiere vara de extensión 351106.

\*\* Para montaje de base, se requiere vara de extensión 351075.

POWERTEAM.COM

23

Fig. A.9: Selección de cilindros auxiliares

Fuente: Catalogo Power Team

# AGUJERO CENTRAL

Serie RH  
30-200 Toneladas  
Doble acción

## PARA ESTIRAR Y TENSAR CABLES, FIJAR PERNOS, FORZAR TORNILLOS.

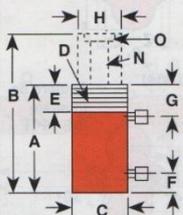
- Insertos intercambiables de cabezas de pistones (vea la página 39) proporcionan versatilidad de aplicación.
- La característica de seguridad incorporada evita la sobre-presurización del circuito de retracción.
- La vara de pistón revestida resiste el desgaste; empaques superiores -proporcionan larga vida útil sin fugas.
- Tubo vertical resistente a la corrosión tiene tratamiento "Power Tech" (vea la página 8).
- Cada cilindro tiene medios acopladores 9796 3/8" NPTF hembra. Los modelos de acero de 60 tons. hasta 200 tons. están equipados con mangos portadores removibles.



CILINDROS



ASME B30.1  
10,000 PSI



30, 60, 100 Tons.  
Los modelos de doble acción  
tienen collarín roscado

Cap. cil. (tons.)	Carrera (pulg.)	Orden No.	Cap. aceite (pulg3)		A Altura retr. (pulg.)	B Altura ext. (pulg.)	C Diám. ext. (pulg.)	D Collarín roscado (pulg.)	E Collarín roscado (pulg.)	F Base a puerto (pulg.)	G Parte sup. a pistón (pulg.)	H Diám. vara (pulg.)	I Diám. agujero centr. (pulg.)	J Tamaño roscado inserto (pulg.)	K Agujeros montaje y circ. pernos (pulg.)	Área efectv. cilindro (pulg2)		Presión interna a cap. (psi)		Tons. a 10,000 psi prod. (pulg.)		Peso (lbs.)	
			Empuje	Tiro												Empuje	Tiro	Empuje	Tiro	Empuje	Tiro		
30	15	3	RH303	17.6	10.2	7 1/16	10 1/16	4 1/4	Ning.	Ning.	1	1 3/4	2 1/2	1 1/32	2-12	3/8-16x3 3/4	5.89	3.38	10,200	8,876	29.5	16.9	29.8
30	15	6	RH306D	35.34	20.28	11 1/16	17 1/16	4 1/4	Ning.	Ning.	1	1 3/8	2 1/2	1 1/16	2-12	7/32-20x3 3/8	5.89	3.38	10,200	8,876	29.5	16.9	45
30	20	10 1/8	RH3010	66	41	17 1/4	27 3/8	4 1/2	4 1/2-12	1 1/8	1 3/4	3 1/8	2 3/8	1 5/16	1 7/8-16	Ning.	6.54	4.04	9,174	9,901	32.7	20.2	61
60	25	4	RH604D	49.2	20.6	9 1/2	13 1/2	7	Ning.	Ning.	1 1/16	2 1/4	4	2 1/8	3-12	1/2-13x5 1/8	12.31	5.15	9,750	9,709	61.5	27.7	35.6
60	25	5	RH605*	61.55	25.77	9 1/2	14 1/2	6 3/32	None	None	1	1 3/4	4	2 1/8	3-12	1/2-13x5 1/8	12.31	5.15	9,750	9,709	61.5	27.7	73
60	40	10 1/8	RH6010*	133	87	18 1/16	28 3/16	6 1/4	6 1/4-12	1 1/8	2 1/8	3 1/32	3 3/8	2 1/8	3-16	Ning.	13.14	8.59	9,132	9,313	65.7	42.9	120
100	45	1 1/2	RH1001	32.1	14.2	6 1/2	8	8 5/8	Ning.	Ning.	1 1/4	2 1/16	5	3 3/16	4-16	5/8-11x7	21.39	9.43	9,350	9,544	106.9	47.1	85
100	50	6	RH1006*	120.2	6	12 3/8	18 3/8	7 1/4	Ning.	Ning.	1 3/32	2 3/16	4 3/8	2 1/16	Ning.	1/2-13x5 1/2	20.03	10.93	9,986	9,150	100.1	54.7	95
100	45	10 1/8	RH10010*	216.6	95.5	19 1/2	29 3/8	6 1/2	8 1/2-12	2 1/4	2 1/2	3 3/16	5 1/2	3 3/16	4 1/2-12	Ning.	21.39	9.43	9,350	9,544	106.9	47.1	240
150	70	5	RH1505*	150.9	73.6	12 1/4	17 1/4	8 1/2	Ning.	Ning.	1 3/32	2 1/16	5 1/2	2 1/16	Ning.	Ning.	30.1	14.7	9,937	9,524	150.9	73.6	148
150	75	8	RH1508*	239.6	127.2	13 1/4	21 3/4	9 1/4	Ning.	Ning.	1 3/16	2 1/16	6	3 3/32	5-12	Ning.	29.95	15.9	10,015	9,434	149.8	79.5	227
200	75	8	RH2008*	323.6	127.6	16 1/16	24 1/16	10 1/4	Ning.	Ning.	2 1/4	3 1/32	7 1/2	4 1/16	6-12	1 1/4-7 x 7 3/4	40.45	15.95	9,888	9,404	202.3	79.8	311

\*Suministrado con mangos portadores.  
 † Medido con inserto dentado de 3/4" de alto instalado.  
 Vea las páginas 34-39 & 104-133 para saber los accesorios hidráulicos.

Aluminio

Fig. A.10: Selección de cilindro principal

Fuente: Catalogo Power Team

# SELECCIÓN DE CILINDROS

Elegir la bomba y el cilindro correctos

Las pautas siguientes son para aplicaciones generales de levantamiento y construcción. Herramientas, prensas y extractores hidráulicos pueden quedar fuera de estas

recomendaciones. Siempre revise para ver que la "capacidad utilizable del tanque" de la bomba supere la capacidad de los cilindros de aceite.

Generalmente Recomendado ■      Requisitos marginales de revisión ■      No se recomienda para la mayor parte de las aplicaciones ■

**10,000 psi de presión operativa máxima**

	ETAPA DE PRESIÓN	CAPACIDAD DEL CILINDRO (Toneladas)																
			5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	
<b>Bombas de mano*</b>	46 P12† Simple	14	32	44	65	72	93											
	46 P55† Simple	6	14	19	28	31	40	71										
	47 P19/ P19L Baja	4	8	10	15	17	21											
	47 P59F Baja	1.8	4.1	5.7	8	9	12	20	29									
	47 P59L† Baja	1.5	3.2	4.7	7	7.7	9.7	16.7	23.9									
	48 P157† Alta	6	14	19	28	31	40	71	101									
	48 P159† Baja	0.5	1	1.3	1.9	2.2	2.8	5	7	9	13	18						
	48 P300† Alta	7	15	21	30	34	43	77	110	143	200	250						
	48 P460† Baja	0.1	0.3	0.6	0.6	0.7	0.9	1.5	2.2	2.8	4.2	5.6	8.4	11.2				
	48 P460† Alta	3.3	7.7	9	14	17.5	22	37	55	71	105	143	213	284				
<b>Bombas eléctricas e hidráulicas†</b>	68 PE10 Baja	0.5	1.2	1.6	2.2	2.6	3.2	5.5										
	68 PE10 Alta	6	13.4	18.9	27	31	39	66.2										
	70 PE17† Baja	0.2	0.5	0.7	0.9	1.1	1.4	2.3	3.3	4.3	6.5	8.7						
	70 PE17† Alta	3.5	7.9	10.9	16	18	23	39	56.3	73	109	146						
	72-73 PE18 Baja	0.4	0.8	1.2	1.6	1.8	2.3	3.9	5.7	7.3	10.8	14.6	21.9	29.2				
	72-73 PE18 Alta	3.3	7.5	10.3	15	17	21	37	53	69	102	136	207	276				
	74-75 PE21† Baja	0.2	0.5	0.7	1.0	1.1	1.4	2.5	3.6	4.6	6.8	9.2	13.8	18.4				
	74-75 PE21† Alta	2.8	6.4	9	13	15	19	32	45.5	59	88	118	177	236				
	76-77 PED25 Baja	0.2	0.4	0.6	0.9	1.0	1.3	2.2	3.2	4.1	6.1	8.3	12.0	15.7	19.9			
	76-77 PED25 Alta	2.4	5.4	7.5	10.6	12.4	15.6	26.5	38.2	49.5	73.6	99.1	144.3	188.5	238.6			
	78-79 PE30† Baja	0.2	0.45	0.6	0.9	1	1.3	2.2	3.2	4.1	6							
	78-79 PE30† Alta	2	4.5	6	9	10	13	22	32	41	60							
80-81 PE46† Baja	0.1	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	1.3	1.8	2.4	3.5	4.7	7.2	9.6					
80-81 PE46† Alta	1.3	2.9	4.1	5.9	6.8	8.6	14	22	28	42	56	84	112					
82-83 PE55† Baja	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.6	0.9	1.4	1.8	2.6	3.5	5.4	7.2					
82-83 PE55† Alta	1.1	2.4	3.4	4.8	5.6	7.1	12	17.8	23	34	45	69	92					
86-87 PQ60 Baja	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.5	0.9	1.3	1.7	2.5	3.4	5.1	6.8	8.5				
86-87 PQ60 Alta	1	2.2	3.3	4.4	5.2	6.5	11	16.2	21	31	41	63	84	105				
88-89 PQ120 Baja	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.5	0.9	1.3	1.7	2.5	3.4	5.1	6.8	8.5				
88-89 PQ120 Alta	0.5	1.1	1.6	2.2	2.6	3.2	5.5	7.7	10	15	21	30	40	50				
90-91 PE400 Baja	0.1	0.1	0.2	0.2	0.3	0.3	0.6	8	1	1.5	2.1	3	4	5				
90-91 PE400 Alta	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.9	1.6	2.2	2.9	4.4	5.9	8.7	11.6	14.5				
<b>Bombas de aire e hidráulicas†</b>	50-51 PA6† Simple	10	22.4	31	44.4	51.3	65.2											
	54-55 PA9† Simple	10	22.4	31	44.4	51.3	65.2											
	60-61 PA17† Baja	0.2	0.5	0.7	0.9	1.1	1.4	2.3	3.3	4.3	6.5	8.7						
	60-61 PA17† Alta	3.5	7.9	10.9	16	18	23	39	56	73	109	146						
	62-63 PA46† Baja	0.1	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	1.3	2	2.4	3.5	4.7	7.2	9.6				
	62-63 PA46† Alta	1.3	2.9	4.1	5.9	6.8	8.6	14	22	28	42	56	84	112				
62-63 PA55† Baja	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.9	1.5	2.2	2.8	4.1	5.5	8.4	11.2					
62-63 PA55† Alta	1.1	2.4	3.4	4.8	5.6	7.1	12	18	23	34	45	69	92					
<b>Bombas de gasolina e hidráulicas†</b>	94-95 PG30 Baja	0.3	0.7	1	1.3	1.6	2	3.3	4.8	6.2	9.3	12.4	18.1					
	94-95 PG30 Alta	2	4.5	6.3	8.9	10.3	13	22	31.8	41.3	61.4	83	121					
	94 PG55† Baja	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.8	1.4	2	2.6	3.9	5.2	7.6	9.9	12.5			
	94 PG55† Alta	1.1	2.5	3.5	4.9	5.6	7.1	12.1	17.3	22.5	33.5	45	66	86	109			
	96-97 PG120† Baja	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.8	1.4	2	2.6	3.9	5.2	7.6	9.9	12.5			
	96-97 PG120† Alta	0.5	1.0	1.5	2.0	2.4	3.0	5.1	7.3	9.5	14.2	19.1	27.8	36.3	46.0			
96-97 PC400 Baja	0.1	0.1	0.2	0.2	0.3	0.3	0.6	0.8	1.0	1.5	2.0	3.0	3.8	4.9				
96-97 PC400 Alta	0.2	0.3	0.5	0.7	0.8	1.0	1.7	2.4	3.1	4.6	6.2	9.0	11.8	15.0				

‡ Algunas bombas Power Team se ofrecen en configuraciones especiales no indicadas en este catálogo. Power Team puede "Armar a pedido" las bombas con sellos, voltajes, válvulas, ajustes de válvula de alivio especiales, etc. Acerca de sus requisitos especiales, consulte con su distribuidor local o con la fábrica de Power Team.

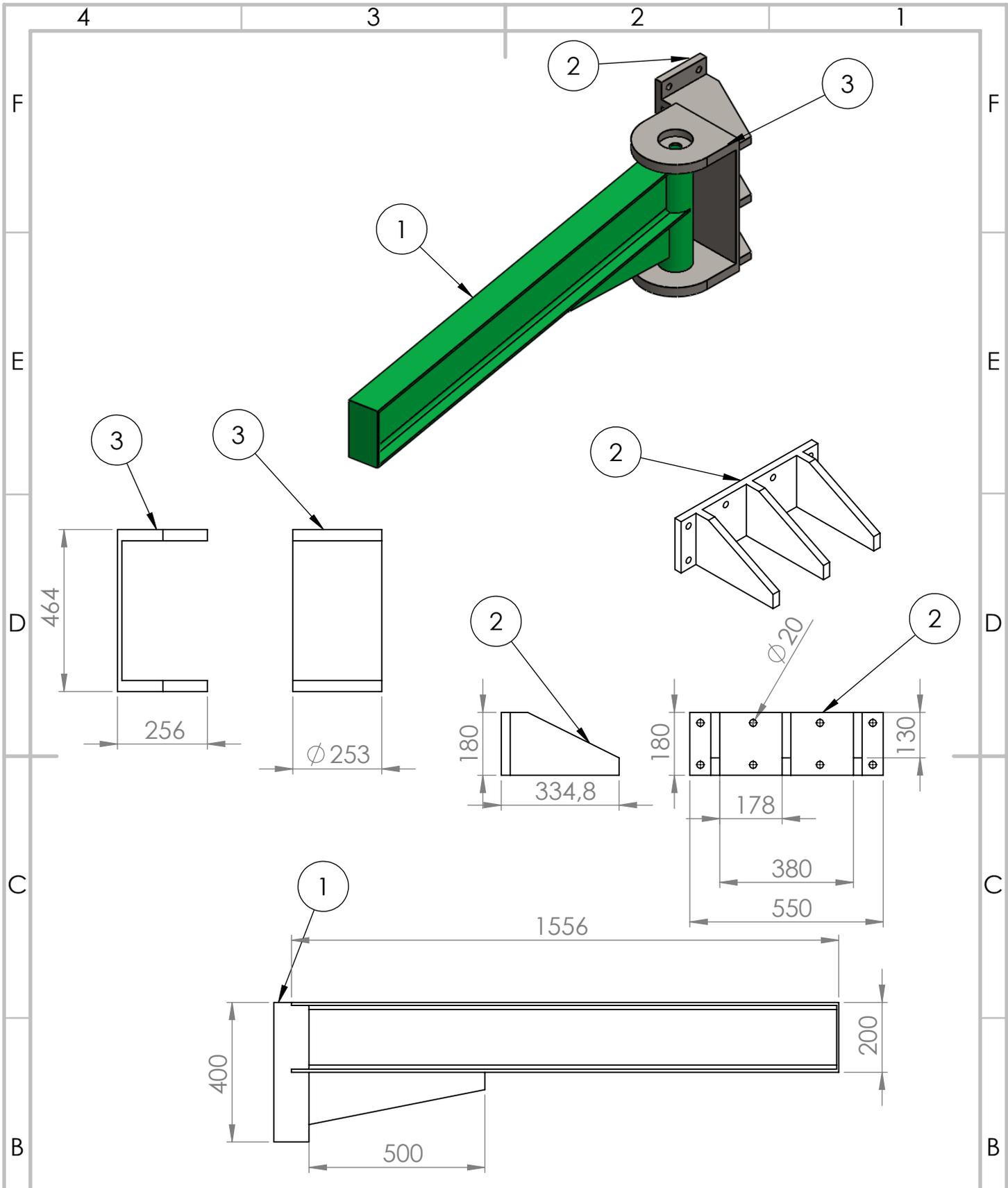
\* Bombas de mano = Número de carreras requerido para mover el pistón 1". † Bombas hidráulicas de aire, eléctricas y de motor de gasolina = Número de segundos requerido para mover el pistón 1".

Fig. A.11: Selección de la bomba hidráulica

Fuente: Catalogo Power Team

# APÉNDICE B

## Planos



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

**MATERIA INTEGRADORA**

TÍTULO:

**BRAZO DE IZAJE DE CARGA**

N.º DE DIBUJO

**ESPOL-MI-2017-07**

A4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Jonathan Jordan		
VERIF.			
APROB.	Efrain Teran		
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:

VARIOS

PESO:N/A

ESCALA:1:15

HOJA 1 DE 1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

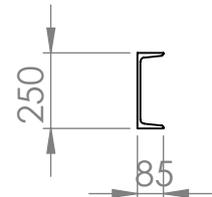
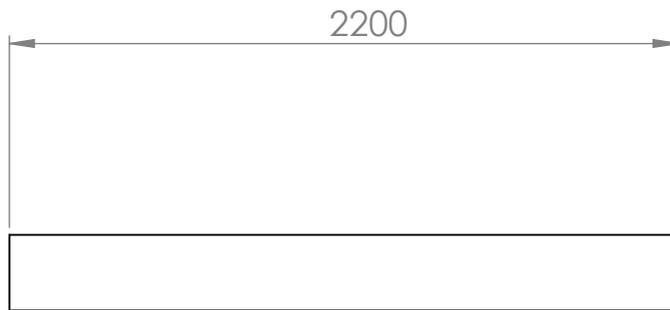
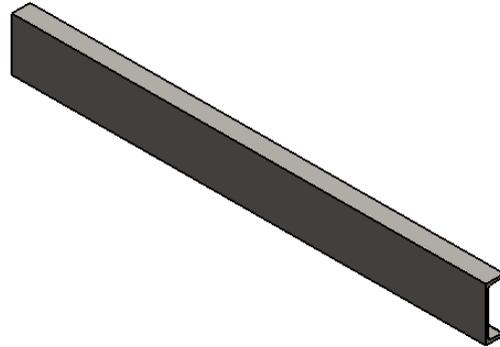
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:  <b>N/A</b>		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
						<b>MATERIA INTERADORA</b>			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO: <b>VIGA PRINCIPAL-PERFIL UPN 250</b>			
DIBUJ.	Jonathan Jordan					N.º DE DIBUJO <b>ESPOL-M.I-2017-05</b>			
VERIF.									
APROB.	Efrain Teran								
FABR.									
CALID.				MATERIAL:  <b>VARIOS</b>		ESCALA:1:25		HOJA 1 DE 1	
				PESO:N/A					

4

3

2

1

A

A

A4

4

3

2

1

F

F

E

E

D

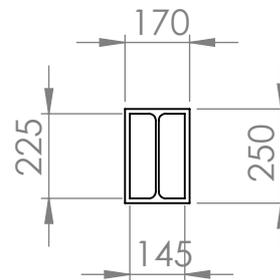
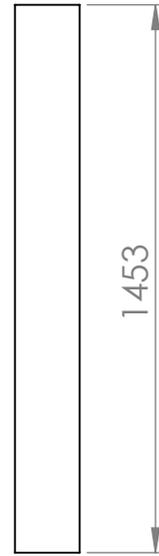
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
						<b>MATERIA INTEGRADORA</b>				
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:				
DIBUJ.	Jonathan Jordan					<b>VIGA-PERFIL IPN450</b>				
VERIF.										
APROB.	Efrain Teran									
FABR.										
CALID.			MATERIAL:			N.º DE DIBUJO		A4		
				VARIOS			ESPOL-MI-2017-05			
				PESO: N/A			ESCALA: 1:20		HOJA 1 DE 1	

4

3

2

1

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

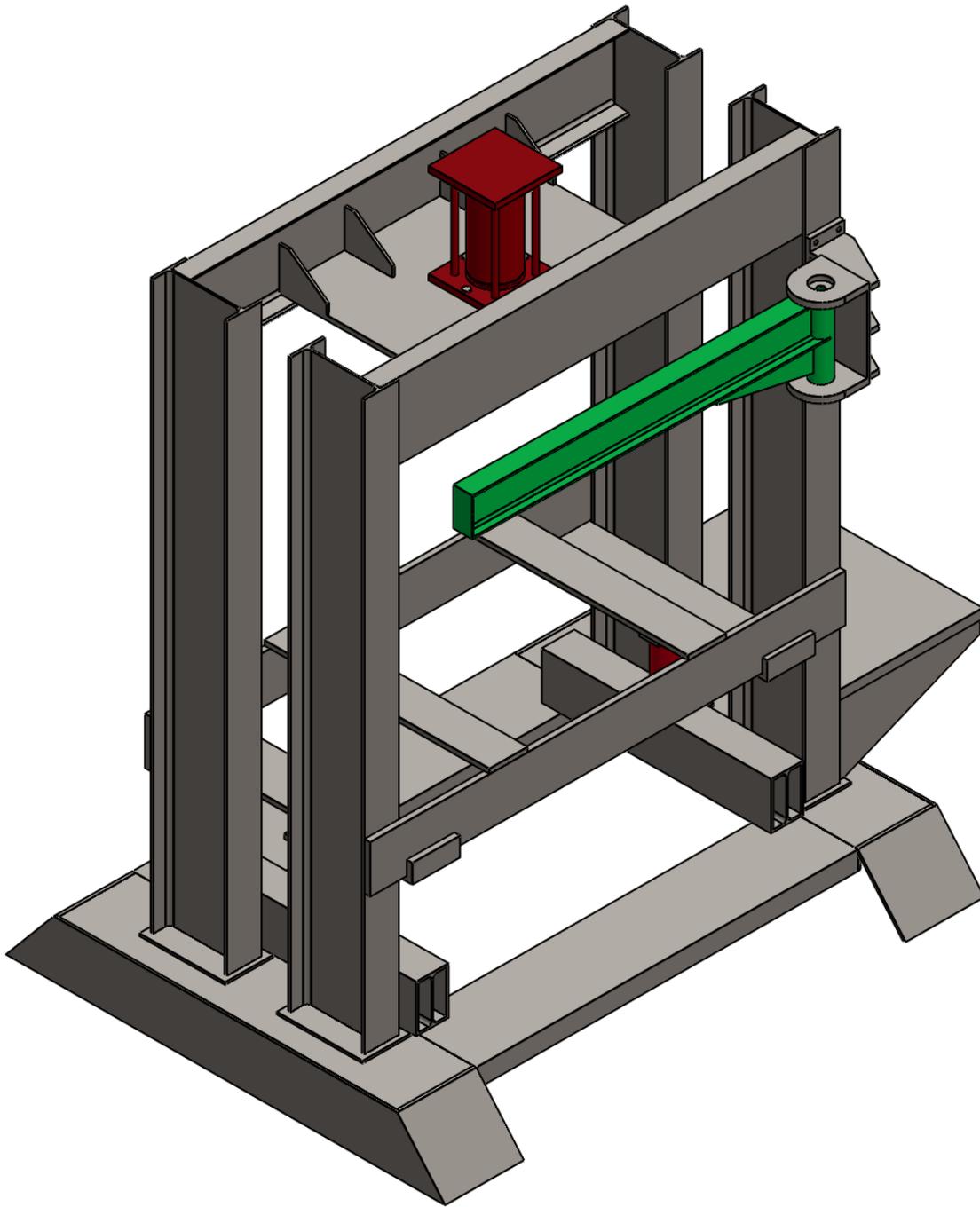
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																			
				<b>MATERIA INTEGRADORA</b>																				
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>Jonathan Jordan</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Efrain Teran</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ.	Jonathan Jordan			VERIF.				APROB.	Efrain Teran			FABR.				TÍTULO: <b>ESTRUCTURA -PRENSA HIDRAULICA</b>	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																					
DIBUJ.	Jonathan Jordan																							
VERIF.																								
APROB.	Efrain Teran																							
FABR.																								
MATERIAL: <b>Varios</b>			N.º DE DIBUJO <b>ESPOL-M.I-2017-01</b>		<b>A4</b>																			
PESO: N/A			ESCALA:1:25		HOJA 1 DE 1																			

A

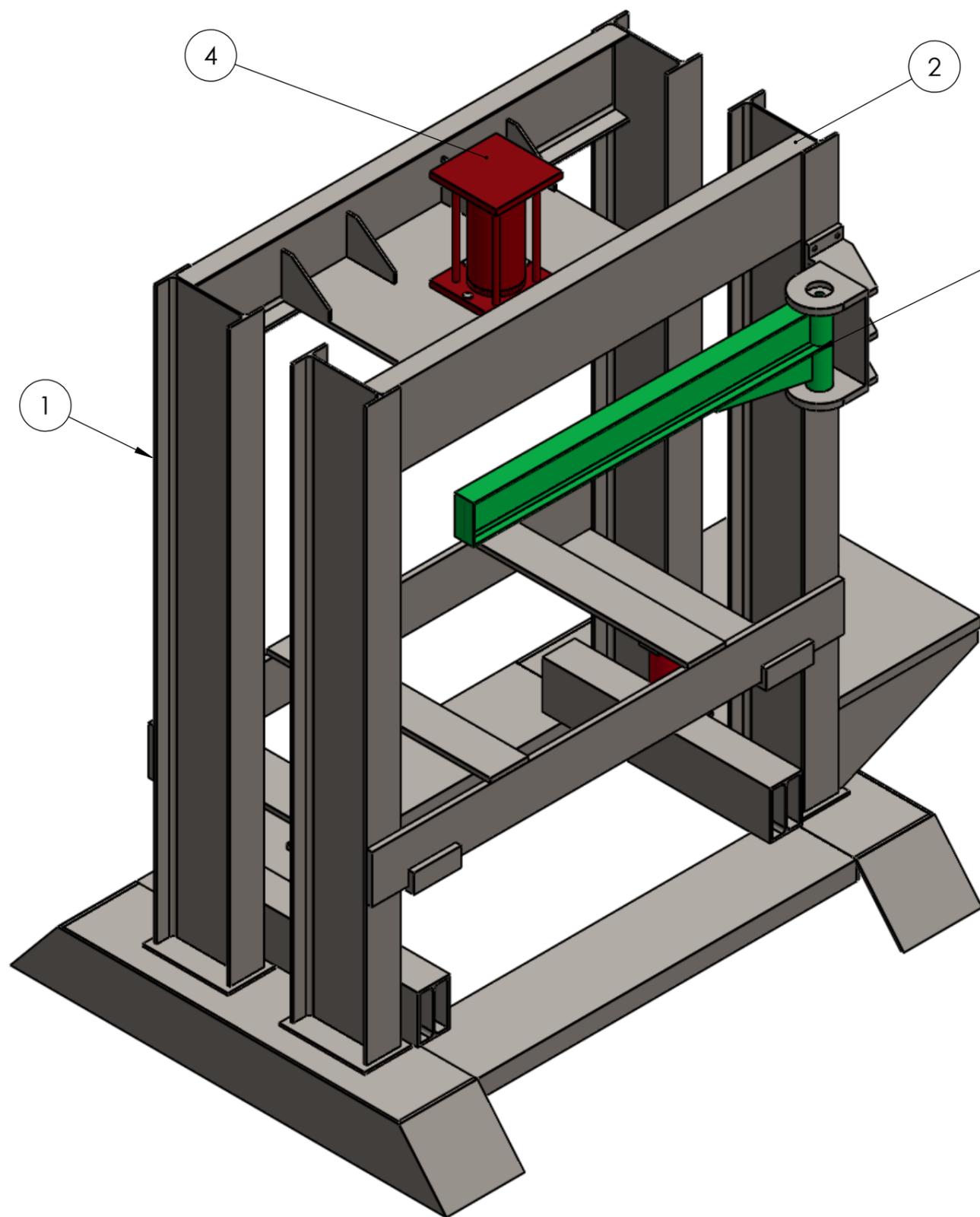
A

4

3

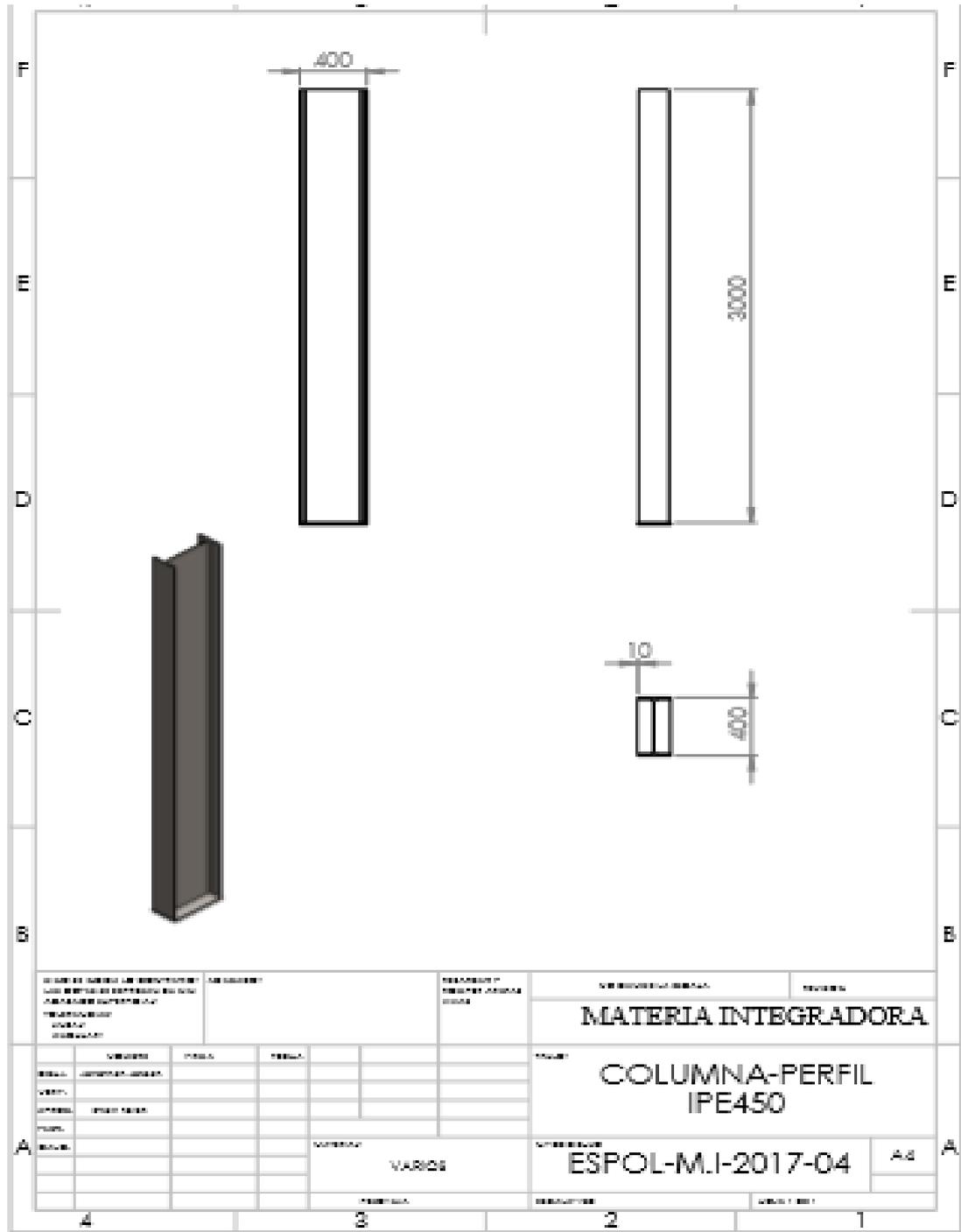
2

1



ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	COLUMNA-PERFIL IPE 450	2
2	VIGA-PERFIL UPN 400	2
3	BRAZO DE IZAJE-PERFIL UPN 400	1
4	CILINDRO HIDRAULICO - RD10010	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					<b>MATERIA INTEGRADORA</b>	
					TÍTULO: <b>DESPIECE DE ESTRUCTURA</b>	
NOMBRE			FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO	
DIBUJ. Jonathan Jordan					<b>ESPOL-M.I-2017-03</b>	
VERIF.					A3	
APROB. Efraim Teran					ESCALA:1:20	
FABR.					HOJA 1 DE 1	
CALID.					PESO: N/A	
					MATERIAL: Varios	



DISEÑO DE SERVIDOR DE ENTRENAMIENTO LOS REQUISITOS ESTABLECIDOS EN LOS REQUISITOS SUPLENTEMENTALES REQUISITOS SUPLENTEMENTALES		MEDICIONES		REVISIÓN Y REVISIÓN ANTERIOR FECHA		VERIFICACIÓN DE MATERIA INTEGRADORA		REVISIÓN	
						<b>MATERIA INTEGRADORA</b>			
						TÍTULO <b>COLUMNA-PERFIL          IPE450</b>			
						NÚMERO DE <b>ESPOL-M.I-2017-04</b>		A-4	
FECHA		MATERIAL		OBSERVACIONES		OBSERVACIONES		OBSERVACIONES	
4		3		2		1		1	

4

3

2

1

F

F

E

E

D

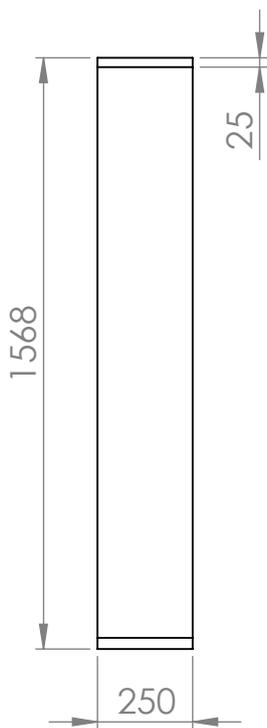
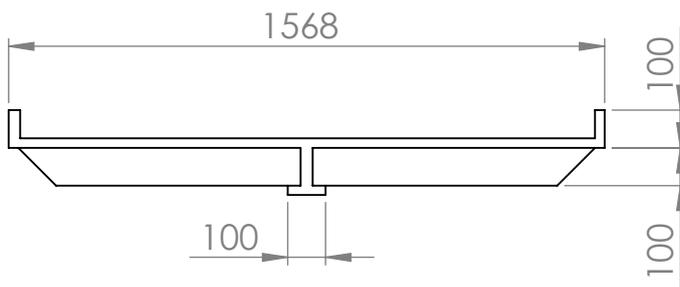
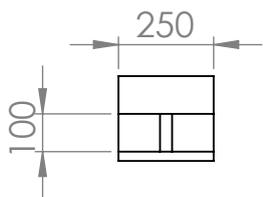
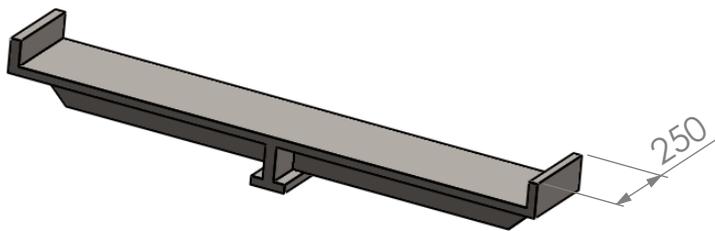
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:  
  
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

**MATERIA INTEGRADORA**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Jonathan Jordan		
VERIF.			
APROB.	Efrain Teran		
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:  
**SOPORTE DE CAMPANA**

N.º DE DIBUJO  
**ESPOL-MI-2017-08**

A4

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1

4

3

2

1

A

A

MATERIAL:  
VARIOS

PESO:N/A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

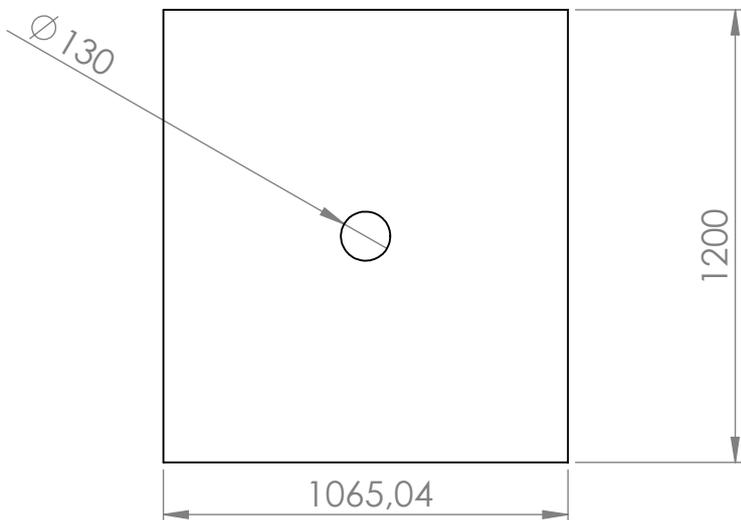
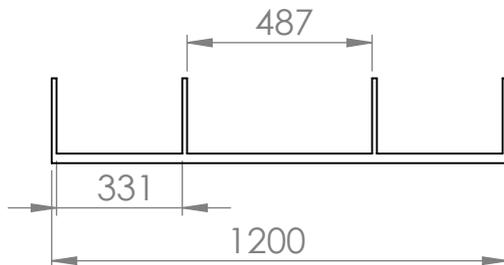
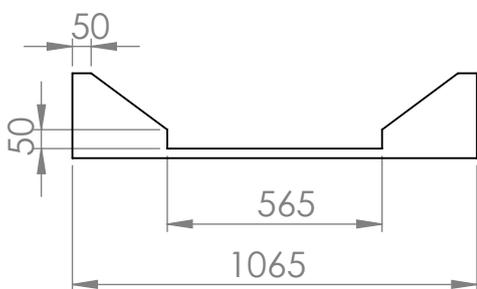
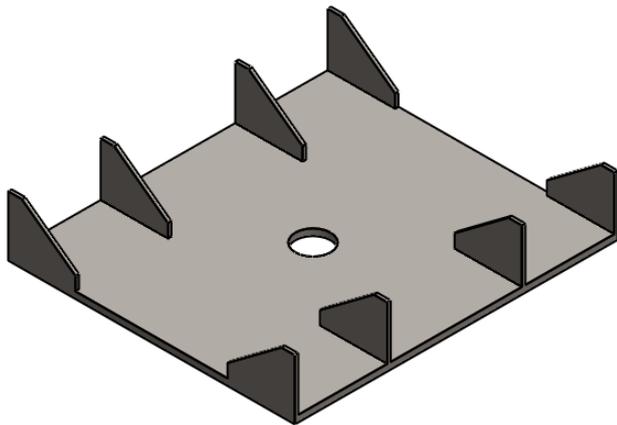
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

### MATERIA INTEGRADORA

TÍTULO:

## SOPORTE DEL CILINDRO HIDRAULICO PRINCIPAL

N.º DE DIBUJO

# ESPOL-MI-2017-6

A4

MATERIAL:

## VARIOS

PESO: N/A

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1

4

3

2

1