

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Mecánica y ciencias de la
Producción**

**“Diseño de una Prensa Hidráulica para Elaborar Pocetas de Acero
Inoxidable ”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Víctor Hugo Villamar Palacios

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

A todas la personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente en el Ing. Ernesto Martínez Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

MIS PADRES

A MI HERMANA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN.

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Víctor Hugo Villamar Palacios.

RESUMEN

El presente trabajo desarrolla el diseño de una prensa hidráulica para embutir pozos y producir pocetas tipo lavadero de acero inoxidable. Trabajo desde hace 7 meses en la empresa Delta Prime S.A. que construye lavaderos metálicos en plancha de acero inoxidable clasificados en dos modelos generales: lavaderos con fregadero y lavaderos sin fregaderos (pocetas), comercializándose en el medio 4 tipos de pocetas y 8 tipos diferentes de lavaderos con fregadero.

Debido a la necesidad de producir todos los modelos se producen muchos cambios de molde. El continuo cambio de matriz vuelve lenta la producción, por Ej. El lavadero doble pozo con escurridera demora 4 min. solo en embutir los pozos sin contar el proceso de estampado, esto no permite satisfacer la demanda, perdiendo de esta manera el mercado que es absorbido por lavaderos extranjeros Teiker que son lavaderos importados desde Colombia. La alta demanda de lavaderos y el no satisfacerlos es el principal problema de esta empresa . Siendo el objetivo principal de esta tesis, presentar el diseño de una prensa hidráulica de 200 toneladas que permita producir los lavaderos para cubrir la demanda que se encuentra insatisfecha.

En el diseño del mismo se analiza la teoría y normas para la embutición de planchas metálicas, lo cual nos brinda los esfuerzos y velocidades necesarias para seleccionar el tipo de prensa adecuada para este trabajo, los

fundamentos teóricos para el diseño de estructuras, circuitos hidráulicos y la experiencia por haber trabajado en este tipo de empresas.

De esta manera se selecciona la prensa necesaria, y a partir de este punto empezar a realizar el diseño de la misma, la cual debe de ser de bajo costo, fácil construcción fácil mantenimiento y bajo costo de operación

Como resultado se suministran los planos de construcción, el cronograma de ejecución y el costo de producción

RESUMEN.....	II
---------------------	----------------

INDICE GENRAL.....	III
--------------------	----------

ABREVIATURAS.....	VI
-------------------	---------

I

SIMBOLOGIA.....	VII
-----------------	----------

I

INDICE DE FIGURAS.....	
------------------------	--

.....	IX
-------	---------

INDICE DE	
-----------	--

PLANOS.....	XI
-------------	---------

ANTECEDENTES.....	
-------------------	--

1

CAPITULO 1

1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.....	4
---------------------------------	--------

1.1 Descripción del proceso.....	4
----------------------------------	--------

1.2 Definición del problema.....	7
-------------------------------------	--------

CAPITULO 2

2. PROCESO DE EMBUTICION PARA OBTENER UN POZO.....	8
2.1 Teoría de la embutición.....	8
2.1.1 Principio de la operación.....	9
2.1.2 Radios de Embutición.....	13
2.1.3 Juego de embutición	15
2.1.4 Lubricación de la Chapa Metálica.....	16
2.1.5 Velocidades de Embutición	17
2.1.6 Esfuerzos de Embutición	18
2.1.7 Dimensiones de los Recortes.....	20
2.1.8 Determinación de las etapas.....	24
2.2 Herramientas de embutición.....	27

2.2.1	Clasificación de Herramientas de Embutición.....	27
2.2.2	Detalles de Construcción.....	30
2.2.3	Fabricación de Herramientas.....	33
2.3	Prensas.....	3
6		
2.3.1	Clasificación.....	3
6		
2.3.2	Prensas Mecánicas de Simple Efecto.....	36
2.3.3	Prensas Mecánicas de Doble Efecto.....	37
2.3.4	Prensas Hidráulica de Simple Efecto y Doble Efecto.....	38
2.4	Sistema Hidráulico.....	40
2.4.1	Circuito Básico y sus Componentes.....	41
2.4.2	Tipos de Válvulas Hidráulicas.....	61
2.4.3	Circuitos Hidráulicas para Prensas.....	64

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA PRENSA.....	
74	
3.1 Descripción del problema.....	
74	
3.2 Posibles	
soluciones.....	75
3.3 Matriz de	
Decisión.....	77
3.4 Diseño de	
Forma.....	81
3.5 Selección de Materiales.....	82
3.6 Diseño de Punzón y	
Matriz.....	83
3.7 Selección de Lubricante para realizar la embutición	
.....	91
3.8 Calculo del Esfuerzo de Embutición y	
Sujetador.....	91
3.9 Diseño del Cabezal	
Móvil.....	93

3.10 Selección de la Carrera de la prensa.....	98
3.11 Selección de las Velocidades y Presión de Trabajo.....	98
3.12 Selección del Pistón y Cilindro de embutición.....	100
3.13 Selección de Pistones y Cilindros : para Subir el Cabezal Móvil y para Cojín del sujetador.....	101
3.14 Selección del Fluido de Trabajo.....	103
3.15 Selección de la Bomba.....	104
3.16 Diseño de la Secuencia y Control de la Prensa y Selección de sus Componentes	106
3.17 Diseño de Estructura Superior que sujeta el Pistón y Cilindro de embutición.....	115

3.18 Diseño de la Estructura Inferior Base (mesa) y	
Columnas.....	123
3.19 Diseño de la Sujeción de la Matriz al Cabezal	
Móvil.....	133
3.20 Diseño del	
Sujetador.....	135

CAPITULO 4

4. CRONOGRAMA DE	
CONSTRUCCIÓN.....	138

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS	
ECONÓMICO.....	139
5.1 De Diseñar y Construir una Prensa	
Hidráulica.....	139
5.2 De Comprar una Prensa Hidráulica	
Nueva.....	140

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y

RECOMENDACIONES.....142

APENDICES

BIBLIOGRAFÍA.

SIMBOLOGÍA.

P	Punzón.
Sf	Sujetador.
M	Matriz.
r	Radio de embutición.
e	Espesor del material a embutir.
Fe	Fuerza de embutición.
Fs	Fuerza del sujetador.
D	Diámetro del disco en mm.
Dm.	Diámetro de la matriz en mm.
p	Coeficiente de embutición que depende del material.
h	Altura de la embutición.
Ha, a	Medidas del recorte.
Hb, b	Medidas del recorte.
q	Coeficiente de embutición.
Sy	Limite de resistencia a la fluencia
k	factor de longitud efectiva para columnas.
r_m	radio de giro minimo.
I	Inercia
Ix	Inercia alrededor del eje x

I_y	Inercia alrededor del eje y
F	Fuerza
D	Diámetro del recorte
d_m	Diámetro del pozo
M_o	Momento
η	coeficiente de seguridad.
R	Resistencia a la tracción
A_p	Área de pistón.
V_t	Velocidad de trabajo.
Q_t	Caudal de trabajo

ABREVIATURAS

P_u	Esfuerzo Ultimo.
Ton	Toneladas.
Kg	Kilogramo.
Lb	Libra
In	Pulgada
M_{max}	Momento máximo.
s	Segundo.
t	Tiempo
cm	Centímetro
m	Metro
mm	Milímetro.

A	Área
psi	libras / pulgadas al cuadrado.
Q	Caudal.
j	Juego de embutición.
T	Torque.
τ	Esfuerzo por cortante.
σ	Esfuerzo
σ'	Esfuerzo de Von Misses
v	Velocidad.
Ve	Velocidad de embutición
ϕ	Diámetro

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1.1	Dimensiones de la poceta.....	4
Figura 1.2	Diagrama morfológico del proceso de fabricación de pocetas.....	4
Figura 2.1	Embutición de simple efecto.....	9
Figura 2.2	Embutición de doble efecto.....	11
Figura 2.3	Radios del punzón.....	13
Figura 2.4	Perfil teórico del recorte.....	23
Figura 2.5	Determinación de etapas.....	24
Figura 2.6	Herramientas de embutición.....	27
Figura 2.7	Punzón P.....	30
Figura 2.8	Matriz M.....	31
Figura 2.9	Sujetador SF.....	32

Figura 2.10	Expulsor E.....	32
Figura 2.11	Guías cilíndricas C.....	33
Figura 2.12	Embutición rectangular.....	35
Figura 2.13	Prensas mecánicas de simple efecto.....	36
Figura 2.14	Prensa de doble efecto con mesa ascendente....	37
Figura 2.15	Circuito básico.....	41
Figura 2.16	Depósito según normas JIC.....	50
Figura 2.17	Curvas de funcionamiento.....	58
Figura 2.18	Prensa con alimentación por bombas de caudal constante.....	65
Figura 2.19	Prensa con aproximación rápida.....	67
Figura 2.20	Prensa equilibrada con clapet frenado.....	68
Figura 2.21	Prensa equilibrada con válvula de sucesión de movimientos...	69
Figura 2.14	Prensa con alimentación por varias bombas.....	70
Figura 3.1	Prensa Hidráulica	78
Figura 3.2	Diseño de forma de la prensa.....	81
Figura 3.3	Dimensiones del punzón.....	83
Figura 3.4	Dimensiones del recorte.....	84
Figura 3.5	Dimensión final del recorte.....	84
Figura 3.6	Matriz.....	85
Figura 3.7	Medidas de la placa de acero duro.....	86
Figura 3.8	Medidas de la matriz.....	87
Figura 3.9	Detalle de Expulsor.....	89
Figura 3.10	Cabezal móvil	93
Figura 3.11	Diagrama de esfuerzos en el cabezal móvil.....	94
Figura 3.12	Embolo buzo.....	100
Figura 3.13	Pistón del colchón hidráulico	102
Figura 3.14	Diagrama hidráulico.....	105
Figura 3.15	Reservorio de aceite.....	109
Figura 3.16	Diagrama eléctrico	113
Figura 3.17	Vistas de Estructura superior.....	115
Figura 3.18	Placas soporta cilindro.....	117
Figura 3.19	Pistón de subida del cabezal móvil.....	119
Figura 3.20	Vistas de Mesa de la prensa.....	122
Figura 3.21	Placas porta cilindros del colchón.....	124
Figura 3.22	Diagrama de fuerza de placas porta cilindros del colchón.....	125
Figura 3.23	Placa de la mesa con sus rigidizadores.....	128
Figura 3.24	Vista lateral de placa superior de la mesa.	129
Figura 3.25	Pilares de la prensa	131
Figura 3.26	Placas de sujeción de matriz.....	132
Figura 3.27	Sujetador	134

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Radio de embutición.....	16
Tabla 2	Juegos de embutición.....	17
Tabla 3	Lubricantes para embutición.....	18
Tabla 4	Tabla velocidades de embutición.....	18
Tabla 5	Características de las chapas metálicas.....	21
Tabla 6	Coefficientes de embutición.....	26
Tabla 7	Aceites hidráulicos para uso en maquinas herramientas.....	48

Tabla 8	Condiciones de filtración.....	52
Tabla 9	Tipo de bombas oleohidráulicas	58
Tabla 10	Tipos de cilindros.....	60
Tabla 11	Accesorios para línea de alta presión.....	108
Tabla 12	Accesorios para línea de subida de cabezal.....	109
Tabla 13	Accesorios para línea de colchón.....	109

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Prensa Hidráulica .
Plano 2	Mesa de Prensa.
Plano 3	Soporte Superior.
Plano 4	Reservorio de Aceite.
Plano 5	Cabezal Móvil.
Plano 6	Matriz y Columnas.

ANTECEDENTES.

El Presente trabajo trata el “ Diseño de una Prensa Hidráulica de 200 Ton para embutir Pocetas de acero inoxidable y satisfacer la alta demanda de lavaderos que tiene la empresa Delta Prime S.A.

En pequeñas industrias que embuten lavaderos, adquieren prensas grandes y usadas: de doble efecto que son para embutición o de simple efecto, las cuales tenían otra función, pero, con espacio necesario entre las columnas para colocar recortes de lamina delgada y carrera del pistón, pueden ser transformadas en prensas para embutir. Estas son remodeladas adaptándole un sistema de herramienta de doble efecto para prensa de simple efecto, que consta en adaptarle un sistema sujetador al recorte de acero inoxidable que se va a embutir, para, evitar arrugamientos en el pozo y en los bordes. Los sujetadores consisten en una plancha de acero apoyada sobre un sistema de resortes que deben de permitir una presión constante en el recorte durante el proceso de embutición. Por esta razón los resortes son del tipo colchón de cilindros hidráulicos o neumáticos. Estos aparte que me permiten tener la presión constante, también permiten regular la presión para diferentes tipos de área y espesor de los recortes.

Por Ej. La empresa Delta Prime S.A. reacondiciono una prensa simple efecto marca ONA-PRESS en una prensa para embutir pozos de planchas metálicas.

En el medio no es difícil construir este tipo de prensas. Lo mas complicado seria construir el cilindro, pero este no necesita un mecanizado exigente internamente ya que estos son del tipo unidireccional “embolo buzo” y sus dimensiones pueden ser obtenidas mediante un proceso de molde y fundición . Siendo el único mecanizado exigente, los canales para la colocación de los anillos de estancamiento del aceite o la prensa-estopa. El libro de Mandos Hidráulicos por Víctor Pomper recomienda presiones para prensas hidráulicas en un rango de 150 a 350kg/cm² por lo que para generar fuerzas grandes (superiores a 200ton) , el diámetro final del cilindro fluctúa por los 560 mm. Sin embargo los cilindros no van a ser diseñados , sino seleccionados de tablas.

Revisando las diferentes prensas hidráulicas de doble efecto y prensas de simple efecto con herramienta de doble efecto que se venden en el Internet se puede resumir que sus partes principales de diseño son: Una estructura superior que sujeta el pistón embutidor, la mesa base, el sujetador , el colchón hidráulico, el cabezal superior, los pilares y el sistema hidráulico que gobierna los movimientos de la prensa. Las partes principales que conforman la estructura de la Prensa son diseños de Ingeniería. Mecánica y teniendo

como principal problema en la empresa Delta Prime S.A. la alta demanda de lavaderos y el no satisfacerlos da pie al desarrollo del diseño y entrega de planos de construcción de una prensa hidráulica de 200 ton. , siendo este el tema escogido para mi Tesis de Grado.

Cabe recalcar que los pozos de los lavaderos a embutir son de pozo rectangular y el diseño de la prensa es basado al esfuerzo que debe generar la prensa para embutir el pozo mas grande que se comercializa en el mercado. Este pozo es de dimensiones: 500mm * 300mm y 150mm de altura.

CAPITULO 1.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

1.1 Descripción del Proceso.

El diagrama 1.1 a continuación detalla el proceso de la poceta de dimensiones 300*500*150*0.70 mm que es la de mayor magnitud que se fabrica en la empresa Delta Prime S.A. , sobre la cual baso el diseño de la prensa.

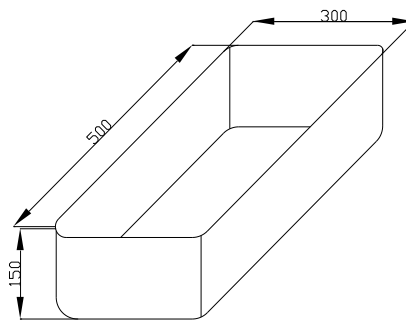


FIGURA 1.1 DIMENSIONES DE LA POCETA

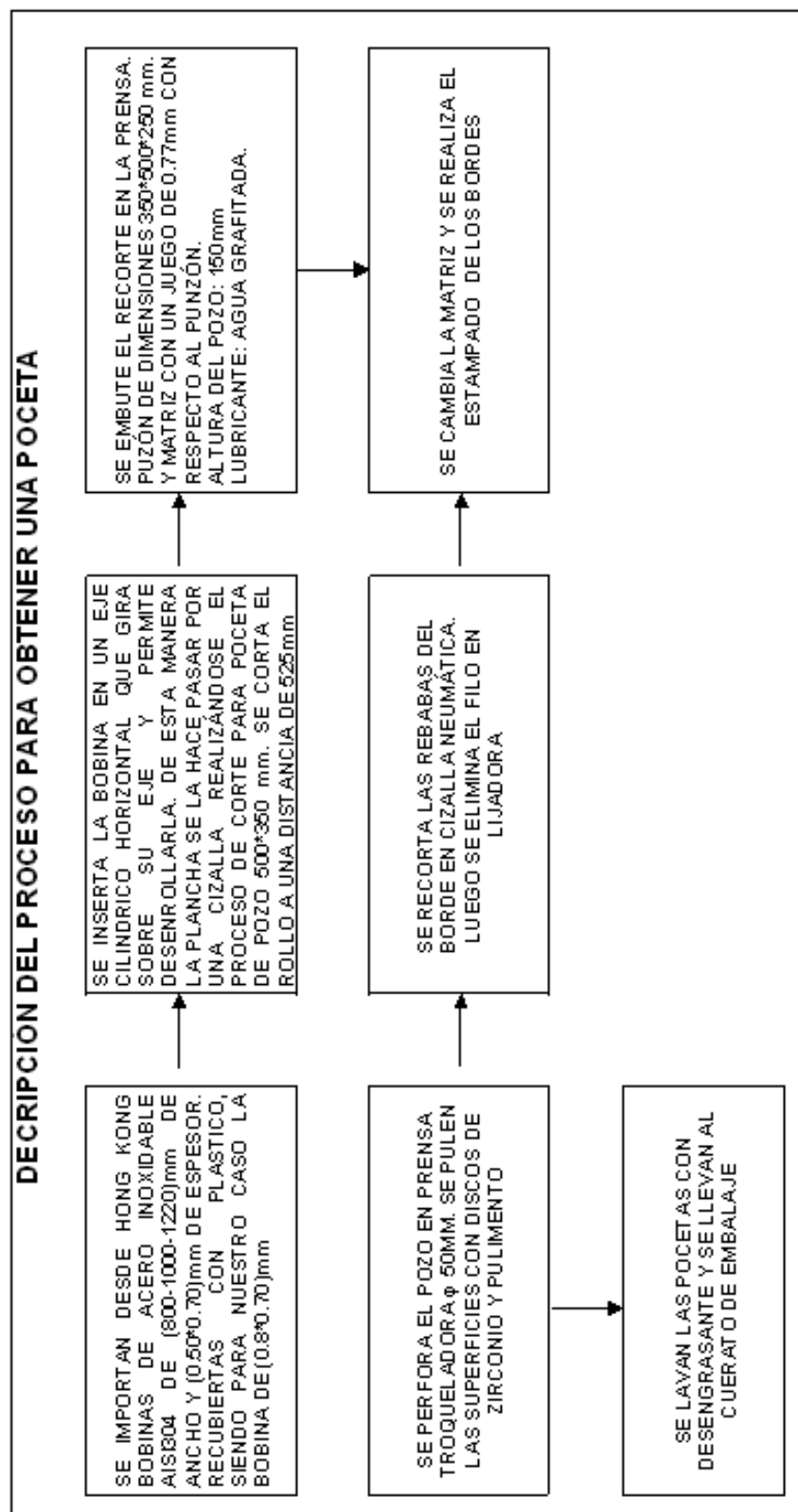


FIGURA 1.2. DIAGRAMA MORFOLÓGICO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DE POCETAS

A continuación se describirá brevemente con sus generalidades:

Materia prima.

Los rollos de acero inoxidable son importados de países orientales como Hong Kong. Estos vienen envueltos en rollo plástico para la protección contra el rayado de su superficie con objetos extraños.

Las bobinas se distinguen por su ancho , espesor y peso . Normalmente las bobinas se compran en anchos de 0.80m, 1.00m y 1.20 m; espesores de 0.50mm y 0.70mm ; pesos alrededor de 2 toneladas.

Corte de la plancha metálica.

Colocamos el rollo de forma horizontal en el porta-rollo, el cual lo desenrollamos sobre una mesa y lo cortamos en una cizalla accionada por motor eléctrico.

Embutido de la plancha.

Primero se colocan los moldes en la prensa, en posición tal que todas sus partes queden bien ajustadas para evitar deslizamiento durante el embutido. Se lubrica con agua grafitada sobre las superficies y la plancha antes de proceder a realizar el embutido.

Se cambia el molde para realizar el estampado de sus bordes, para este paso no se necesita lubricante.

Recorte de bordes.

El recorte de los borde se lo hace en una cizalla neumática dejando la pieza a la medida necesaria para el doblado , Luego se disminuye el filo y las puntas en una lija a motor de tal manera que no corte con el tacto.

Terminado de la poceta.

Se perfora el pozo en una prensa troqueladora con un diámetro de 5 cm . Se pule la superficie con discos de zirconio y pulimento rojo con el propósito de abrillantar las superficies que quedan opacas debido al embutido. Y se lavan las pocetas y se las embala en el cuarto de embalaje

1.2 Definición del problema.

La alta demanda en el mercado (venta de mas de 9.000 lavaderos mensuales) para la empresa Delta Prime y el no tener la capacidad de producción para satisfacerlos es la principal necesidad y nuestro primordial problema es obtener la capacidad para construirlos.

CAPITULO 2

2. PROCESO DE EMBUTICION DE PLANCHA METALICA PARA OBTENER UN POZO.

2.1 Teoría de la Embutición.

La embutición es una operación que consiste, partiendo de una pieza denominada recorte, obtener una pieza hueca de superficie no desarrollable y del mismo espesor que el primitivo recorte. Es una transformación de superficie por desplazamiento molecular. Si ha habido estirado se puede constatar una disminución del espesor del metal.

2.1.1 Principio de Operación.

La embutición puede efectuarse de dos maneras:

- Sin dispositivo de retención del recorte; es la embutición de simple efecto.
- Con un dispositivo de retención del recorte (con su sujetador) se tratará de la embutición de doble efecto.

Embutición de Simple Efecto.

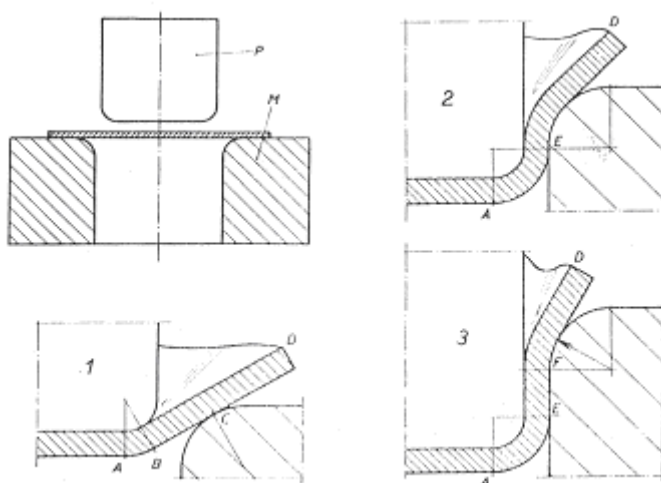


FIGURA 2.1. EMBUTICIÓN DE SIMPLE EFECTO

La herramienta se compone de:

Punzón P de embutición cuya sección tiene la forma de la embutición a realizar.

Matriz M de embutición provista de un agujero que permite el paso de punzón, disponiendo de un espacio igual al espesor del metal.

Detalle del proceso que se produce cuando se embute un recorte se lo ilustra en la figura 2.2 Coloquemos un recorte sobre la matriz.

Cuando el punzón P desciende, se tiene sucesivamente:

El recorte, presionado por el punzón P, tiende a penetrar en la matriz; la chapa se arrolla sobre AB apoyándose en C. Un punto cualquiera D del recorte ocupa entonces una posición sobre una circunferencia de diámetro mas pequeño.

Para conservar la superficie inicial, la chapa formara pliegues o aumentara de espesor. Se tiene:

- En A-B un aumento de espesor, ya que la chapa esta sujeta y no puede hacer pliegues.
- En B-D una formación de pliegues, porque la chapa puede deformarse libremente.

Embutición de doble efecto.

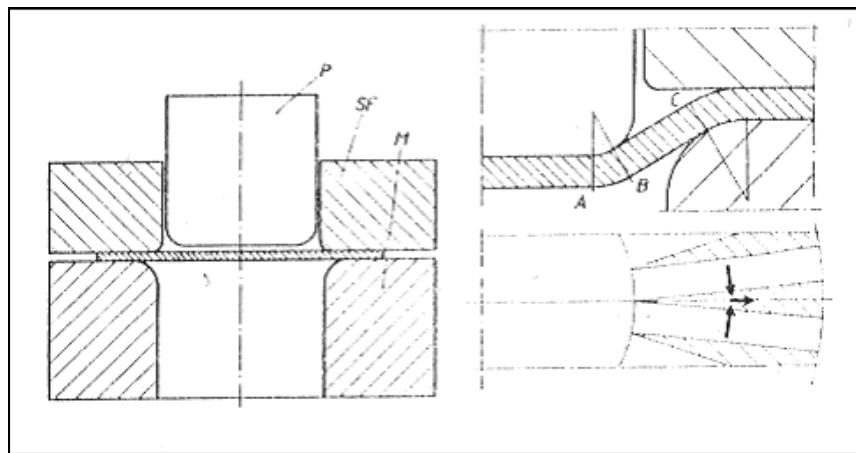


FIGURA 2.2. EMBUTICIÓN DE DOBLE EFECTO

Detalle del proceso que se produce cuando se embute un recorte se lo ilustra en el grafico 2.2. Para evitar la formación de pliegues, se dispone sobre la chapa, alrededor del punzón, una pieza anular SF, llamada sujetador. Este sujetador se aplica antes del principio de la operación y se mantiene a una presión apropiada a lo largo de toda la operación.

En un momento cualquiera de la carrera descendente del punzón, se tiene:

Entre la matriz M y el sujetador SF el recorte se desliza, quedando plano.

El aumento de espesor o la formación de pliegues se evitan por la presión del sujetador. Se produce una compresión lateral de las moléculas, con lo que éstas sólo pueden desplazarse radialmente.

De B a C; la formación de pliegues se evita por la tensión de la chapa resultante del apretado del sujetador SF. En este método de embutición, la parte AB presenta un adelgazamiento, el que es debido a la inercia de la chapa cuando el punzón ataca.

Los dos métodos de embutición son aplicables a embuticiones de alturas diferentes.

1 - En la embutición de simple efecto, la altura de las embuticiones esta limitada por la formación de los pliegues. Prácticamente, la altura máxima alcanzable es igual al 15 % del diámetro.

2- En la embutición de doble efecto, todas las alturas son teóricamente realizable

2.1.2 Radios de embutición.

El valor de este radio es muy importante, pues condiciona toda la embutición.

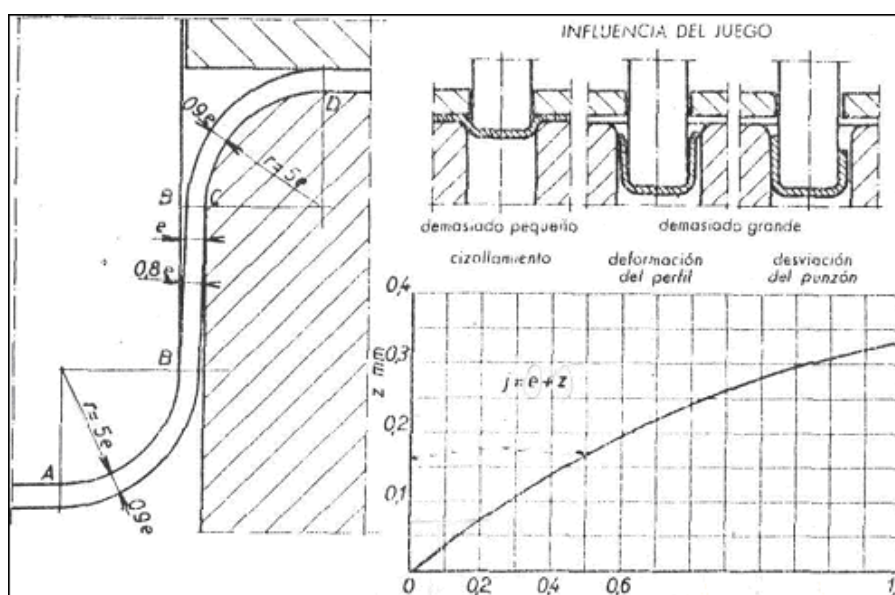


FIGURA 2.3. RADIOS DEL PUNZON

Radio de borde de la matriz.

El valor de este radio es muy importante, pues condiciona toda la embutición .

Examinemos primero las sollicitaciones de la chapa al pasar sobre el radio de borde del canto rectilíneo de una matriz rectangular (Embutición rectilínea). La parte BC, al pasar sobre el radio, sufre un adelgazamiento; al penetrar en la

matriz es obligada a enderezarse. (Doblado en sentido Inverso). Este enderezamiento y alargamiento, originados por la resistencia ofrecida al deslizamiento, provocan un nuevo adelgazamiento del material.

Un radio pequeño produciría una disminución del espesor más importante. Por otra parte, la resistencia que ofrecería el deslizamiento del recorte sería lo suficientemente grande para que el alargamiento producido provocara la rotura.

Si aplicamos estas observaciones sobre el radio de borde, a la embutición curvilínea, vemos que:

- 1 - De él nacen las fuerzas que vuelven a agrupar las moléculas del metal.
- 2 - Facilita el deslizamiento y el cambio de dirección de la chapa.
- 3 - Disminuye la resistencia al rozamiento.

Un radio demasiado pequeño provoca un alargamiento desmedido y riesgos de rotura. Un radio demasiado grande puede originar, pliegues dobles porque el apretado del recorte se realiza a demasiada distancia.

El radio exacto permite el deslizamiento normal y un alargamiento débil compensado por la compresión lateral

Determinación del radio de embutición.

La tabla 1 muestra valores que se adoptan a menudo.

TABLA 1

RADIOS DE EMBUTICIÓN

Espesor (mm)	Radios (mm)
$e < 1$	$r = 6e \text{ a } 8e$
$1 < e < 3$	$r = 4e \text{ a } 6e$
$3 < e < 4$	$r = 2e \text{ a } 4e$

Para embuticiones poco profundas, si diésemos al radio el valor hallado, el sujetador ya no podría tener una superficie, de apoyo suficiente. En este caso, se disminuye el valor del radio.

2.1.3 Juego de Embutición.

Teóricamente, el valor del juego es igual al espesor de la chapa, pero hay que tener en cuenta las tolerancias de esta. Por otra parte, si el juego es demasiado grande, se puede tener:

- 1 - Deformación del perfil de las paredes.
- 2- Una desviación del punzón que provoca la formación de lengüetas sobre el borde del embutido.

TABLA 2

JUEGOS DE EMBUTICIÓN

Material	Juego j
Latón	1,1 a 1,5 e
Aluminio	1,1 a 1,5 e
Plata	1,1 a 1,5 e
Cobre	1,1 a 1,5 e
Acero	1,2e
Duraluminio	1,2e
Embutición. Rectangulares	1,1 a 1,2e

2.1.4 Lubricación de la Chapa Metálica

Para evitar que la resistencia opuesta al deslizamiento de la chapa sea excesiva y provoque un estiramiento del material que puede llegar hasta su rotura, habrá que lubricar la chapa

Esta lubricación permitirá, como consecuencia, disminuir el esfuerzo de embutición y el desgaste demasiado rápido de la herramienta.

TABLA 3**LUBRICANTES PARA EMBUTICIÓN.**

Material	Lubricante
Latón	Petróleo y grafito en polvo o aceite de nabo + Agua jabonosa.
Aluminio	Aceite soluble diluido al 1/10. Una mezcla de aceite de colza y de grasa animal (30%) o de aceite de colza y lanolina
Acero	Una mezcla de : 25% de grafito en escamas + 25% de grasa de buey + 50% de aceite de manteca
Cobre	Petróleo y grafito en polvo o aceite de nabo + Agua jabonosa.
Acero inoxidable	Agua grafitada

Se intensifica el efecto de la lubricación cobreando o bonderizando las superficies de las chapas.

2.1.5 Velocidad de embutición.

La velocidad del punzón no tiene gran importancia para embutición de piezas cilíndricas.

Sin embargo Juan j. Maluquier (Manual del técnico matricero), aconseja no sobrepasar los siguientes valores:

TABLA 4**TABLA VELOCIDADES DE EMBUTICIÓN**

Material	Velocidad Ve en (mm/seg)
Zinc y acero inoxidable.	200
Acero Dulce	280
Aluminio	500
Latón	750

Para embuticiones no cilíndricas, son preferibles las velocidades pequeñas, alrededor de 2.5 cm/ seg. .

2.1.6 Esfuerzos de Embutición.

Se considera:

- 1- El esfuerzo de embutición propiamente dicho.
- 2- El esfuerzo del sujetador, es decir, la fuerza a aplicar para inmovilizar el recorte.

Esfuerzos para embutir una plancha metálica.

Este valor se expresa según las formulas siguientes sacadas del Manual Técnico del Matricero por Juan J. Maluquer. (Versión Española):

a) Embutición cilíndrica

$$F_e = \pi d e n R \quad Ec. (2.1)$$

b) Embutición rectangular:

$$F_e = 1.6 * (a + b + 2r) R * e \quad Ec. (2.2)$$

Formulas en las cuales :

d : Diámetro de Punzón en mm.

e : Espesor de la chapa en mm.

n : Coeficiente de embutición que depende de la relación d / D (ver anexo B).

Re : Resistencia a la tracción, en Kg. / mm²

a-b : Distancias entre los centros de los radios r de las esquinas (arcos) de la embutición rectangular.

Esfuerzo del sujetador.

a) Embutición cilíndrica:

$$F_s = \frac{\pi}{4} (D^2 - d m^2) * p \quad Ec (2.3)$$

b) Embutición Rectangular:

$$F_s = \left[2(a + b)h + \frac{\pi}{4} (D^2 - d m^2) p \right] \quad Ec. (2.4)$$

D = Diámetro del disco en mm.

D_m = Diámetro de la matriz en mm.

p = Coeficiente que depende del material. (ver tabla 5)

$a-b$ = Distancias entre los centros de los radios de las esquinas (arcos) de la embutición rectangular.

h = Altura de la embutición.

Trabajo de embutición.

El valor de este trabajo estará dado por las formulas indicadas más abajo, cuando la embutición se efectúa sobre prensa de simple efecto, con sujetador.

a) Embutición cilíndrica:

$$T = (Fe * x + Fs)h \quad \text{Ec. (2.5)}$$

b) Embutición Rectangular:

$$T = 0.7(Fe * x + Fs)h \quad \text{Ec. (2.6)}$$

x : coeficiente variable con la reducción y dado por el anexo

B

2.1.7 Dimensiones de los Recortes.

Calcular las medidas del recorte necesario para embutir una pieza, significa en otra palabras , determinar las dimensiones de la chapa plana que tenga el mismo volumen

que el de la embutición considerada. Pero como en este cálculo se parte de la hipótesis de que el espesor no varia durante la embutición , será suficiente buscar la igualdad entre la superficie de la embutición y del recorte.

TABLA 5

CARACTERISTICAS DE LAS CHAPAS METALICAS

Metales	C. rotura Re	Alarga- miento	Profundi- dad	Presión P del
	kg/mm	%	Eriksen mm	sujetador Kg/mm
Acero para Troquelar (Thomas)	36	20	9	28
Acero de embutición .	33	24	10	25
Acero de embutición profunda.	35	26	10,4	24
Acero para carrocería.	36	25	10,6	22
Acero inoxidable (18/8)	55	23	13	20
Hojalata.	32	20	9,5	30
Cobre.	23	37	12	20
Bronce de estaño.	45	10	10	25
Latón Lt. 60 a 63 dulce.	33	45	13,5	22

Latón Lt. 60 a 63 semiduro,	39	25	12	2
Zinc	13	56	8	12
Aluminio dulce	9	25	10	10
Aluminio semiduro.	12	8	8,5	12
Aluminio duro.	15	15	7	15
Duraluminio dulce.	20	19	10	10
Níquel	47	45	12	20

Embuticiones rectangulares

La pieza a obtener está compuesta de superficies planas y superficies cilíndricas, que se calculan separadamente.

El recorte se determina como sigue:

a) Trazar un rectángulo A, B, C, D, cuyos ángulos están situados en los centros de los radios r de las esquinas de la pieza a obtener.

b) En cada esquina, con A, B, C, D, como centro, trazar un cuarto de circunferencia, cuyo radio R se determina como sigue:

$$R = x \cdot P \quad \text{Ec. (2.7)}$$

$$P = \sqrt{r^2 + 2r(h + 0.5rf)} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

$$y \quad x = 0.07 \left(\frac{P}{2r} \right)^2 + 1 \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Fórmulas en las cuales:

r = radio del redondeado de las paredes

rf = radio del fondo de la embutición

h = altura de la embutición sin el radio del fondo.

c) Trazar el desarrollo de las partes rectas tomando por longitud de éstas:

$$d) \quad Ha = 0.57rf + h + r - 0.8(x^2 - 1)\frac{P^2}{a} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

$$Hb = 0.57rf + h + r - 0.8(x^2 - 1)\frac{P^2}{b} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Así se obtiene el recorte teórico que presenta ángulos vivos

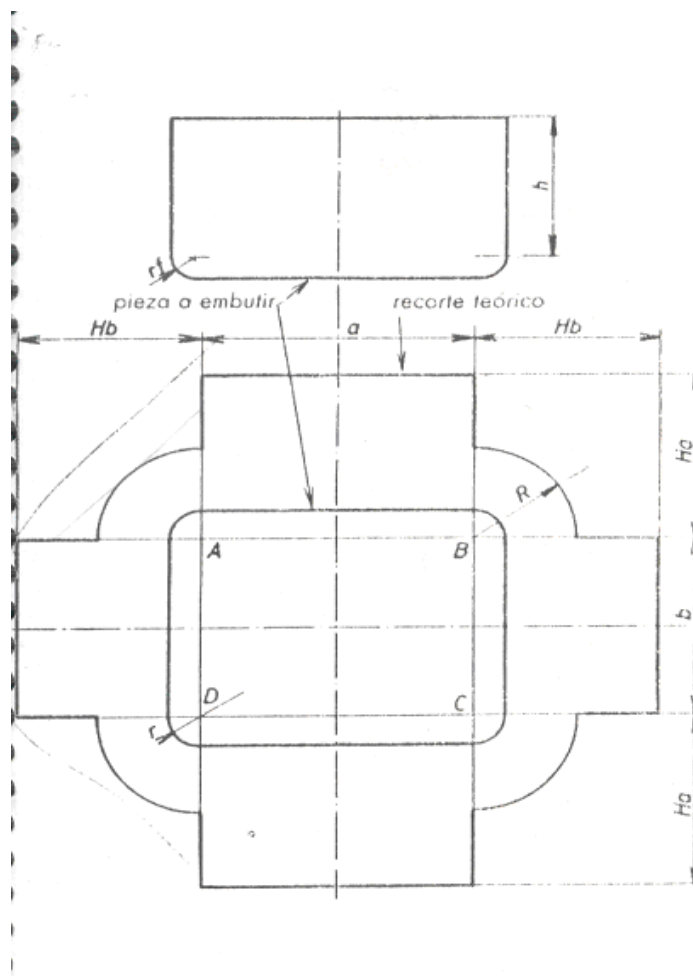


FIGURA 2.4. PERFIL TEÓRICO DEL RECORTE

2.1.8 Determinación de las Etapas.

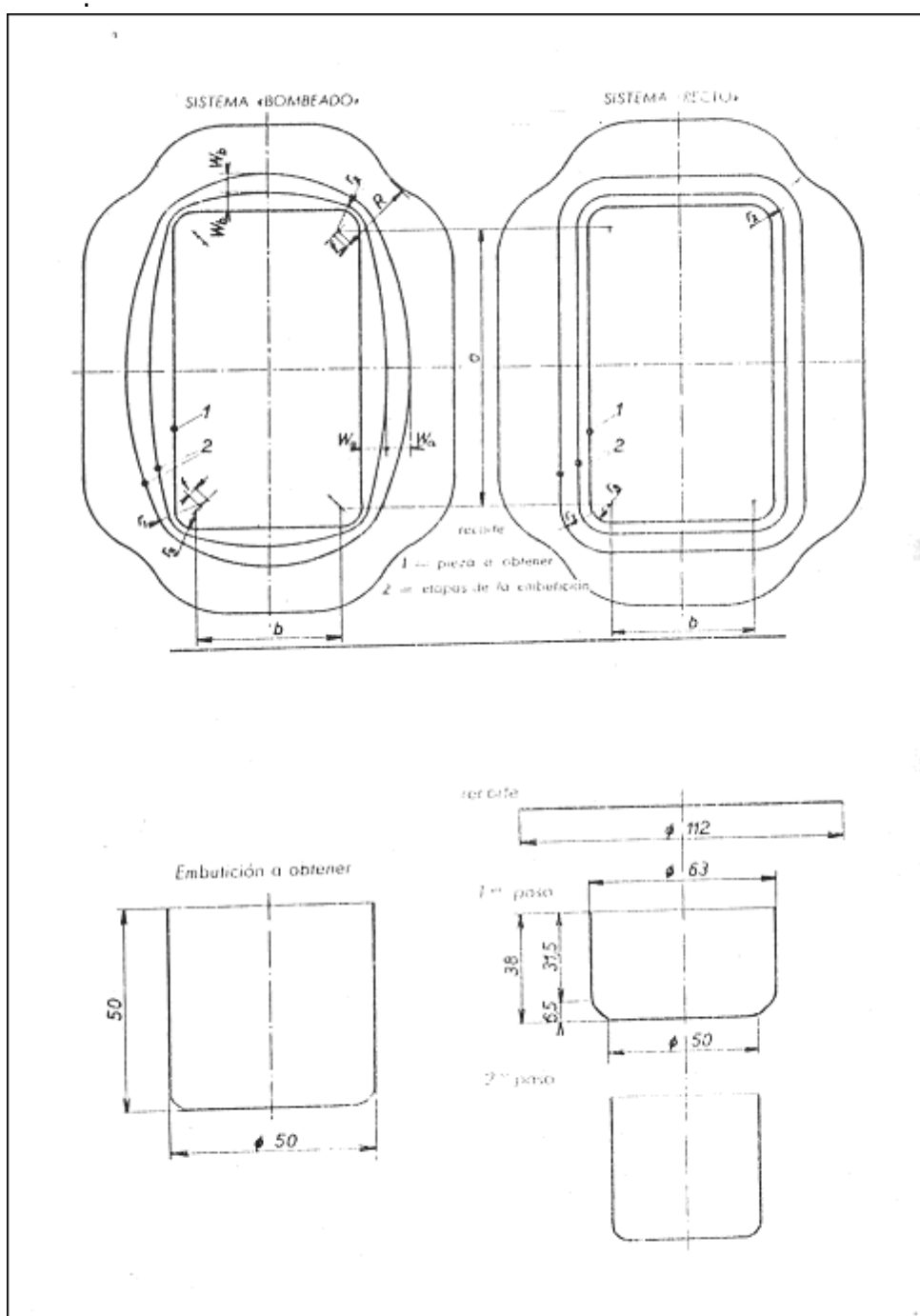


FIGURA 2.5. DETERMINACIÓN DE ETAPAS

Embutición rectangular.

Si la embutición a ejecutar tiene una altura superior a cinco veces el radio de las esquinas, hay que prever varios pasos o etapas.

El cálculo de los pasos se reduce a la determinación de la reducción de diámetros de los cilindros ficticios de las esquinas.

Existen métodos posibles:

Sistema bombeado.

Embuticiones en los pasos intermedios tienen los lados ligeramente los lados bombeados.

Ventajas: Este método requiere menos operaciones ya que los esfuerzos están repartidos mas regularmente en el material

Inconvenientes: El ajuste de la matriz es costoso.

Los radios de esquina se dan con las fórmulas:

$$r_1 = qR \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$r_2 = 0,6 r,$$

$$r_3 = 0,6 r,$$

Los centros de estos radios están situados a una distancia f tal que $f = 1/2 (r_1 - r_2)$.

Sistema Recto

Las embuticiones en los pasos intermedios tienen los lados paralelos a los que tendrá la pieza definitiva:

Ventaja : El ajuste de la matriz es mas sencillo.

Inconveniente: Al ser más débil la reducción del diámetro, aumenta el número de pasos necesarios

Los radios de esquina se obtienen con las fórmulas:

$$r_1 = 1.2q \times R \quad \text{Ec. (2.13)}$$

$$r_2 = 0.6r_1$$

$$r_3 = 0.6r_2$$

El centro de estos radios es común con el radio de esquina de la embutición definitiva.

Los coeficientes q están dados por la tabla # 6.

TABLA 6

COEFICIENTES DE EMBUTICIÓN

MATERIAL	1 ^{era} etapa M1	2 ^{da} etapa m2	q
Acero de embutición	0,60 - 0,65	0,8	0,37
Acero para embutición profunda	0,55 - 0,60	0,75 - 0,80	0,36
Acero para carrocerías	0,52 - 0,58	0,75 - 0,80	0,35
Acero inoxidable	0,50 - 0,55	0,80 - 0,85	0,4
Chapa estrañada	0,58 - 0,65	0,88	0,33
Cobre	0,55 - 0,60	0,85	0,32
Latón	0,50 - 0,55	0,75 - 0,80	0,31
Zinc	0,65 - 0,70	0,80 - 0,90	0,38
Aluminio	0,53 - 0,60	0,8	0,33

2.2 Herramientas de Embutición.

2.2.1 Clasificación de las Herramientas de embutición.

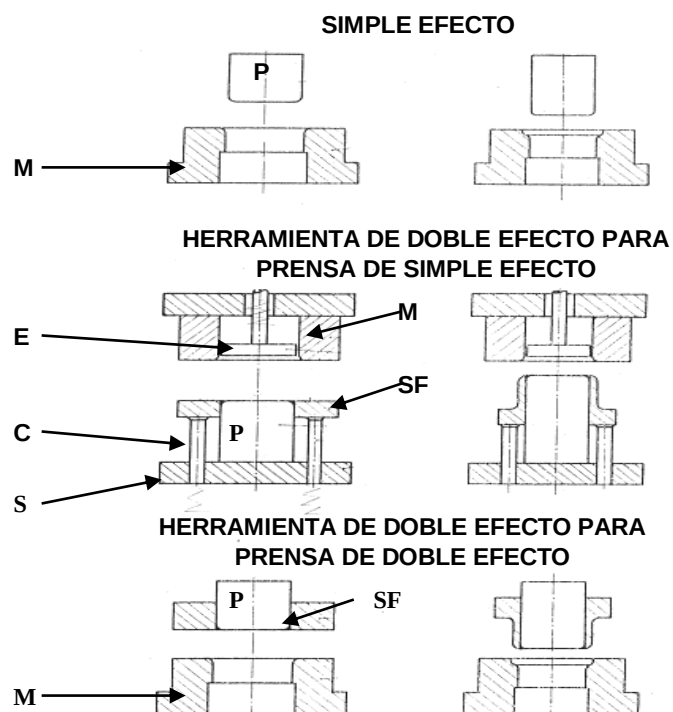


FIGURA 2.6. HERRAMIENTAS DE EMBUTICIÓN.

Las herramientas de embutición pueden clasificarse según:

- 1- La forma de trabajo y la prensa utilizada: Herramienta de simple efecto para prensa de doble efecto y herramienta de doble efecto para prensa de simple efecto.
- 2- La operación a realizar: Herramienta para primer paso y herramienta para pasos siguientes.

Herramienta de simple efecto.

Herramienta de primer paso, constituidas por:

P = Punzón. Acero duro templado provisto de agujeros taladrados, para, fuga de aire y evitar la deformación del embutido en la separación. Ver Figura 2.6

M = Matriz. Acero duro templado. Ver Figura 2.6

Herramienta para pasos siguientes, construidas por:

Los mismos elementos que anteceden, pero la matriz está provista de un alojamiento para el Centraje de la embutición obtenida en la primera pasada .

Herramienta de doble efecto.

Para prensa de doble efecto.

Herramienta de primer paso. Está constituida por:

P :Punzón. Acero duro templado.

St : Sujetador. Acero Duro templado. Ver Figura 2.6

M: Matriz. Acero Duro Templado. Ver Figura 2.6

Herramienta para pasos siguientes, constituida por:

Los. mismos elementos que la anterior. La matriz también está provista de un encaste para el contraje con el primer paso, y el sujetador esta asimismo achaflanado como el punzón para primer paso

Para prensa de simple efecto.

En este caso, el sujetador está accionado por un dispositivo colocado debajo de la mesa de la prensa (sujetador neumático, hidráulico o dispositivo de resorte). La disposición de la herramienta será, pues, invertida. Fig. 2.6

Herramienta de primer paso.

La herramienta esta constituida por:

Parte superior:

M : Matriz. Acero duro templado.

E : Expulsor. Acero semiduro. Accionado por el expulsor positivo del cabezal.

Parte inferior:

Mesa de acero semi-duro.

Punzón de acero duro templado

Sujetador de acero templado.

Guía cilíndrica. Acero duro. Transmite la presión del sujetador.

En el caso de embutición poco profunda, la herramienta puede estar provista de un resorte dispuesto entre el sujetador y el suelo.

2.2.2 Detalles de Construcción.

Punzones

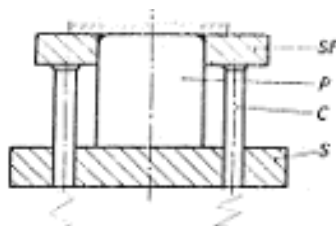


FIGURA 2.7 PUNZON P

Para las embuticiones de pequeñas dimensiones. Los punzones se construyen de una sola pieza. Para las de dimensiones» medianas o grandes, de *dos* piezas.

Una placa desmontable de acero duro templado va fijada con tornillos y pasadores al porta-punzón de acero semiduro.

En ciertos casos, la construcción en una sola pieza se realiza en fundición dura. Las superficies que trabajan deben estar bien pulidas. Los agujeros, los tornillos y los sujetadores no deberán alcanzar las superficies de deslizamiento.

Las partes superiores de los punzones, para piezas a ejecutar en varias etapas, serán achaflanadas a 38° y 40°. Este chaflán permite repartir la presión del sujetador sobre una superficie y no sobre una línea, como ocurriría en un redondeado. El chaflán se limitara al diámetro de la prensa siguiente

Matriz.

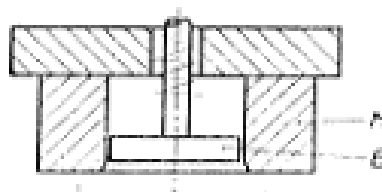


FIGURA 2.8 MATRIZ M

La construcción es análoga a los punzones, las partes que trabajan deben estar bien pulidas y ha de verificarse bien el valor de los radios.

En el caso de una embutición de simple efecto, una inclinación de 60° da mejores resultados que un radio sencillo.

Sujetadores

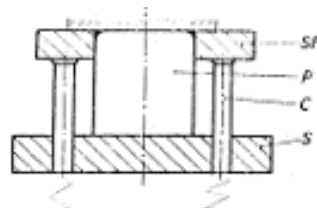


FIGURA 2.9 SUJETADOR SF

Los sujetadores se construyen de acero duro templado o bien de fundición. Por razones de deformación pueden estudiarse piezas desmontables, pero en este caso, hay que cuidar especialmente las uniones

Expulsor

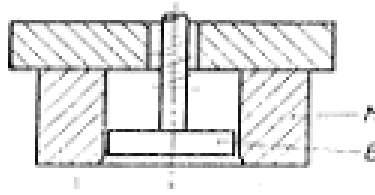


FIGURA 2.10 EXPULSOR E

Es de acero semi-duro o duro, según que se emplee sólo para expulsar o también para formar el fondo del embutido

Guías cilíndricas.

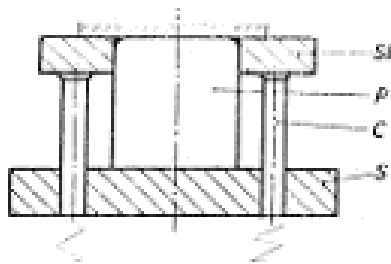


FIGURA 2.11 GUIAS CILÍNDRICAS C

Las guías cilíndricas C son generalmente de acero fundido templado. Sirven para transmitir el esfuerzo del colchón al sujetador

Base

Es la parte inferior de la prensa, es la mesa sobre la que descansa el punzón. Suele construirse de acero semiduro.

2.2.3 Fabricación de las herramientas.

a) Los principios estudiados en los capítulos anteriores son, por supuesto, muy valiosos cuando debe proyectarse la fabricación de las herramientas de embutición. Algunos puntos deben observarse particularmente:

- Las superficies de trabajo de la matriz y el redondeamiento de la entrada deberán estar bien pulidos para permitir el deslizamiento regular de la chapa. El sentido de pulido será el mismo del desplazamiento de la chapa.
- Deben preverse varios taladros en el punzón y en el fondo de la matriz para evitar una deformación del fondo del embutido a consecuencia de la compresión (o del vacío) del aire aprisionado.

b) Montaje de herramientas sobre las prensas

- Elección de la prensa.

Al igual que para las herramientas de doblado, además del esfuerzo, es la carrera necesaria para la embutición lo que sirve de guía en la selección.

- Carrera de las herramientas.

La carrera necesaria tiene como valor: 2 veces la altura de la pieza acabada, más el radio de la matriz, mas un juego.

Además, las herramientas para etapas posteriores, al ser altas, debe asegurarse que el pasaje entre las placas sea suficiente.

- Montaje de la prensa.

Como para las herramientas de doblado, el centrado se obtiene intercalando, o bien una pieza ya embutida, o bien unas lengüetas de metal del mismo espesor, dispuestas adecuadamente. También hay que regular la posición de la carrera haciendo dar una vuelta completa a mano, para asegurarse que el punzón no golpee el fondo de la matriz.

c) Montaje de herramientas sobre las prensas

El examen de la primera pieza embutida nos revelara los defectos eventuales que presenta la herramienta y permitirá ponerle remedio.

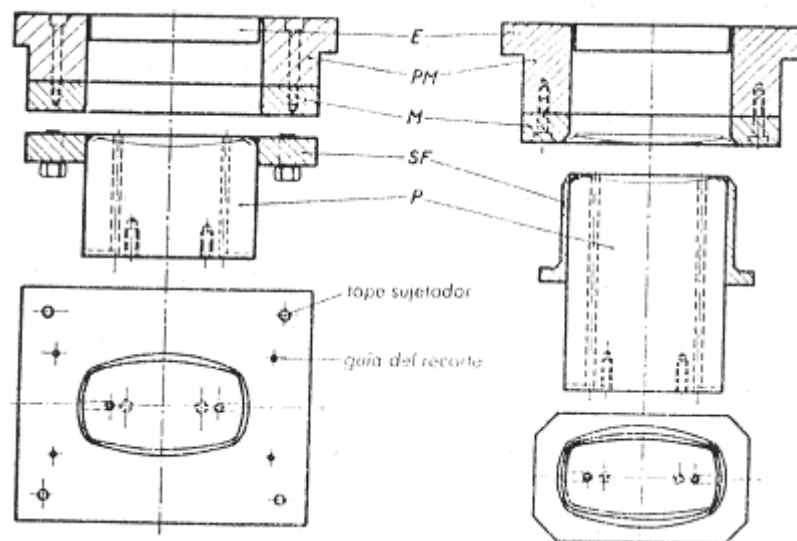


FIGURA 2.12. EMBUTICIÓN RECTANGULAR

2.3 Prensas.

2.3.1 Clasificación.

La clasificación de estas máquinas se basa en sus principios por el funcionamiento y en los movimientos que realizan.

Ante todo, se distinguen:

- Las prensas mecánicas.
- Las prensas hidráulicas

Dentro de cada una de estas categorías, los movimientos con los cuales están animadas las prensas, permiten diferenciar: Las prensas de simple efecto (Es decir, animadas de un solo movimiento y las prensas de doble efecto (Es decir, animadas de dos movimientos opuestos)

2.3.2 Prensas Mecánicas de Simple Efecto.

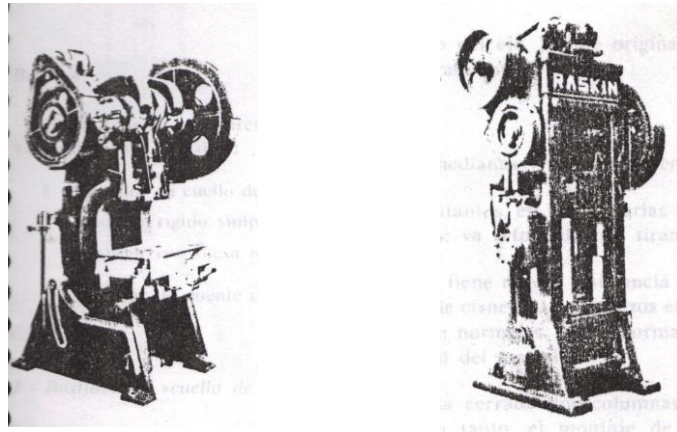


FIGURA 2.13 PRENSAS MECANICAS DE SIMPLE EFECTO.

Dentro de este tipo de prensas pueden distinguirse:

A) Según su función:

- Las prensas para troquelar y para embutir.
- Las prensas para doblar y punzonar.
- Las prensas para acuñar

B) Según su mando:

- Prensa de balancín (a mano, por fricción).
- Prensa de excéntrica.
- Prensa de manivela.
- Prensa de palanca articulada.

2.3.3 Prensas Mecánicas de Doble Efecto

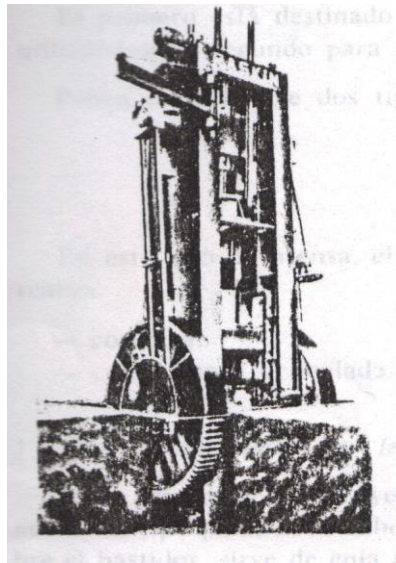


FIGURA 2.14 PRENSA DE DOBLE EFECTO CON MESA ASCENDENTE

Estas prensas solo se utilizan para los trabajos de embutición. Están animadas de dos movimientos:

El primero esta destinado a la sujeción del disco, utilizándose el segundo para la embutición.

Deben considerarse dos tipos de prensas; se diferencian según el órgano de la prensa que permite la sujeción del disco. Se distinguen:

- Prensas con sujetador móvil.
- Prensas con mesa móvil.

2.3.4 Prensas Hidráulicas de simple efecto y Doble Efecto.

Estas prensas no difieren de las anteriores más que en el accionamiento del cabezal. Pueden ser de puente o cuello de cisne, llevando bastidor de fundición o de acero soldado.

El cabezal es presionado y movido por un pistón que se desplaza bajo la acción de un fluido en un cilindro.

Los accesorios para estas prensas son: la bomba óleo-hidráulica, las conducciones y las válvulas de mando para el aceite.

La ventaja de estas prensas estriba en la facilidad de ajuste de la presión de aceite, que permite utilizar solamente el esfuerzo necesario y controlarlo

El sujetador permite ejecutar trabajos de embutición de doble efecto, sobre una prensa sencilla. El sujetador neumático o hidráulico, esta constituido por un cilindro; en el interior del cual actúa aire comprimido o aceite sobre un pistón, permite obtener una presión constante durante toda la carrera.

Al escoger la prensa apta para un trabajo determinado, deben antes conocerse las características de las máquinas de que se dispone. Para las herramientas consideradas, puede determinarse:

- Esfuerzo necesario (en toneladas).
- Trabajo necesario (en kgm.)
- Medidas de la herramienta.
- Carrera necesaria.
- Tipo de trabajo que se considera (golpe a golpe o continuo)

Estos datos ayudarán a facilitar la elección. El primero permite determinar el esfuerzo necesario en la prensa. El segundo, la elección sobre una prensa de accionamiento directo o por transmisión. El tercero permite asegurar la posibilidad de montaje de las herramientas.

En la elección de una prensa debe tenerse en cuenta, evidentemente, el tipo de trabajo que debe llevarse a cabo.

Los doblados se efectuarán sobre prensas excéntricas, prensas de fricción o en prensas especiales de doblado.

Las prensas de efecto simple, provistas de un amortiguador neumático o hidráulico , pueden utilizarse como prensas de embutir. Estas prensas permiten ejercer presiones de formación elevadas, con lo que se logran producciones más elevadas. Las presiones usuales de funcionamiento se sitúan entre 150 y 350 kg/cm²

2.4 Sistema Hidráulico

El objetivo principal de un sistema hidráulico es de transmitir potencia a través de un fluido presurizado. El fluido de trabajo entonces tendrá que cumplir un ciclo cerrado puesto que el mismo deberá ser retornado a un depósito una vez que realice la transmisión de potencia a través de los cambios de energía del ciclo : energía mecánica – energía hidráulico – energía mecánica.

Los dispositivos que permiten los cambios de forma de energía. Los accesorios para que el fluido pueda cumplir dicha función, los dispositivos que controlan o regulan la transmisión de energía, y los dispositivos de seguridad forman lo que se denomina circuito oleohidráulico . En función de los requerimientos de las aplicaciones este circuito se ira haciendo complejo.

2.4.1 Circuito Básico y sus Componentes

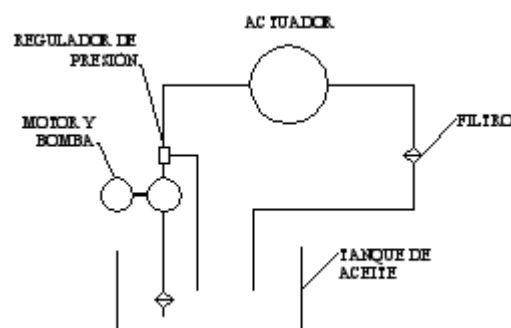


FIGURA 2.15. CIRCUITO BASICO

Un circuito hidráulico posee 3 zonas de presión :

- a) Presión de succión . Positiva si el tanque esta por encima de la bomba o negativa si el tanque esta por debajo de la bomba.
- b) Zona de alta presión.
- c) Zona de baja presión. Corresponde al retorno del fluido al tanque, es siempre de presión positiva.

Los elementos básicos son:

- Fluido de trabajo.
- Tanque de almacenamiento.
- Filtro.
- Líneas de conducción.
- Bomba (Elemento principal).
- Válvula de alivio.
- Actuador.

Fluido de trabajo.

Los aceites empleados en los circuitos hidráulicos trabajan dentro de grandes límites de presiones, de temperaturas y de velocidades. Su misión es la de asegurar, en todas estas

condiciones, una buena lubricación de los órganos del dispositivo hidráulico y prevenir de este modo el desgaste prematuro de los elementos que efectúan los movimientos rotativos o rectilíneos alternos.

En general, los aceites empleados en los circuitos hidráulicos deben tener las siguientes cualidades:

- a) Una viscosidad apropiada para asegurar un mínimo de fugas, un mínimo de pérdidas de carga y una pronta reacción del sistema hidráulico a los impulsos del mando.
- b) Elevado índice de viscosidad (igual o superior a 75) para asegurar un buen rendimiento del dispositivo hidráulico a las diferentes temperaturas de funcionamiento.
- c) Una película resistente de aceite para prevenir el desgaste de las bombas, válvulas, cilindros, pistones y, en general, de todos los órganos en los cuales las superficies de frotación sufren presiones específicas elevadas.
- d) Capacidad elevada de lubricación para facilitar la puesta en movimiento de los dispositivos de mando.

- e) Demusibilidad elevada para asegurar la separación rápida y eficaz del agua, impedir la formación de la emulsión y de vapores e impedir la absorción del aire.
- f) Baja cifra de neutralización que asegure un débil grado de acidez y permita así evitar la corrosión de las superficies de los órganos del dispositivo hidráulico.
- g) Estabilidad química para asegurar una resistencia a la oxidación e impedir de este modo la formación de pozos negruzcos o gomosos.

Viscosidad apropiada.

Se emplean corrientemente en los mandos hidráulicos los aceites minerales en los que la viscosidad es del orden de 150 segundos Saybolt (4,3 grados ENGLER) a 37° C. para un servicio normal, es decir, cuando la temperatura del aceite es inferior a 55° C.

Cuando las presiones y las temperaturas de marcha son elevadas, se emplean frecuentemente aceites en los que la viscosidad está comprendida entre 200 y 1.000 segundos

SAYBOLT (5,6° a 27° ENGLER) a 37 °C. (100 °F.). Las firmas americanas, teniendo en cuenta principalmente las fugas de las bombas, aconsejan emplear en los circuitos con bombas de caudal constante (circuitos en los cuales todo el caudal de la bomba no se utiliza, retomando el exceso al depósito por la válvula de descarga) aceites en los que la viscosidad está comprendida entre 150 y 300 segundos SAYBOLT (4,3° y 8,5° ENGLER aprox.)' a 37° C. (100-F.).

Índice elevado de viscosidad.

Para determinados aceites, esta variación es menos rápida que para otros.

Diremos que un aceite posee un elevado índice de viscosidad, si resiste a la variación de viscosidad, en función de la temperatura. Por esta razón sólo se emplean en los circuitos hidráulicos aceites cuyo índice de viscosidad sea mayor que 75. Así, la viscosidad del aceite empleado variará poco con la temperatura, y podremos conservar un buen rendimiento del dispositivo hidráulico en los distintos regímenes de trabajo.

Película de aceite resistente.

Existen presiones específicas muy elevadas entre las superficies en fricción de determinados mecanismos del dispositivo hidráulico. Y para prevenir el desgaste prematuro de estos mecanismos debe asegurarse una película de aceite muy resistente a la presión y al movimiento, y más teniendo en cuenta que dicha película es de muy poco espesor debido a la pequeñez de los huelgos y a las elevadas presiones.

Capacidad elevada de lubricación.

Es muy importante poder mantener un coeficiente de fricción lo más bajo posible, para asegurar así un movimiento fácil y una gran sensibilidad de las válvulas, de los pistones y de los otros mecanismos de accionamiento. Esto exige del aceite, además de la facultad de formar una película resistente, una buena calidad lubricante.

Demulsibilidad Elevada.

La demulsibilidad, llamada "demulsibilidad HERSCHEL", caracteriza la facultad de un aceite de separarse del agua. En efecto, si el agua, debido a su condensación o por otra

causa, penetra en el depósito, debe separarse lo más rápidamente posible, bajando al fondo del depósito y no circulando jamás con el aceite por las tuberías del sistema hidráulico.

El aceite que se mezcla con el agua forma emulsiones y espumas. La resistencia de la película disminuye. por este motivo ,considerablemente. Además, los aceites de baja demulsibilidad absorben el aire más fácilmente que los dotados de una demulsibilidad elevada.

La presencia de aire y de emulsiones en el circuito hidráulico debe evitarse por todos los medios.

Siendo el aire muy compresible, su presencia provocará una marcha irregular y a saltos.

Por regla general, los aceites empleados en los circuitos hidráulicos deben tener una demulsibilidad HERSCHEL igual o superior a 1.620.

Baja cifra de neutralización .

La cifra de neutralización define el grado de acidez del aceite, en la práctica, los aceites empleados para los mandos hidráulicos deben tener una cifra de neutralización

por debajo de 0,10, o, mejor aún, de 0,08. El término decimal representa en miligramos el peso de potasa cáustica (KOH), necesaria para neutralizar un gramo de aceite.

Estabilidad química.

Esta es una propiedad muy valiosa, puesto que la circulación del aceite y su calentamiento en el circuito hidráulico tienden a oxidarlo y deteriorarlo químicamente, y más teniendo en cuenta que las temperaturas de trabajo en los circuitos están generalmente por encima de las temperaturas normales (35° a 80 °C.).

Al oxidarse, el aceite se vuelve más viscoso; se ennegrece y forma un pozo de suciedades o gomoso, que adhieren entre sí los elementos de los mecanismos del sistema hidráulico.

De una forma general, diremos que los aceites de un índice de viscosidad elevado, tienen habitualmente una estabilidad química satisfactoria.

TABLA 7

ACEITES HIDRÁULICOS PARA USO EN MAQUINAS HERRAMIENTAS

Fabricante	Denominación del aceite	Viscosidad en	
		cSt 50	E 50

BP Benzin y Petroleum AG	Energol HP 20	31	4,2
Deutsche Castrol GmbH	Hyspin 80 SS	28	3,8
Esso AG	Nuto H - 54	37	5,0
Rudolf Fuchs, Mineralölwerk	Renolin 2	33	4,5
Mobil - Oil AG	Vac HL 36	36	4,8
Mobil - Oil AG	Mobil DTE Oil Heavy Medium	37	4,9
Shell AG	Shell Tellus Oil 29	30	4,0
Valvoline Oel GMBH	Valvoline Etc No. 10	33	4,5

Tanque de Almacenamiento.

El depósito o tanque es un elemento normal en la mayoría de circuitos hidráulicos y sirve para almacenar el fluido. También sirve para el llenado y actúa como cámara de expansión que acepta los cambios de volumen del fluido en el circuito principal, debidos al desequilibrio volumétrico de los cilindros y /o a la contracción o expansión térmicas del fluido.

Otras funciones secundarias son: la eliminación del aire disuelto en el sistema, la sedimentación de los contaminantes y la disipación del calor del fluido.

Básicamente se fabrican dos tipos de deposito: abiertos y cerrados.

Los primeros son simples tanques de almacenamiento, abiertos a la presión atmosférica. Los depósitos cerrados

pueden ser de presión o sin ella. Las razones para decidirse por un depósito cerrado normalmente sin presión son :

- a) Su aplicación en equipos móviles, aviación, etc., en los que el movimiento vaciaría el depósito.
- b) La protección contra la contaminación en ambientes en los que un filtro aireador seria insuficiente.
- d) El efecto de acumulador.

La figura muestra un depósito según recomendaciones JIC (Joint Industry Conference), que puede servir de guía en la practica.

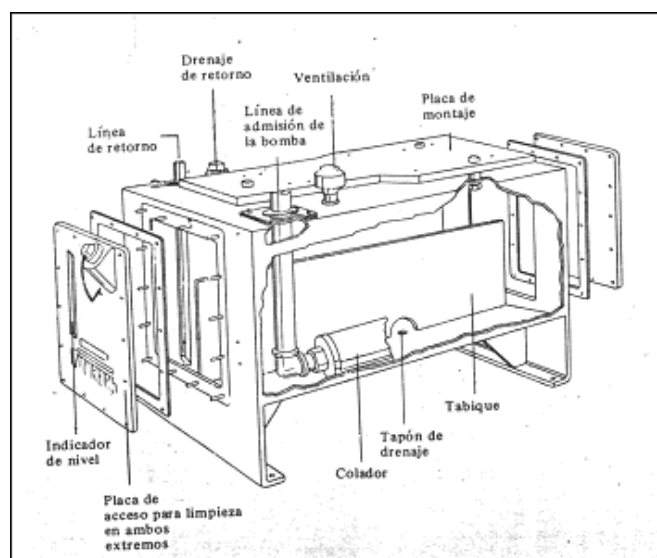


FIGURA 2.16. DEPÓSITO SEGÚN NORMAS JIC

La capacidad del depósito debe ser el triple del caudal de la bomba en litros por minuto, normalmente expresada como el volumen de fluido bombeado en tres minutos.

Casi todos los depósitos de tipo industrial (ventilados) son de acero dulce con uniones soldadas.

Con frecuencia, el espesor del material se elige de modo arbitrario, pero, como mínimo, se recomienda que sea de 3 mm.

En el anexo E se muestra un resumen de factores de selección de depósitos

Filtración.

La filtración es esencial en todo sistema hidráulico en circuito cerrado para eliminar los contaminantes que, de lo contrario, circularían continuamente con el fluido y podrían bloquear o "levantar" los componentes, dando lugar a erosión y desgastes rápidos.

Los contaminantes pueden clasificar según varios criterios:

- Solubles y no solubles
- Abrasivos y no abrasivos
- De origen químico o mecánico
- Metálicos o no metálicos, etc.

En el sistema ya en funcionamiento, los contaminantes se producen inevitablemente. Los principales son:

- Partículas metálicas.
- Escamas de pintura.
- Subproductos ácidos,
- Barros.
- Partículas de elastómeros.
- Sólidos en suspensión.

Recomendaciones básicas a seguir al armar un sistema hidráulico:

- a) Se debe asegurar por todos los medios que el sistema nuevo esté limpio, sometiendo a una limpieza previa todos los componentes antes de montarlos.
- b) Después del montaje se debe limpiar a fondo el sistema a base de hacerlo funcionar durante cierto tiempo, vaciarlo completamente y lavarlo a presión.

c) Durante todo el funcionamiento siguiente, el nivel de contaminantes en el fluido debería controlarse por filtración. Para ello existen dos métodos principales:

- Tratamiento del fluido por filtración a intervalos regulares.
- Colocación de filtros en puntos adecuados del sistema.

TABLA 8

CONDICIONES DE FILTRACIÓN

Tipo de sistema	Capacidad de separación (Micras)
Hidráulica industrial 70kg/cm ² (1000psi)	100-150
Hidráulica industrial 100kg/cm ² (1500psi)	50
Hidráulica industrial 140kg/cm ² (2000psi)	25
Movimientos alternativos	15
Servicios controlados	10-15
Alimentación de maquinas herramientas	10

Hidráulica para aplicaciones pesadas 140-200Kg/ cm ² (2000-3000 psi)	10
Con servo válvulas electro hidráulicas Con servo mandos de precisión	5-2 ½

En el anexo , se muestra para elección tipos de filtros .

Conducciones hidráulicas.

Existen tres tipos principales de conexiones:

- a) Conducciones rígidas o tubos.
- b) Conducciones flexibles o mangueras.
- c) Tubos en espiral.

Los principales parámetros a considerar en la selección de una línea son:

- a) La presión de trabajo.
- b) El caudal.
- c) La velocidad de flujo.
- d) La caída de presión admisible.
- e) La compatibilidad.

Especificación de los tubos.

Todos los tubos para alta presión son de pequeño diámetro interior, que no suele superar los 19 mm (3/4 de pulgada), para presiones de 210 kg/cm² (3000 psi) y superiores.

Básicamente, cuanto mayor es la presión menor es el diámetro interior empleado, siempre que éste cumpla las condiciones del sistema en cuanto a relación entre caudal y caída de presión.

Diseño de las tuberías.

Como se ha indicado existen por lo menos tres niveles de presión bien identificados en un sistema oleohidráulico. Los criterios que se utilicen para seleccionar estas líneas pueden incidir significativamente en los factores de selección antes indicados.

Además se pueden identificar plenamente los principales fenómenos que inciden en cada nivel de presión. En las líneas de succión la caída de presión incidirá efectivamente en la presencia de cavitación en la bomba. En las líneas de alta presión el golpe de ariete, caídas de presión excesivas, que incrementan la temperatura del fluido, son los principales factores a considerar, y en las líneas de retorno una excesiva caída de presión requerirá de una bomba de mayor capacidad para que logre hacer que el fluido retome al reservorio. Por consiguiente las siguientes recomendaciones deben ser tomadas en cuenta:

- a) Las líneas de succión deben ser de tal diámetro que la velocidad del fluido sea menor a 1.5 m/s. Esta consideración hará que las líneas de succión sean las de mayor diámetro en un sistema oleohidráulico.
- h) Las líneas de alta presión deberán ser de tal diámetro que la velocidad del fluido sea menor a 4.5 m/s para que la caída de presión provocada por la fricción no sobrepase el 5% de la presión de suministro de la bomba.
- d) Las líneas de retorno deben ser de igual o mayor diámetro que las líneas de alta presión para evitar una excesiva caída de presión. Por ninguna consideración el diámetro de estas líneas debe ser menor a las de alta presión

Bombas de aceite.

De los diferentes tipos de bombas existentes las que son de interés son las de desplazamiento positivo. Estas bombas son las que alcanzan las más altas presiones, parámetro principal en las aplicaciones oleohidráulicas.

En aquellos sistemas en donde estén funcionando deberá incluirse una válvula de alivio que permita retomar el fluido de trabajo al tanque.

Existen tres tipos:

- Bombas de engranajes.
 - Externos.
 - Internos.
 - Tornillo.
- Paletas
 - Deslizantes.
 - Oscilantes.
- Bombas de Émbolos.
 - Alternativos (pistones en línea).
 - Radiales.
 - Axiales.

De acuerdo con su sistema de trabajo podemos distinguir estas bombas en :

Bombas de caudal constante; las hay de todos los tipos.

Bombas de caudal variable; para ello sólo son utilizables los tipos con Émbolos.

Las bombas para dar presión de aceite tienen la misión de transformar la energía que las acciona en un caudal de aceite con una presión determinada. Esta energía hidráulica puede conducirse mediante tuberías hasta elementos hidráulicos alejados (cilindros o hidromotores), en los cuales puede efectuar un trabajo.

La elección de una bomba puede ser arbitraria o calculada. Es decir, para una cierta aplicación pueden servir varios tipos de bomba si nos basamos en la “practica aceptada”. Los principales factores de selección son:

- Presión de trabajo.
- Capacidad (caudal y potencia).
- Rendimiento.
- Control.
- Peso.
- Velocidad.
- Fluido.
- Ruido.
- Precio.
- Mantenimiento.
- Repuestos y servicios.

A continuación en el diagrama 2.3 se dan las curvas de funcionamiento de las tres bombas oleohidráulicas más comunes usadas en la industria. Las curvas están dadas para dos tipos de viscosidad de fluidos medida en Segundos Saybolt Universal.

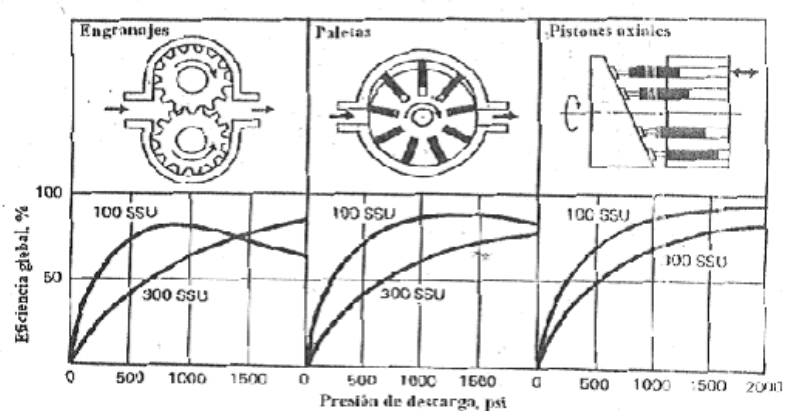


FIGURA 2.17 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO

TABLA 9 .

TIPO DE BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS

Tipo	PRESIÓN	CAUDAL	OBSERVACIONES
Engranaje interior	De 500 a 3.000 psi	Hasta 90 gpm	Rendimiento: desde 40 a 90%. Desplazamiento
Engranaje exterior	Alta		Gran desplazamiento, constante.

Paleta Deslizante	De 1000 a 1.500 psi		Rendimiento: 90% Desplazamiento fijo y variable
Pistones en línea	Hasta 15.000psi	Gran Caudal	Desplazamiento constante a
Varios pistones, rotativa tipo Hele-	Hasta 3.000 psi	Moderado	Desplazamiento constante o variable
Varios pistones radiales	1 hasta 10.000 psi	Elevado	Desplazamiento fijo o variable.
Varios pistones axiales: Williams-Janney	Hasta 3.000 psi. .	Moderado a elevado	Desplazamiento variable de aplicación extensa
Pistones axiales con placa motriz	Hasta 10.000 psi	Moderado	Desplazamiento constante para

Gatos y Arietes.

El cilindro es, sin duda alguna, la forma mas corriente de accionador lineal hidráulico. Es el recurso normal para conseguir movimientos o esfuerzos lineales, con un rendimiento generalmente superior al de los dispositivos neumáticos o eléctricos lineales.

Por lo general, los cilindros se dividen en: cilindros de *simple-electo* y de *doble-efecto*, según el movimiento se inicie, por la presión del fluido, en un solo sentido o en ambos. Si el cilindro es de simple efecto el movimiento de retomo puede ser por gravedad, por un muelle interno o por una fuerza exterior.

Los cilindros de doble efecto son los más corrientes en aplicaciones generales. En cada extremo hay lumbreras para el fluido que funcionan alternativamente como de admisión y de escape, y están mandadas por un selector. La fuerza que se obtiene es algo menor que la que proporciona un cilindro de simple efecto, porque cuando se aplica la presión del fluido a toda la superficie del émbolo (carrera de salida o de extensión), existe cierta contrapresión en el lado del escape, y también porque se requerirá una junta de estanqueidad para el vástago para evitar las fugas cuando se presione al émbolo en sentido opuesto, con el consiguiente aumento de resistencia por frotamiento.

TABLA 10.**TIPOS DE CILINDROS**

<i>Tipo</i>	<i>sub.-tipo(s)</i>	<i>Aplicaciones</i>
Simple efecto	a) retorno por gravedad b) retorno por muelle c) retorno por fuerza exterior	Elevación, gatos. Normalmente trabajos ligeros asociado a aparatos elevadores
Doble efecto	a) vástago simple b) vástago pasante	El más utilizado en aplicaciones generales. Para mayor rigidez mecánica o apoyo del vástago-p.e. para fuertes cargas
Telescópico.	a) simple efecto b) doble efecto	Carreras largas. Longitud mínima en retracción
Rotativo	montado en distribuidor	cuando el cilindro y/o el vástago deben girar con la carga. Generalmente limitados a las carreras cortas y presiones moderadas, con velocidades de rotación de 1000 rpm

2.4.2 Tipos de Válvulas Hidráulicas.

Se diferencian 3 tipos importantes:

- Válvulas direccionales.
- Válvulas de control de flujo.
- Válvulas de control de presión.

- Servo Válvulas.

Válvulas Direccionales.

Nos referimos aquí, en términos generales, a las válvulas de control direccional o distribuidoras que determinan el recorrido del fluido en una parte del sistema. Se pueden clasificar de varias maneras, pero la más práctica se basa en el número de vías o lumbreras en el cuerpo de la válvula, debido principalmente a que casi todas son de corredera y difieren mas que nada en detalle .

De acuerdo a esta clasificación tenemos las siguientes:

Válvula 2/2 (dos vías , 2 posiciones).

Válvula 3/2 (tres vías , 2 posiciones).

Válvula 4/2 (cuatro vías , 2 posiciones).

Válvula 5/2 (cinco vías , 2 posiciones).

Válvula 6/2 (seis vías , 2 posiciones).

Estas pueden accionarse manualmente, mecánicamente o hidráulicamente y por señal eléctrica (electro-válvulas).

Válvulas de control de flujo.

Dentro de estas tenemos, las siguientes:

- Válvulas des-aceleradora.

- Válvulas de derrame de presión compensada.
- Válvulas divisora de flujo.
- Válvulas de prioridad.
- Válvulas de transferencia.
- Válvulas de secuencia.
- Válvulas anti-retorno.
- Válvulas de bloqueo.

Válvulas de control de presión.

Son, en principio, válvulas de dos vías normalmente cerradas pero que se abren a una presión predeterminada por simple ajuste. Pueden ser de accionamiento directo o pilotadas, según el nivel de potencia del circuito.

Dentro de estas tenemos, las siguientes:

- Válvulas diferenciales de seguridad.
- Válvulas de seguridad diferencial con ajuste máximo límite.
- Válvulas de seguridad de doble sentido.
- Válvulas de seguridad piloto.
- Válvulas de descarga y de seguridad combinada.
- Válvulas de seguridad de ajuste variable.
- Válvulas de seguridad en serie.

- Válvulas reductoras de presión.
- Válvulas reductoras de presión.
- Válvulas de descarga rápida.
- Válvulas de desconexión.
- Válvulas de contrapresión.
- Fusibles hidráulicos.
- Válvulas accionadas por solenoide.

Su simbología las podemos revisar en el anexo A.

2.4.3 Circuitos Hidráulicos para Prensas.

A continuación se detalla con esquemas algunas de las soluciones aportadas al problema del mando hidromecánico de las prensas.

Prensas con alimentación por bombas de caudal constante.

En el caso más simple (Fig. 2.17), el distribuidor (4), de tres posiciones, permite enviar el aceite suministrado por la bomba o bien al depósito o bien hacia la sección "S₁" o hacia la "S₂" del cilindro (5). La válvula de seguridad (3) limita la presión en el circuito.

La presión máxima está determinada por el tarado de la válvula de seguridad (3).

Este circuito no permite obtener desplazamientos rápidos en vacío, por lo que sólo se aplica a prensas de pequeñas potencias (esfuerzo inferior a 10 TN), o cuando no hay carrera de aproximación.

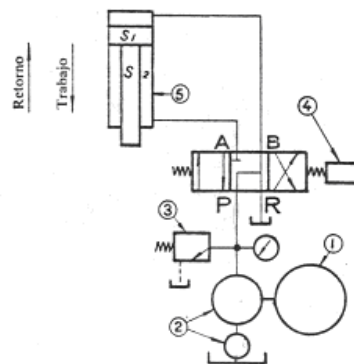


FIGURA 2.17 PRENSA CON ALIMENTACIÓN POR BOMBAS DE CAUDAL CONSTANTE

- 1 Motor eléctrico.
- 2 Bomba de caudal constante con filtro en la aspiración.
- 3 Válvula de seguridad.
- 4 Distribuidor
- 5 Cilindro de doble efecto.

Aproximación rápida.

Es posible realizar movimientos rápidos en vacío con una sola bomba de caudal constante.

A este efecto, el cilindro (5) está dotado de un pequeño pistón de aproximación rápida (a) (fig. 2.18). Siendo la sección " S_3 " mucho más pequeña que la " S_1 ", la velocidad de aproximación será mucho mayor, a igualdad del caudal, que la velocidad de trabajo.

Durante la carrera de aproximación, la bomba alimenta " S_3 ", y el cilindro (5) se llena por aspiración a través del "clapet" (3.) desde el depósito en carga (4).

Cuando la presión aumenta en la sección " S_3 ", la válvula de sucesión de movimientos (2) se dispara. El aceite suministrado por la bomba alimenta simultáneamente las secciones " S_1 " y " S_3 ". Se efectúa la carrera de trabajo. Durante el retorno, el aceite que está en el lado " S_3 " vuelve al depósito por el distribuidor (1); el del lado " S_1 " vuelve al depósito (4) a través del "clapet" (3), que está abierto gracias a la presión que hay en " S_2 ".

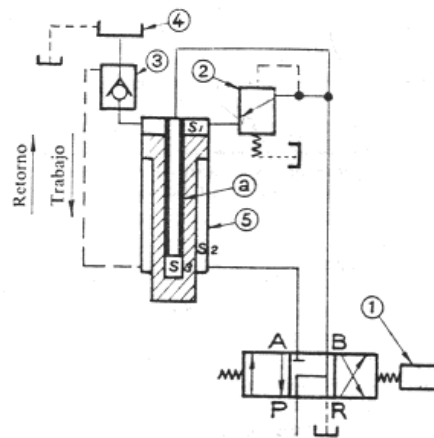


FIGURA 2.18 PRENSA CON APROXIMACIÓN RAPIDA

- 1 Distribuidor.
- 2 Válvula de sucesión de movimientos.
- 3 Clapet anti-retorno de mando hidráulico
- 4 Deposito de carga
- 5 Cilindro de doble efecto

En muchas prensas verticales antiguas se empleaba el peso importante del equipo móvil para obtener el movimiento de descenso.

En este caso, el cilindro de simple efecto era frecuentemente un pistón vástago.

Es también posible en ciertos casos emplear el peso del equipo móvil para efectuar la carrera de aproximación en vacío

Equilibrio del equipo móvil.

En ciertos casos el peso móvil de ciertas prensas permite obtener por gravedad, una velocidad mayor que la que corresponde al aceite suministrado por la bomba. Esto resulta incómodo, puesto que el cilindro desciende rápidamente y produce un choque contra las piezas a prensar; con todo, conviene lograr que el caudal de la bomba haya llenado para que suba la presión.

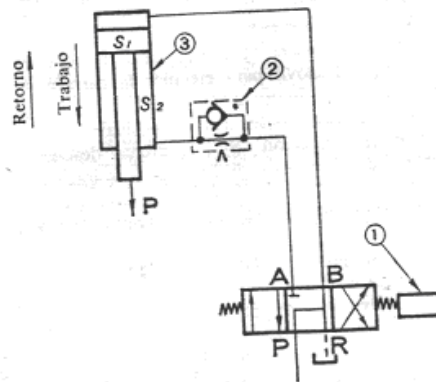


FIGURA 2.19 PRENSA EQUILBRADA CON CLAPET FRENADOS

- 1 Distribuidor.
- 2 Clapet frenador.
- 3 Cilindro doble efecto.

4 Peso de equipo móvil.

El estrangulamiento puede ser reemplazado por una válvula de sucesión de movimientos (2), figura 2.20 Esta válvula está tarada a una presión " p ", que es igual al peso del equipo móvil " P ", dividido por la superficie " S_2 ". Durante el descenso del pistón (4), el aceite no puede fluir de " S_2 " hacia (A), si la presión en " S_2 " no es superior a la dada por el tarado de (2). De esta forma, el peso del equipo móvil no interviene durante la carrera de aproximación. Hace falta que la bomba suministre a " S_1 " para comunicar a " S_2 " la ligera presión que permita la apertura de (2). Al retomo, el aceite suministrado por la bomba fluye libremente de (A) hacia " S_2 ", levantando el "clapet" anti-retorno (3). A veces, este "clapet" va incluido en la válvula (2).

Este conjunto se llama entonces equilibrador.

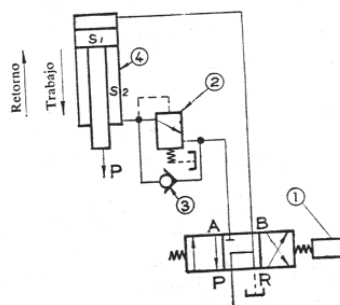


FIGURA 2.20 PRENSA EQUILBRADA CON VÁLVULA DE SUCECIÓN DE MOVIMIENTOS

- 1 Distribuidor.
- 2 Válvula de sucesión de movimientos.
- 3 Clapet antirretorno.
- 4 Cilindro de doble efecto.
- 5 Peso del equipo móvil

Estos ejemplos serán de uso para el diseño de la parte hidráulica de la prensa.

Prensas con alimentación por varias bombas.

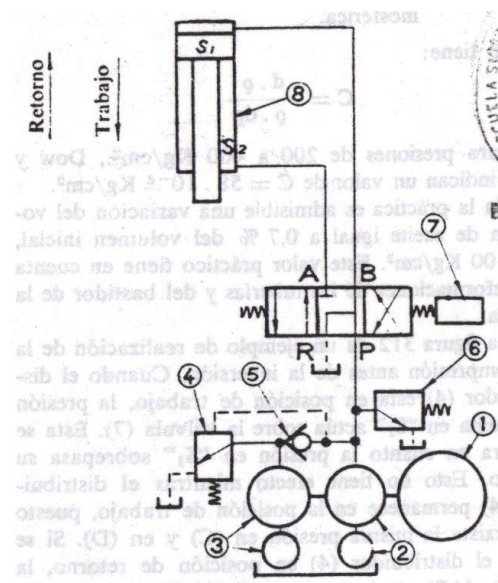


FIGURA 2.21 PRENSA CON ALIMENTACIÓN POR VARIAS BOMBAS

Habitualmente se agrupan dos bombas, una de gran caudal y baja presión, para las carreras de aproximación, y la otra, de pequeño caudal y una gran presión, para el trabajo. Tengamos

en cuenta que la bomba de alta presión puede ser de caudal constante o variable.

El empleo de varias bombas permite un mejor empleo de la potencia del motor. El funcionamiento de este sistema tiende a aproximarse al de una bomba de caudal variable con potencia constante estudiado antes.

El caso más sencillo viene representado en la figura 2.21

Durante la carrera de aproximación, los caudales de las bombas (2) y (3) se suman. Cuando el esfuerzo aumenta y sobrepasa el tarado de la válvula (4), ésta elimina el caudal de la bomba (3), que va al depósito. El "clapet" (5) se cierra y la presión de trabajo suministrada por la bomba (2) mantiene la válvula (4) abierta. De esta forma, el aceite proporcionado por (3) vuelve al depósito sin ninguna presión.

Si la presión del circuito cae por debajo del valor de la presión de tarado de (4), esta válvula se cierra y el caudal de la bomba (3) se suma de nuevo al de la bomba (2). La presión máxima viene determinada por el tarado de la válvula (6). Muy frecuentemente los dispositivos (4), (5) y (6) están agrupados en un solo bloque.

Los caudales y las presiones de las bombas (2) y (3) pueden elegirse de tal forma que la potencia absorbida sea constante en alta o baja presión. Al contrario, la bomba de alta presión (2) puede tener solamente un pequeño caudal, apenas el suficiente para compensar las fugas del circuito. En este caso, esta bomba se llama bomba de mantenimiento; permite mantener un esfuerzo de apriete sin calentamiento apreciable del aceite, y por tanto la energía transformada en calor es muy pequeña.

TABLA 11

TIPOS DE FILTROS SEGÚN SU FABRICACIÓN

Elemento	Capacidad de filtración	Observaciones
Papel	Hasta 10 micras o menos	Poca permeabilidad, poca resistencia y sujeto a migración
Tela	Hasta 20 micras	Mayor permeabilidad que los papeles. La resistencia aumenta con un refuerzo de tela metálica, etc
Guía metálica	Hasta 35 micras	Para filtros de succión, de depósitos, etc.
Tela metálica	Hasta 10 micras	Caro, pero adecuado para altas presiones por su buena resistencia y no sujeto a migración
De borde (discos de papel)	De 10 a 1 micra o inferior	Grado de filtración variable con la compresión. Gran resistencia al flujo. Se atasca fácilmente
Tela metálica sinterizada	10 a 20 micras	Elevada resistencia, adecuado para altas temperaturas. Totalmente libre de migración. Caro. Poca capacidad de retención de suciedad

Metal poroso sinterizado	Hasta 2¼ micras	Buena resistencia mecánica, autoportante y adecuado para altas temperaturas y presiones. Poca retención de suciedad. En condiciones severas no se elimina totalmente el riesgo de migración
Metal poroso sinterizado con refuerzo de tela metálica	Hasta 2% micras	Muy resistente. Adecuado para plena presión
PTFE sinterizado	5 a 25 micras	Caro, sujeto a migración. Resistencia mejorada por refuerzo
Polisteno sinterizado.	30 micras	Poca resistencia al flujo y libre de migración. Inadecuado para más de 60° C
Filtros metálicos sinterizados	Hasta 5 micras o inferior	Caro, pero sin migración
Filtros magnéticos	Sólo partículas ferrosas	Poca o nula resistencia al flujo Utilizado en filtros por lotes o prefiltros
Telas	Hasta 0,5 micras	Pueden utilizarse en filtros por lotes o en respiraderos

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA PRENSA.

3.1 Descripción del Problema.

La empresa Delta-Prime fabrica ocho tipos de lavadero y cuatro tipo de pocetas (con pozo rectangular). Cada lavadero tiene su tiempo de construcción ,este se divide en tiempo para embutir el pozo y tiempo para estampar sus bordes.

Para satisfacer la venta de todos los tipos de lavaderos, normalmente se fabrican en una serie de 250 en 250 lo cual produce muchos cambios de molde. El continuo cambio de matriz vuelve lenta la producción , por Ej. El lavadero doble pozo con escurridera demora 4 min. solo en embutir los pozos sin contar el proceso de estampado , esto no permite satisfacer la demanda , perdiendo de esta manera el mercado que es absorbido por lavaderos extranjeros que son importados desde Colombia. La alta demanda de lavaderos y el no satisfacerlos es el principal problema de esta empresa .

3.2 Posibles Soluciones.

La solución para cubrir la alta demanda es producir una cantidad mayor de lavaderos . Y La maquinaria adecuada para producir pocetas y lavaderos (embutición profunda de chapa metálica delgada) son las prensas .

Como ya se reviso en el capitulo 2 las prensas se clasifican de varias maneras : por su accionamiento que puede ser mecánico o hidráulico;

por su función que puede ser para troquelar, embutir, doblar, punzonar y acuñar; por su mando que pueden ser prensa de balancín, prensa excéntrica, prensa de manivela y prensa de palanca articulada.

Para la embutición de pozos metálicos ya sean de sección circular o rectangular se necesita que la prensa cumpla ciertos requisitos importantes.

- La prensa debe de estar animada de dos movimientos. El primero esta destinado a la sujeción del recorte y el segundo para la embutición.
- El esfuerzo y la velocidad de embutición deben de ser fácilmente regulables.
- La presión del sujetador debe de ser constante durante el proceso de embutición.
- Los moldes deben de ser de fácil montaje.

Otros requisitos que debe tener la prensa son:

- Debe de ser de fácil construcción .
- Debe de ser de fácil mantenimiento.
- Debe de ser fácil operación.
- Debe tener seguridad para el operador.

Las prensas utilizadas en la industria para este tipo de trabajo son :

1. Prensas Mecánicas de doble efecto con sujetador móvil.
2. Prensas Mecánicas de doble efecto con mesa móvil.
3. Prensa Hidráulica de doble efecto.
4. prensa Hidráulica de simple efecto con herramienta para doble efecto.

3.3 Matriz de Decisión.

TABLA 12

MATRIZ DE DECISIÓN

CRITERIOS	ANIMADA DE DOS MOVIMIENTOS	ESFUERZO Y VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN REGULABLE	PRESIÓN DE SUJETADOR DEBE DE SER CONSTANTE DURANTE EL PROCESO DE EMBUTICIÓN	MOLDES DE FACIL MONTAJE	FÁCIL CONSTRUCCION	FÁCIL MANTE-NIMIENTO	FÁCIL OPERA-CIÓN
SOLUCIO- NES							
PRENSAS MECÁNICAS DE DOBLE EFECTO CON SUJETADOR MOVIL	+	-	-	+	-	-	-
PRENSAS MECÁNICAS DE DOBLE EFECTO CON MESA MOVIL	+	-	-	+	-	-	-
PRENSAS	+	+	+	+	-	+	+

HIDRÁULICA DE DOBLE EFECTO							
PRENSAS HIDRÁULICAS DE SIMPLE EFECTO CON HERRAMIENTA PARA DOBLE EFECTO	+	+	+	+	+	+	+

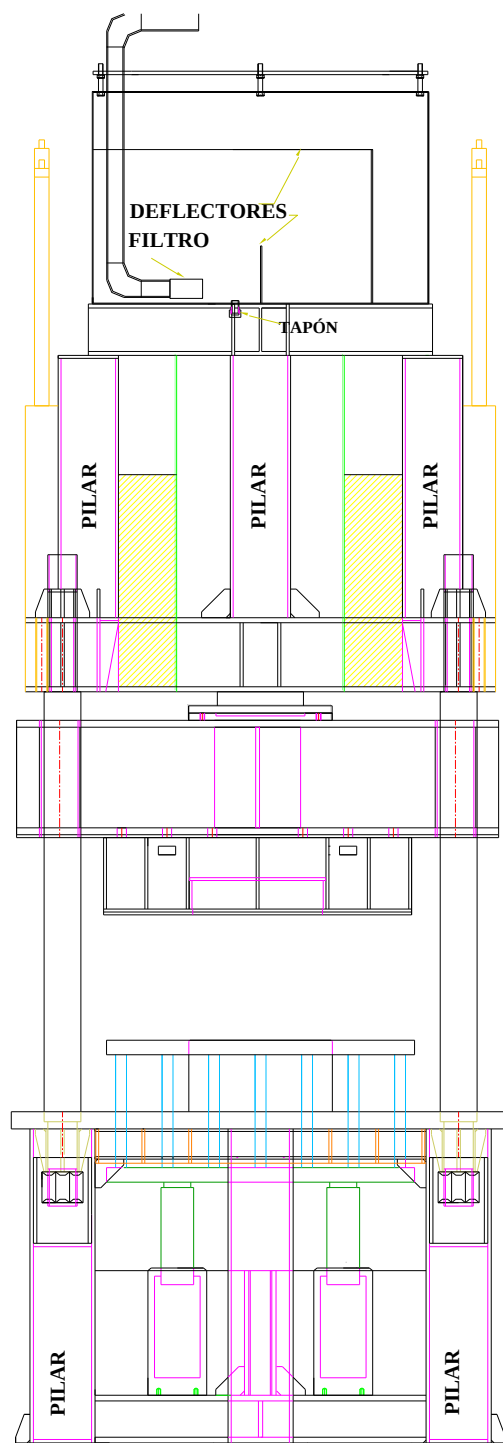


FIGURA 3.1 PRENSA HIDRÁULICA

La solución a escoger es una prensa hidráulica de simple efecto con herramienta de doble efecto.

De acuerdo a las investigaciones realizadas de prensas de este tipo, de las cuales se muestran ejemplos en los antecedentes, detallo las partes con sus características principales que serán aplicadas para el diseño de los mismos:

- Mesa base, que soporta la estructura superior de la prensa. Esta debe de ser muy rígida y constar de: Perforaciones en las esquinas de la superficie horizontal, sobre las cuales se introducen las columnas que soportan la parte superior; perforaciones en la parte central de su superficie horizontal sobre las cuales cruzan las barras que transmiten el esfuerzo del colchón al sujetador ; espacio interior necesario para colocar los pistones hidráulicos que conforman el colchón.
- Las columnas tendrán roscas maquinadas en los extremos para sujeción de la estructura superior a la mesa base.
- La estructura superior, debe de ser lo suficientemente rígida para sujetar el cilindro embutidor, el tanque de aceite y tener perforaciones para conectarse a las columnas.

- Cabezal Móvil, no debe presentar deflexión durante el trabajo y se desliza sobre las columnas de tal manera que siempre este nivelado, posee una brida , la cual se conecta al pistón embutidor que le transmite la potencia.
- La herramienta de doble efecto, que consta de un sujetador apoyado sobre cilindros hidráulicos , el sujetador tiene como función mantener la presión constante en el recorte durante la embutición del mismo
- El tablero de control, en la parte inferior junto con la bomba y las válvulas del sistema hidráulico. El tablero debe de ser de fácil manejo y el sistema hidráulico de fácil acceso para el mantenimiento.

3.4 Diseño de Forma.

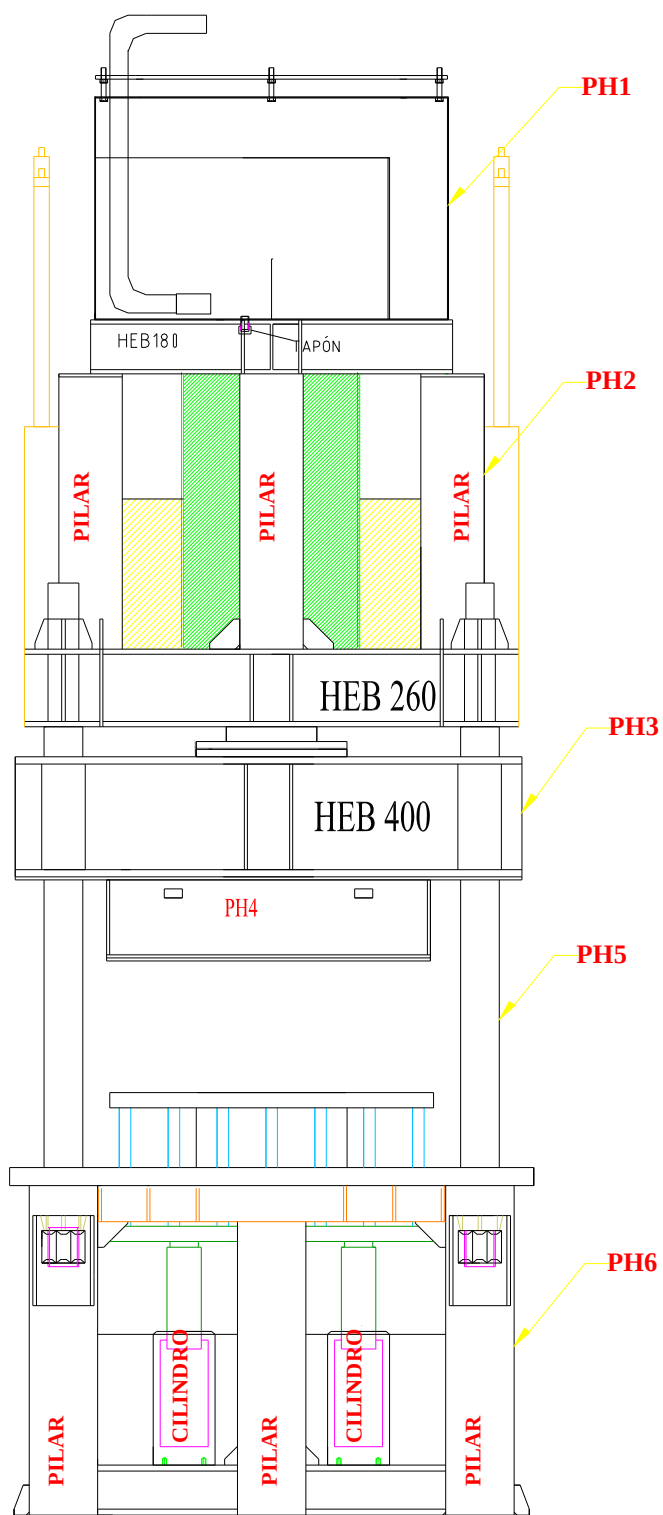


FIGURA 3.2 DISEÑO DE FORMA DE LA PRENSA.

A continuación detallo las partes principales de la prensa:

1. Tanque de aceite formada por placas.
2. Estructura superior. En esta consta la estructura que soporta el pistón embutidor y los pistones de subida del cabezal móvil. La estructura esta constituida por pilares de sección rectangular y vigas HEB.
3. Cabezal móvil formada por vigas HEB.
4. Matriz formada por placas de acero ASTM A36 y placas de acero duro de resistencia 100kips.
5. Pilares de acero ASTM A36.
6. Base inferior. Esta compuesta por la mesa, base de pilares, base de pistones y sujetador.

3.5 Selección de Materiales.

Para construir el punzón, la matriz y el sujetador, utilizaremos acero duro templado

$$S_y = 65 \text{ Kg/ cm}^2 .$$

$$\% C = 0.60 - 0.80$$

Para las columnas acero ASTM A36 debido a que estas tienen roscas maquinadas en sus extremos.

Mesa base , fundición de acero o acero ASTM A36

El resto de las partes aparte son de acero ASTM A36.

3.6 Diseño de Punzón y Matriz.

Diseño de Punzón.

Dimensiones del pozo máximo a embutir: 450* 300mm * 150mm de altura. La figura 2.3 recomienda que para los punzones el radio de borde es igual a 5 veces el espesor de la plancha . Este valor es tomado para el diseño del punzón.

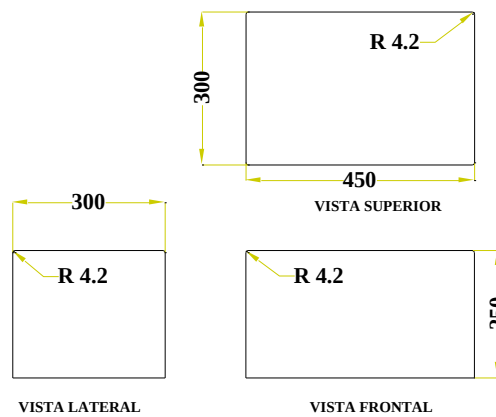


FIGURA 3.3 DIMENSIONES DEL PUZON

$$r = 7e$$

$$r = 7 * 5 = 4.2mm$$

Dimensión del recorte de máximo tamaño.

$$R = x \cdot P \quad \text{Ec. (2.7)}$$

$$Ha = 0.57rf + h + r - 0.8(x^2 - 1) \frac{P^2}{a} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

$$Hb = 0.57rf + h + r - 0.8(x^2 - 1) \frac{P^2}{b} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

$$P = \sqrt{r^2 + 2r(h + 0.5rf)} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

$$x = 0.07 \left(\frac{P}{2r} \right)^2 + 1 \quad \text{Ec. (2.9)}$$

$$a = 450 - 2 * R = 441.6$$

$$b = 300 - 2 * R = 291.6$$

$$P = 35.49$$

$$x = 2.25$$

$$R = 79.85$$

$$Ha = 143.13$$

$$Hb = 138.354$$

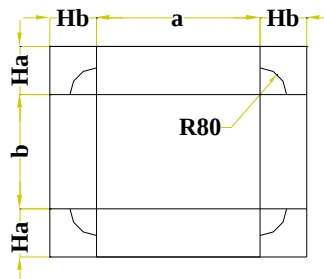


FIGURA 3.4 DIMENSIONES DEL RECORTE

Distancia para el estampado de los bordes : agregamos 100mm por lado.

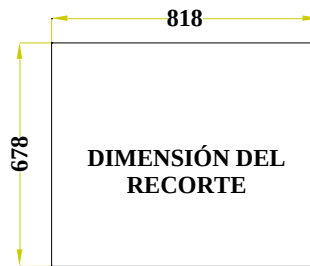


FIGURA 3.5 DIMENSIÓN FINAL DEL RECORTE

Juegos de Embutición.

Para embuticiones rectangulares se recomienda un juego entre el punzón y la matriz de $j = 1.1e$

$$J = 1.1 * 0.7$$

$$J = 0.77 \text{ mm}$$

Diseño de la Matriz.

La matriz esta formada por las siguientes partes:

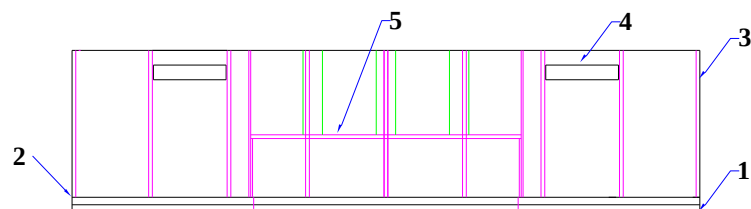


FIGURA 3.6 MATRIZ

- 1- Placa 1 matriz de embutición de acero duro templado de espesor 10mm y empernada a la Placa 2 con pernos allen 5/16 .
- 2- Placa 2 de acero ASTM A36 soldada a la caja de espesor 10mm.
- 3- Caja formada de planchas 10mm de acero ASTM A36.
- 4- Orejas para la sujeción de la matriz al cabezal móvil.
- 5- Expulsor. Placa que desliza en dirección vertical hacia arriba cuando es empujado por la pieza embutida cuando se produce el proceso. Tiene resortes que generan fuerza al ser descomprimidos después de la embutición.

Dimensión de la placa matriz de acero duro templado y la de hierro negro.

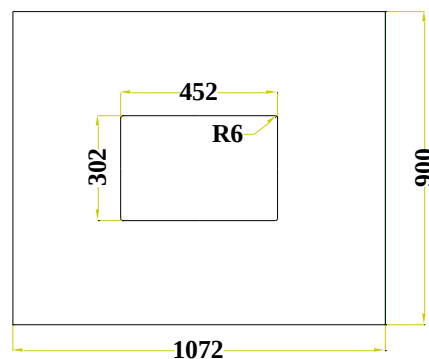


FIGURA 3.7 MEDIDAS DE LA PLACA DE ACERO DURO

La dimensión de la matriz es igual a la dimensión del punzón mas el juego j .

$$j = 0.77\text{mm}$$

$$C = 450 + 2 \cdot J = 451.54\text{mm}$$

$$D = 300 + 2 \cdot j = 301.54\text{mm}$$

La matriz es de acero duro y es empernada a una placa de hierro negro de idénticas dimensiones, razón por la cual las medidas exteriores de la caja de la matriz, se escogen superiores a las del recorte para evitar daños en el mismo durante el proceso de trabajo. Siendo las medidas exteriores $1072 * 900 \text{ mm}$

Diseño de la Caja.

La caja va a ser diseñada bajo compresión.

Para su construcción se escogen placas de 10mm y se escoge una distribución de las mismas, la cual se muestra en el siguiente grafico.

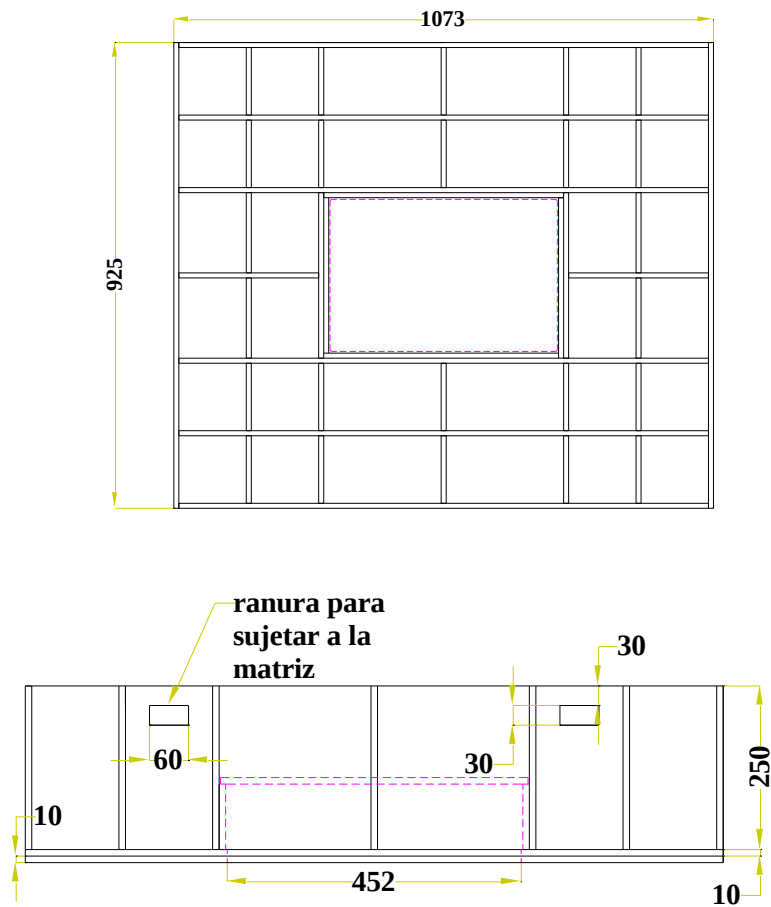


FIGURA 3.8 MEDIDAS DE LA MATRIZ

El manual de la AISC recomienda que para este tipo de cargas dinámicas, la carga debe incrementarse en un 100%

$$Carga = 200000kg$$

$$Pu = F = 440400kg = 880800 lb.$$

El manual de la AISC nos da una tabla 3.36 que se muestra en el para resistencia de columnas bajo esfuerzo de compresión, en ella se ingresa

con el valor $\frac{kl}{r_m}$ y nos da el valor que resiste en lb sin importar cual sea

su sección transversal.

$$k = 1$$

$$l = 250 \text{ mm}$$

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

$$I_x = 1132081127 \text{ mm}^4 = 27198.36 \text{ in}^4$$

$$I_y = 1552464058 \text{ mm}^4 = 37298.1$$

$$A = 126976 \text{ mm}^2 = 196.81 \text{ in}^2$$

$$r_m = 298.6 \text{ mm} = 11.76 \text{ in}$$

$$\frac{kl}{r_m} = \frac{1 * 250}{298.6} = 0.837 \approx 1$$

De la tabla en anexo C

$$\phi_c \sigma_{crit.} = 30.6 \times 10^3 \text{ lb/in}^2$$

$$F = \sigma \times A = 30600 \times 196.81 = 6022386 \text{ lb}$$

$$F = 6022386 \text{ lb} < 880800 \text{ lb}$$

La caja cumple sin que llegue a fallar.

La configuración de la caja es de tal manera, que no permita ninguna deformación en la placa matriz, razón por la cual es su sobre dimensionamiento para la carga que se le aplica.

Diseño del Expulsor.

El diseño del expulsor lo baso en el tener una fuerza que ayude al operador a desplazar la poceta embutida hacia afuera.

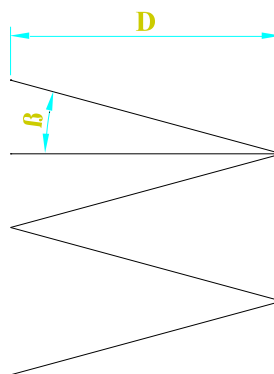
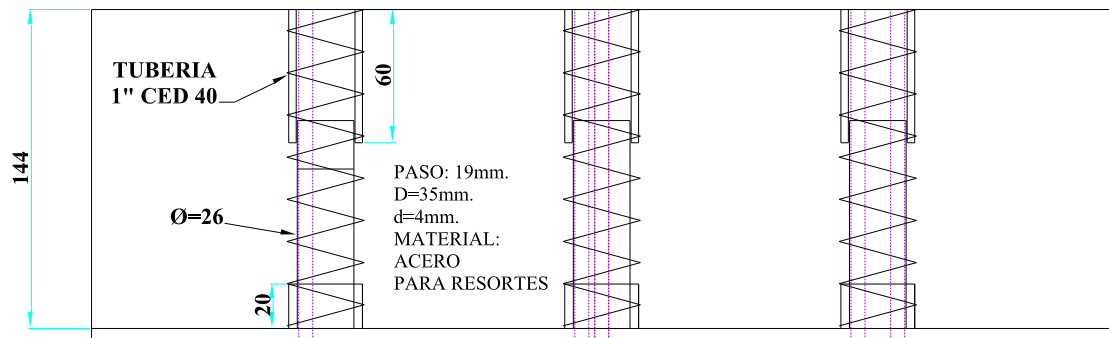


FIGURA 3.9 DETALLE DE EXPULSOR

Tomo la relación $\frac{L_f}{D} = 4$

Longitud de espira. $L_f = 140\text{ mm}$

Diámetro de espira. $D = 35\text{ mm}$

Índice del resorte $C = \frac{D}{d}$

$$4 < C < 12$$

Para $C = 8$, $d = 4.375 \Rightarrow$ escojo $d = 4 \Rightarrow C = 8.75$

β . Angulo de la espira con la horizontal $\beta < 12$

Escojo $\beta = 10$

$$paso = tg\beta * \pi * D$$

paso = 19mm

$$paso = \frac{L_f - d}{Na}$$

$$Na = 7 \text{ espiras}$$

Diámetro del eje guía del resorte.

$$D_{\text{eje}} = D_{\text{int}} - 0.1d$$

$$D_{\text{eje}} = 34.6$$

Se va a escoger como eje, una tubería de 1 “ ced 40, con diámetro exterior igual a 33.4mm.

Fuerza que genera el resorte.

$$F = K * x$$

K también es igual a :

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

$$K = 48.274 \text{ lb/in}$$

$$F = 228 \text{ lb}$$

Los resortes son:

Longitud : 144mm.

D = 35mm.

D = 4mm.

Paso = 19 mm.

K=48.27 lb/ in

3.7 Selección de Lubricante para realizar la embutición.

La Tabla 3 Lubricantes para embutición recomienda para embutición de recortes de acero inoxidable se debe de usar agua grafitada. Este es el escogido para la lubricación del acero inoxidable.

3.8 Calculo del Esfuerzo de Embutición y Sujetador.

Esfuerzo de embutición (Manual del Técnico Matricero).

$$F_e = 1.6 * (a + b + 2r) R * e \text{ Ec. (2.2) .}$$

$$a = 441.6mm$$

$$b = 291.6mm$$

$$r = 4.2mm$$

$$e = 0.7mm$$

$$h = 145.8mm$$

$$R = 55Kg / mm^2$$

$$Ee = 45682.56kg = 45.682ton$$

Esfuerzo del sujetador (Manual del Técnico Matricero).

$$Fs = \left[2(a+b)h + \frac{\pi}{4}(D^2 - dm^2) \right] * p \quad Ec. (2.4)$$

$$D = 840.04mm$$

$$dm = 40.491mm$$

$$p = 20Kg / cm^2$$

$$Es = 127947.62kg = 127.947ton$$

Esfuerzo combinado (Manual del Técnico Matricero).

$$Ec = Ee + Es$$

$$Ec = 173630.18kg$$

Las pérdidas por fricción en los empaques del pistón. son aproximadamente el 5% del esfuerzo total.

$$Perdidas = 5\%Et = 8681.509 kg.$$

Esfuerzo Total (Manual del Técnico Matricero).

$E_c + \text{Perdidas.}$

$$E_t = 182311.7 \text{ Kg}$$

$$E_t = 200 \text{ toneladas}$$

3.9 Diseño del Cabezal Móvil.

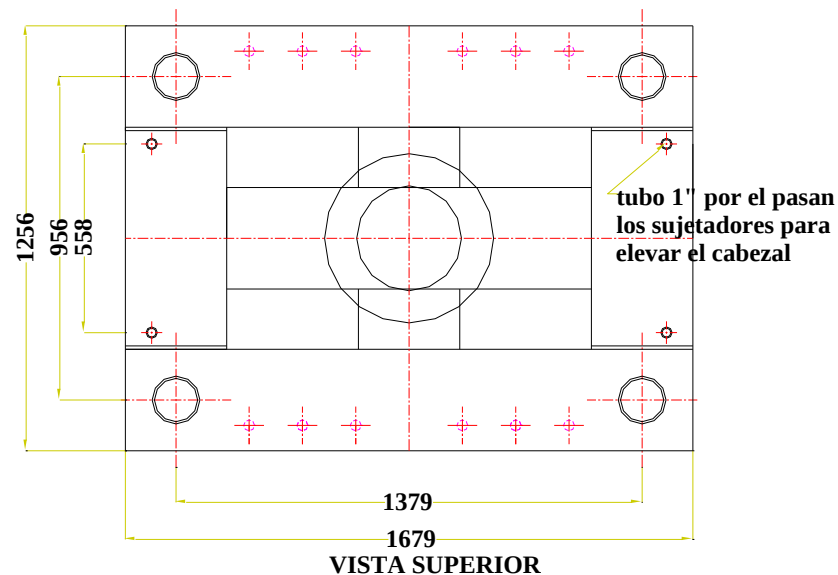


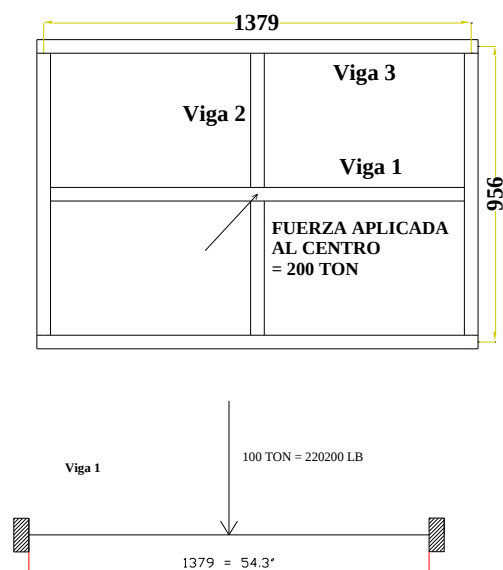
FIGURA 3. 10 CABEZAL MOVIL

Agujeros $\phi 7/16''$ donde se colocan los pernos de sujeción de la caja de la matriz.

- 1- Placa de 5mm soldada en la parte inferior del cabezal móvil. Esta sirve para asiento de la matriz.

- 2- Bocines de tubo 5" ced. 40 guías que sirven para el deslizamiento del cabezal móvil sobre las columnas.
- 3- Vigas HEB400 que conforman el cabezal móvil.
- 4- Brida que conecta el cabezal móvil con el pistón.
- 5- Agujeros ϕ 3/4" por donde pasan las barras que elevan el cabezal móvil.

Selección de la viga HEB400.



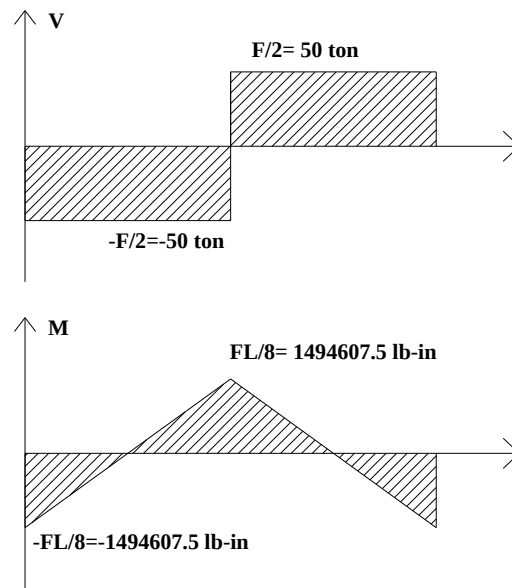


FIGURA 3.11 DIAGRAMA DE ESFUERZOS EN EL CABEZAL MOVIL

Se diseña la viga (de $L = 1379 \text{ mm} = 53.4''$) por el esfuerzo aplicado debido a Momento flector máximo, como si no tuviera respaldo en su parte central.

$$M_{\max} = \frac{FL}{8}$$

$$M_{\max} = 1494607.5 \text{ lb-in}$$

Esfuerzo aplicado.

$$\sigma' = \frac{Mo}{S}$$

$$\sigma' = \frac{1494607.5 \text{ lb-in}}{S}$$

Para el diseño de la viga se escoge un coeficiente de seguridad igual a 4 debido a que el cabezal debe ser muy rígido.

$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma'} = 4$$

$$\sigma_y = 36 * 10^3 \text{ lb} / \text{in}^2$$

$$S = 166 \text{ in}^3 = 2720.3 \text{ cm}^3$$

Busco un valor mayor o igual en la tabla y la viga económica y menos alta que mas se aproxima es la HEB400.

Características de la viga:

$$A = 198 \text{ cm}^2$$

$$h = 400$$

$$e = 13.5 \text{ mm}$$

$$b = 300 \text{ mm}$$

$$e1 = 24 \text{ mm}$$

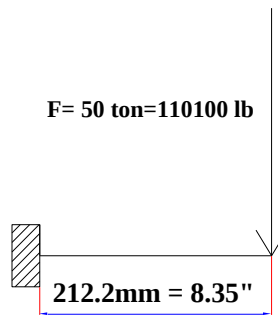
$$S = 2880 \text{ cm}^3 > 2720.3 \text{ cm}^3$$

$$\text{Deflexión} = \frac{P}{EI} \left(\frac{l^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = \frac{220200}{30 * 10^6 \times 1386} \left(\frac{54.3^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = 0.0044 \text{ pulgadas} = 0.11 \text{ mm}$$

Probamos la resistencia de la viga HEB400 trabajando en la posición de la viga 2 como si estuviera en voladizo.

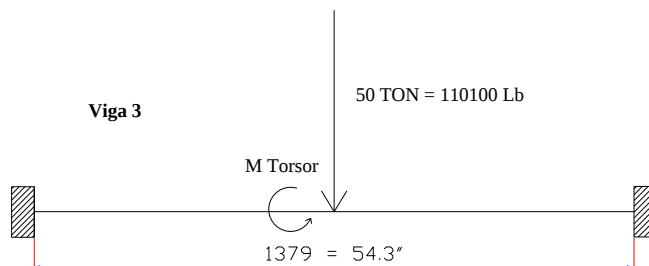


Máximo momento flector.

$$M_{\max} = F * L$$

$$M_{\max} = 919335 \text{ lb} - \text{in}$$

Probamos la resistencia de la viga HEB400 trabajando en la posición de la viga 3 como si tuviera una viga en voladizo en su parte central causándole un momento torsor.



Esfuerzo por Momento Torsor producido por la viga soldada.

$$\tau = \frac{T}{2A \cdot t}$$

$$T = 1494607.5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$A = 29.4 + 4.24 + 2.6 = 36.24 \text{ in}^2$$

$$t = 0.985 + 0.25 = 1.235 \text{ in}$$

$$\tau = 16697.14 \text{ lb} / \text{in}^2$$

Esfuerzo por Momento Flector

$$M_{\max} = \frac{FL}{8}$$

$$M_{\max} = 747303.75 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$\sigma = \frac{747303.75 \text{ lb} \cdot \text{in}}{175 \text{ in}^3} = 4270.31 \text{ lb} / \text{in}^2$$

Aplicando Von Misses.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = 18262 \text{ lb} / \text{in}^2$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$\eta = 2$$

Los coeficientes de Seguridad muestran que el cabezal no fallara durante el proceso de trabajo.

3.10 Selección de la Carrera de la prensa

$$\text{Carrera} = h_{\text{punzón}} + 2h_{\text{pieza}} + h_{\text{matriz}} + 100 \text{ mm de fuga.}$$

$$\text{Carrera} = 250 + 2(150) + 275.4$$

$$\text{Carrera} = 925.4$$

$$\text{Carrera Seleccionada} = 1000 \text{ mm.}$$

3.11 Selección de las Velocidades y Presión de Trabajo.

Velocidad de embutición .

La velocidad recomendada para embuticiones en acero inoxidable es 200 mm/s, pero, para nuestro caso se deben reducir las velocidades para evitar roturas en las esquinas de la pieza ya que la bandeja que se quiere formar es de forma rectangular. Partiendo de esa condición se toma la velocidad de 2.5 cm/ seg. Descrito en el manual técnico del Matricero.

$$V = \frac{h}{t}$$

$$V_{\text{embutición}} = 2.5 \text{ cm} / \text{s}$$

$$h = 15 \text{ cm}$$

$$t = 6 \text{ s}$$

Velocidad de aproximación.

$$V_{\text{aprox}} = 10 \text{ cm} / \text{s.}$$

$$h_{\text{aprox}} = 30 \text{ cm.}$$

$$t_{\text{aprox}} = 3 \text{ s.}$$

Velocidad de retorno.

$$V_{\text{retorno}} = 15 \text{ cm/s.}$$

$$t_{\text{retorno}} = 2 \text{ s.}$$

Velocidad de retorno del pistón colchón.

$$h_{\text{recorrido}} = 15 \text{ cm.}$$

$$V_{\text{retorno}} = 5 \text{ cm/seg.}$$

$$T_{\text{retorno}} = 2 \text{ seg.}$$

Presión de embutición.

Las presiones usuales de funcionamiento de prensas hidráulicas se sitúan entre 150 y 350 Kg. / cm², descrito por Víctor Pomper en su libro "Mandos Hidráulicos en Maquinas Herramientas"

Para evitar altas presiones, tener que comprar bombas caras, tener mas complejo el sistema hidráulico (tuberías, válvulas y juntas) y obtener un pistón de medida estándar y precio no elevado seleccionamos una presión de 274kg/cm².

$$\text{Presión de trabajo} = 274 \text{ kg/cm}^2.$$

3.12 Selección del Pistón y Cilindro de embutición.

El componente que encuentra su aplicación fundamentalmente en prensas hidráulicas, es el pistón tipo embolo buzo. Retorna a su posición original por acción de la gravedad, resortes internos o externos o cilindros adicionales que vemos en la figura 3.12.

En estos elementos, el fluido desplaza al vástago que esta empaquetado por la guarnición existente en el cabezal delantero.

Para el cálculo de fuerza, el área neta a tomarse en cuenta esta dada por el diámetro de vástago.

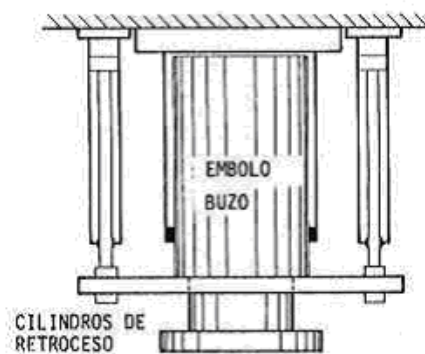


FIGURA 3.12 EMBOLO BUZO.

Para generar la fuerza de 200 ton. calculada, seleccionamos el pistón que pueda trabajar con la presión de 274 Kg./cm².

Se selecciona pistón de diámetro 12 “ (30.48 cm), el cual me genera 200 ton. de fuerza para la embutición.

$$\phi_{\text{pistón}} = 12\text{in} = 30.48\text{ cm.}$$

$$\text{Área} = 729.66 \text{ cm}^2$$

$$\phi \text{ Cilindro ext.} \approx 600 \text{ mm.}$$

$$h \text{ Cilindro} = 1250 \text{ mm.}$$

$$\text{Carrera} = 1000 \text{ mm.}$$

Caudal de embutición.

El caudal se divide en 2 : aproximación a baja presión y de trabajo a alta presión.

$$Q_{\text{aproximación}} = Q_a = V_a * A_p$$

$$Q = 10 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} * 729.66 \text{ cm}^2 = 7296.6 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg.}}$$

$$Q_a = 116 \text{ GPM a baja presión}$$

$$Q_{\text{trabajo}} = Q_t = V_t * A_p = 2.5 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} * 729.66 \text{ cm}^2 = 1824.15 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} = 29 \text{ GPM}$$

$$Q_t = 29 \text{ GPM a alta presión.}$$

3.13 Selección de Pistones y Cilindros : para Subir el Cabezal Móvil y para Cojín del Sujetador.

Pistón para subir cabezal.

$$\phi_{\text{pistón}} = 4\text{in} = 10.16\text{ cm}$$

$$\text{Área} = 78.54\text{ cm}^2$$

$$\phi_{\text{Cilindro ext.}} \approx 4.5\text{in} = 11.43\text{cm.}$$

$$h_{\text{Cilindro}} = 125\text{cm.}$$

$$\text{Carrera} = 100\text{cm}$$

Presión límite = 100kg/cm^2 suficiente para elevar el cabezal móvil sin que se dañe el cilindro.

$Q_s = 25\text{ GPM.}$ para el tiempo de retorno de 2 seg. seleccionado.

Pistón Colchón del sujetador.

Pistón modelo CLRG 15012

Cantidad : 2 unidades separadas una distancia entre centro de 384mm. Se seleccionan 2 pistones en el colchón para que la presión sea uniforme y haya mas estabilidad en el sujetador.

Presión límite 10000psi (704Kg/cm^2). Ver anexo D

Trabajando en compresión o extensión pueden soportar 150 ton por cada uno.

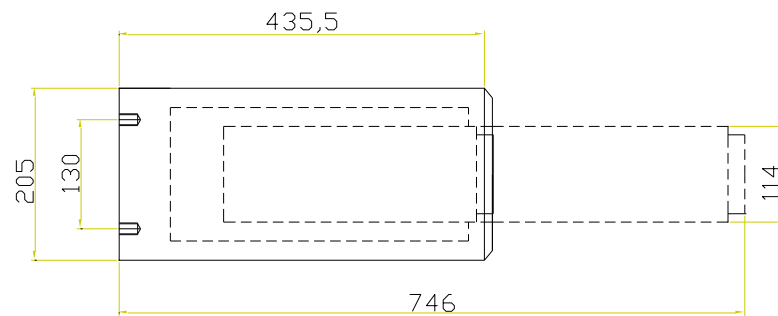


FIGURA 3.13 PISTON DEL COLCHON HIDRÁULICO

$$F = 127.95 \text{ Ton.}$$

$$F \text{ por pistón} = 63.975 \text{ Ton.}$$

$$A = 30.78 \text{ in}^2 = 198.6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Presión } P_c \text{ que debe resistir el cilindro cuando esta trabajando.} = 322.13 \text{ kg/cm}^2$$

$$Q = 595.8 \text{ cm}^3/\text{seg.} = 9.4 \text{ GPM}$$

3.14 Selección del Fluido de Trabajo.

El aceite seleccionado es el Rando SAE 32 sus características técnicas.

RANDO DE TEXACO SAE 32 cumple con las especificaciones de la mayoría de los fabricantes, incluido Abex Denison HF-0 (nueva especificación que incluye el Test. de bombas Denison T6C) para bombas de paletas y de pistón axial de alto rendimiento, Vickers I-286-S y M-2950-S para sistemas

A) Una de gran caudal y baja presión para carrera de aproximación.

Esta será de 81gpm y 100kg/cm^2

B) Y otra de pequeño caudal y una gran presión para el trabajo. Esta

será de 29GPM y 4000psi (280kg/cm^2)

Bomba Denison T67EC-066-025-1-R-00-A-1

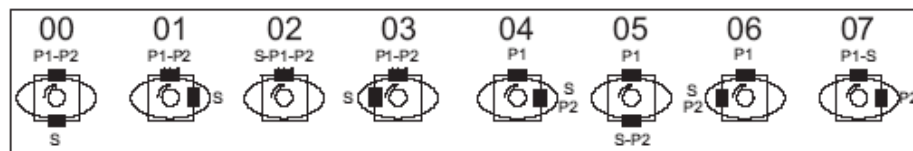
066 : cartucho que a 1500rpm y 140bar genera 81gpm .

025 : cartucho que a 1500rpm y 275bar genera 109.2 lt/min o 28.8 GPM.

1 : eje de transmisión con ranura de chavetero.

R : giro horario, sentido de las manecillas del reloj.

00 : ubicación de los puertos de salida y de succión como se muestra en el grafico mostrado a continuación.



Potencia del Motor.

Motor Dennison de 77.7 Kw. o 104.2 HP. Y 1500 RPM. Datos sobre su selección se muestra en el anexo F .

3.16 Diseño de la Secuencia y Control de la Prensa y Selección de Componentes.

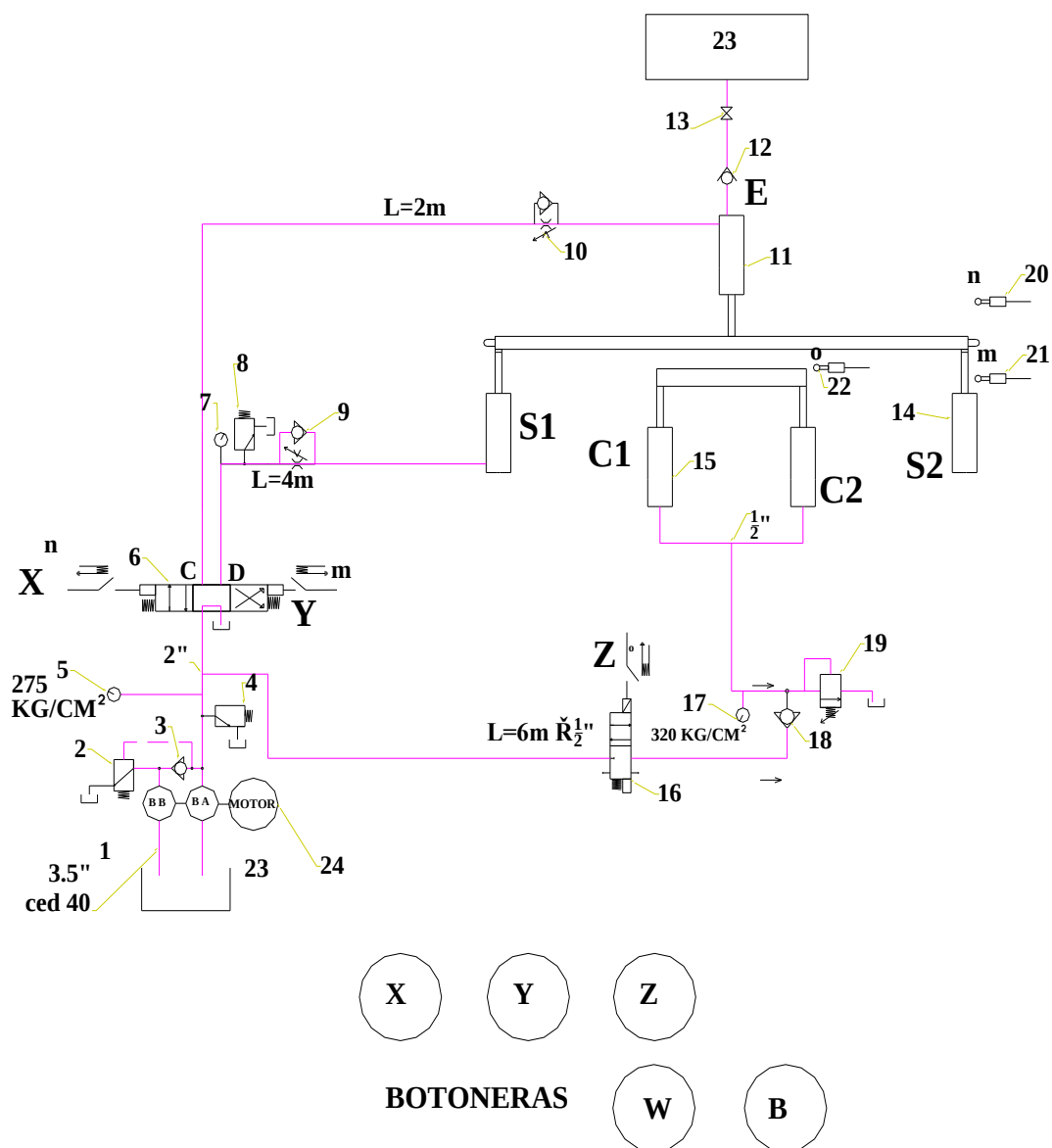


FIGURA 3.14 DIAGRAMA HIDRAULICO

A continuación analizaremos el esquema hidráulico expuesto para la prensa.

Funcionando en Vacío.

Se enciende el motor con la botonera B y la bomba de aceite envía el flujo al reservorio por la válvula 3/2 (6) . La válvula 2/2(16) mantiene sellada la línea que alimenta a los pistones del sujetador.

Aproximación y Trabajo del Cabezal Móvil.

Acciono la botonera X esta alimenta con voltaje X' la electro-válvula 3/2 (6), esta debe de mantenerse aplastada durante el desplazamiento. Esta me envía presión $<140\text{kg/cm}^2$ al pistón E y su velocidad máxima de 116gpm es regulada por el regulador de caudal (10). El caudal es suministrado a baja presión por la bomba ya que debido a la fuerza para aproximar el cabezal móvil es pequeña y los caudales de alta y baja se suman.

Cuando la prensa comienza a realizar trabajo la presión comienza a aumentar y sobrepasa el tarado de la válvula (2), esta elimina el caudal de la bomba (1), que va al deposito. La válvula check (3) se cierra y la presión suministrada por la bomba (23) mantiene la válvula (2) abierta. De esta forma, el aceite proporcionado por (1) vuelve al deposito sin ninguna presión.

Si la presión del circuito cae por debajo del valor de la presión de tarado de (2) , esta válvula se cierra y el caudal de la bomba (1) se suma de nuevo al de la bomba (23). La presión máxima viene determinada por el tarado de la válvula (4). Muy frecuentemente los dispositivos (2), (3) y (4) están agrupados en un solo bloque.

El termino de la carrera de desplazamiento termina cuando llega al dispositivo de final de carrera, este envía una señal eléctrica que abre el circuito de la botonera a la electro-válvula, cortando de esta manera el movimiento de la prensa.

Trabajo del colchón del sujetador.

Al momento de realizar la embutición, el aceite en los cilindros del colchón pasa por la válvula de alivio (19) la cual debe mantener una presión no mayor a 322kg/cm^2 , (sección 3.13 Pág. 99)

Retroceso del cabezal móvil y del colchón.

Acciono la botonera Y y esta a su vez acciona con voltaje la electro-válvula (6) que me permite enviar presión a los cilindros de subida . La línea tiene un regulador de presión y de caudal para proteger el movimiento de los cilindros de subida.

Después de apretar la botonera Y, esta me da energía a la botonera z , la cual al accionarla, me permite accionar la electro-válvula (16), esta me permite desplazar al colchón hasta su posición de trabajo sin que haya choque con el cabezal móvil ya que este se desplaza con una velocidad mayor.

Volumen del reservorio:

El volumen del reservorio es mayor o igual a 3 veces el caudal en litros por minuto.

Caudal máximo : 116 GPM = 439 lt/m

$$V_R = 3Q(\text{lt} / \text{min}).$$

$$V_R = 3 \times 439 \text{ lt} / \text{min}$$

$$V_R = 1317 \text{ lt.} = 1.317 \text{ m}^3$$

$$\text{Ancho} = 0.749 \text{ m}$$

$$\text{Profundidad} = 1.172 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 0.743 \text{ m}$$

$$V_R = 3Q(\text{lt} / \text{min}).$$

$$V_R = 3 \times 206.1 \text{ lt} / \text{min}$$

$$V_R = 618.3 \text{ lt.} = 0.6183 \text{ m}^3$$

$$\text{Ancho} = 0.73 \text{ m}$$

$$\text{Profundidad} = 1.15 \text{ m}$$

$Alto = 0.74m$

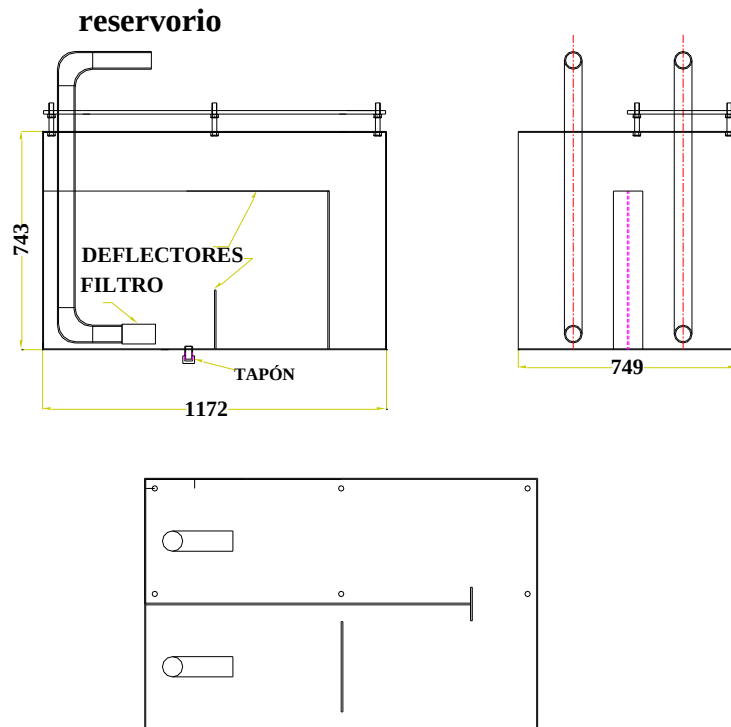


FIGURA 3.15 RESERVORIO DE ACEITE

Dimensionamiento de las tuberías.

Para líneas de succión la velocidad del fluido debe ser menor de 1.5m/s.

$$Q = 81 \text{ gpm} = 0.005110306 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = V * A$$

$$A = \frac{Q}{V} = 3.4 * 10^{-3}$$

Diámetro de succión línea baja presión D_{sb} =

$$D_s = 0.06586 \text{ m}$$

Tubería D nominal 3" ced 80

$$D_{ext.} = 3.5'' = 0.089 \text{ m.}$$

$$D_{int.} = 2.9'' = 0.07366 \text{ m}$$

$$A = 4.26 \cdot 10^{-3}$$

$$V = 1.2 \text{ m/s} < 1.5 \text{ m/s}$$

Tanto para la bomba de alta presión como para la de baja presión el manual de Denisson recomienda un diámetro de 3.5 pulgadas

$$\Phi_{succión} = 3.5''$$

Diámetro cuando el flujo trabaja para la carrera de aproximación

$$115 \text{ gpm} = 0.007255373 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 1.612 \cdot 10^{-3}$$

$$D_s = 0.045308394 \text{ m}$$

$$D = 2'' \text{ ced } 80$$

$$d_{int} = 1.939'' = 0.0492506 \text{ m}$$

$$A = 1.9 \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3.82 \text{ m/s} < 4.5 \text{ m/s}$$

Diámetro de la tubería para los pistones de subida.

$$Q = 25 \text{ gpm} = 0.001577255 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$A = 3.51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_s = 0.021125147 \text{ m}$$

$$D_{\text{int. } 1'' \text{ ced } 40} = 1.049'' = 0.0266446 \text{ m}$$

$$A = 5.58 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = 3.18 \text{ m/s} < 4.5 \text{ m/s}$$

Diámetro de la tubería para las líneas del colchón .

$$Q = 18.8 \text{ gpm} = 0.001186096 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 2.636 \cdot 10^{-4}$$

$$D_s = 0.018319293 \text{ m}$$

Tubería D nominal $\frac{3}{4}''$ ced 40.

$$D_{\text{ext}} = 1.050 \text{ in} = 0.02667 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0.824'' = 0.0209296 \text{ m}$$

$$A = 3.44 \cdot 10^{-3}$$

$$V = 3.45 \text{ m/s.} < 4.5 \text{ m/s}$$

Selección de las válvulas.

Línea alta presión que alimenta el pistón embutidor.

TABLA 14

ACCESORIOS PARA LÍNEA DE ALTA PRESIÓN

Ítem	Elemento	Descripción	costo
1	4	Regulador de presión Kompas (P máx. 350 Kg. /cm ²)	\$ 891,00
2	5	Manómetro 0-1000 PSI dial 2.5", conexión de 1/4"	\$ 35,00
3	6	Electro-válvula direccional bi-estable KOMMPASS 4/3 centro tamden 110 VAC cetop 5	\$ 361,40
4	10	Válvula reguladora de caudal KOMMPASS (P máx. = 350 Kg. /cm ²)	\$ 151,80
Total			\$ 1.439,20

Línea alta presión que alimenta los pistones de subida.

TABLA 15

ACCESORIOS PARA LÍNEA DE SUBIDA DE CABEZAL

5	7	Manómetro 0-1000 PSI dial 2.5", conexión de 1/4"	\$ 891,00
6	9	Válvula reguladora de caudal KOMMPASS (P máx. = 350 Kg. /cm ²)	\$ 151,80
7	8	Regulador de presión Kompas (P máx. 350 Kg. /cm ²)	\$ 891,00
Total			\$ 1.933,80

Línea que alimenta la subida de los pistones del colchón.

TABLA 16

ACCESORIO PARA LÍNEA DEL COLCHÓN

8	16	Electro-válvula direccional monoestable retorno con resorte KOMMPASS 4/2 centro tamden 110 VAC cetop 5	\$ 229,60
9	18	Válvula check 1/2 ATOS	\$ 70,00
10	19	Válvula de alivio RAV4-06-5-0-5	\$ 160,00
11	17	Manómetro 0-1000 PSI dial 2.5", conexión de 1/4"	\$ 891,00
Total			\$ 1.350,60

Diagrama eléctrico.

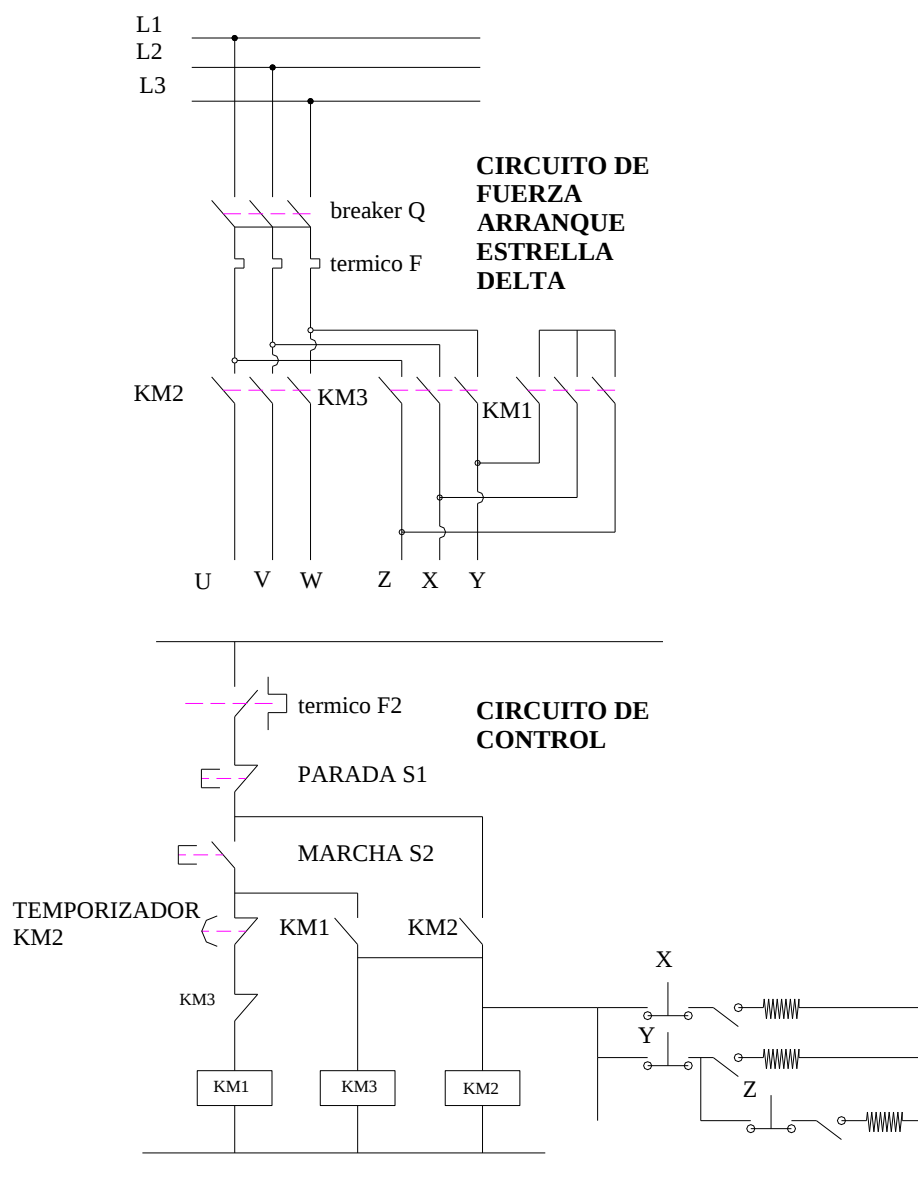
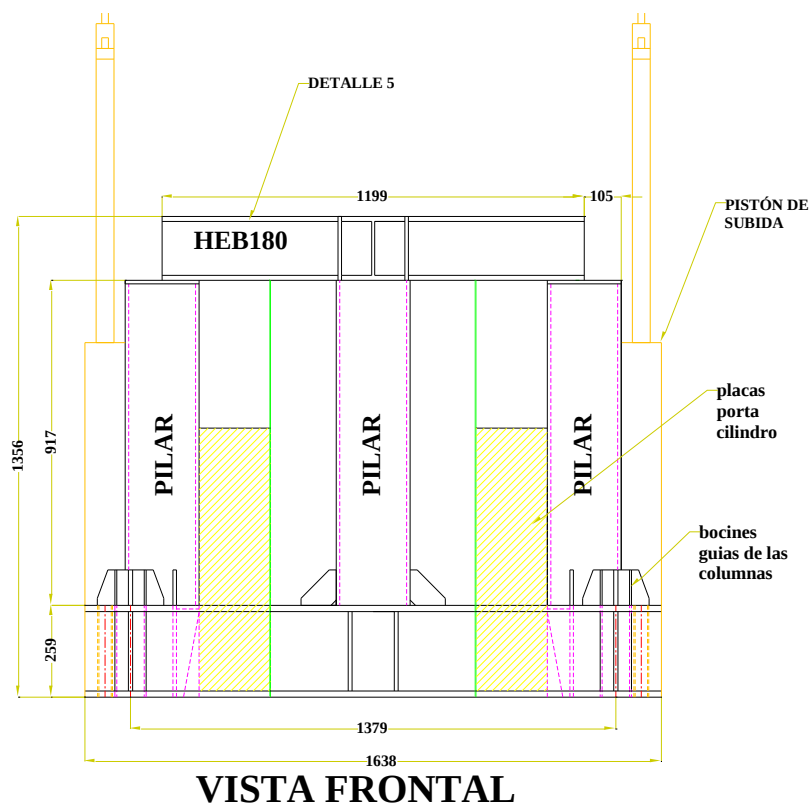


FIGURA 3.16 DIAGRAMA ELECTRICO

3.17 Diseño de Estructura Superior que sujeta el Pistón y Cilindro de embutición.



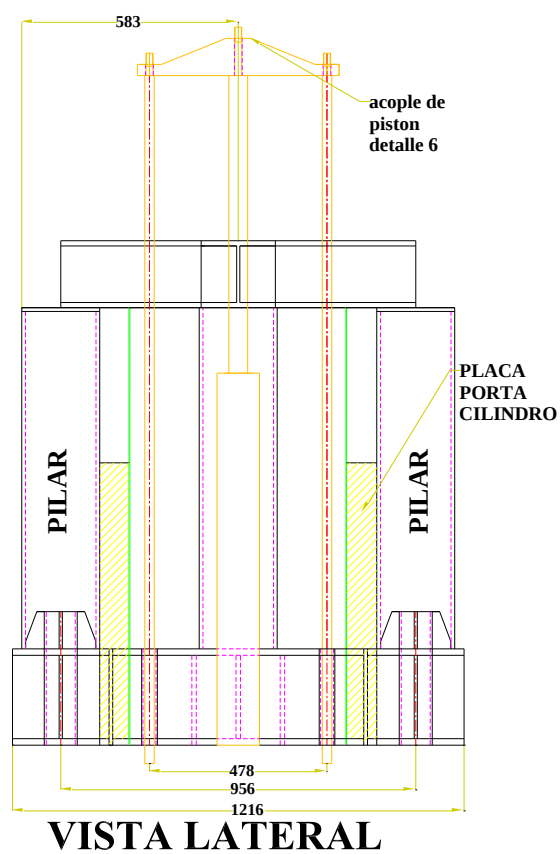
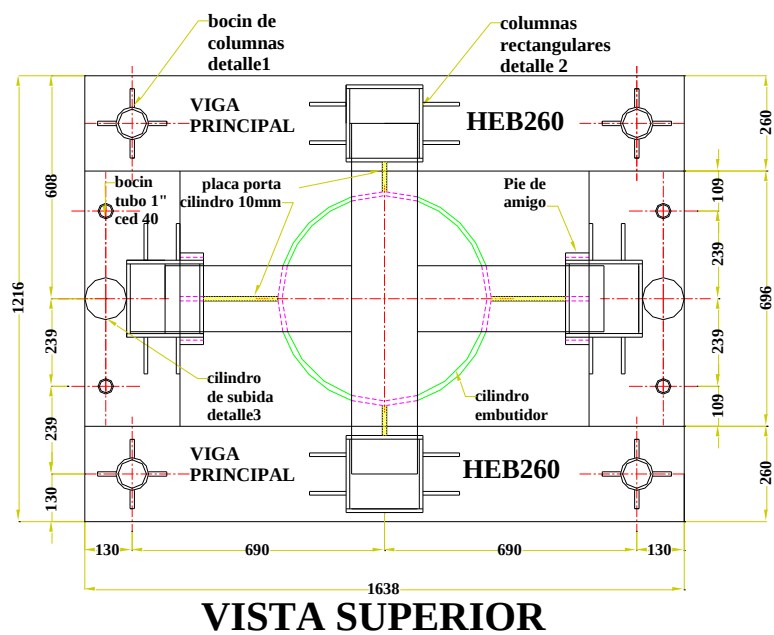
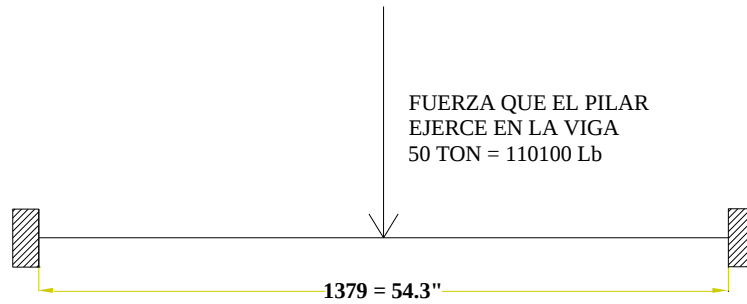


FIGURA 3.17 VISTAS DE ESTRUCTURA SUPERIOR

Calculo de la viga principal HEB260



Calculamos la viga con un coeficiente de seguridad igual a 3

$$M = \frac{PL}{8} = 747303.75 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$S = \frac{3M}{S_y} = 62.28 \text{ in}^3 = 1020.5 \text{ cm}^3$$

Teniendo como limitante de diseño la altura de la prensa no escojo la viga mas económica, sino, la menos alta. Y esta es la HEB260 con :

$$S = 1150 \text{ cm}^3$$

$$\text{Peso} = 93 \text{ kg/m.}$$

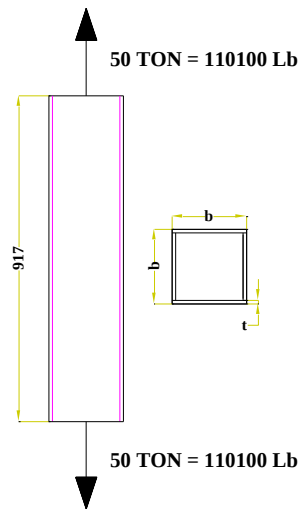
$$\text{Deflexión} = \frac{P}{EI} \left(\frac{l^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = \frac{110100}{30 \cdot 10^6 \times 358.5} \left(\frac{54.3^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = 0.0085 \text{ pulgadas} = 0.2 \text{ mm}$$

Calculo de las columnas de la estructura superior.

Las columnas van a ser de sección cuadrada ya que esta mantiene el mismo radio de giro por ambos lados, aunque no van a ser diseñadas por compresión, sino, por tensión, ya que trabaja en esa manera.



Se recomienda para las bases acero semiduro. Por eso será de acero estructural A36. Como esta bajo gran esfuerzo se admite en la practica valores de σ no mayores de 600kg/cm^2 que es aproximadamente un coeficiente de seguridad igual a 4

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

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta} = \frac{36 \cdot 10^3 \text{ lb/in}^2}{4} = 9000 \text{ lb/in}^2$$

$$A = 12.23 \text{ in}^2 = 79 \text{ cm}^2$$

Para un espesor t escogido de 10mm, la longitud b de la sección rectangular :

$$b = 21\text{cm.}$$

Calculo de la paca porta cilindro.

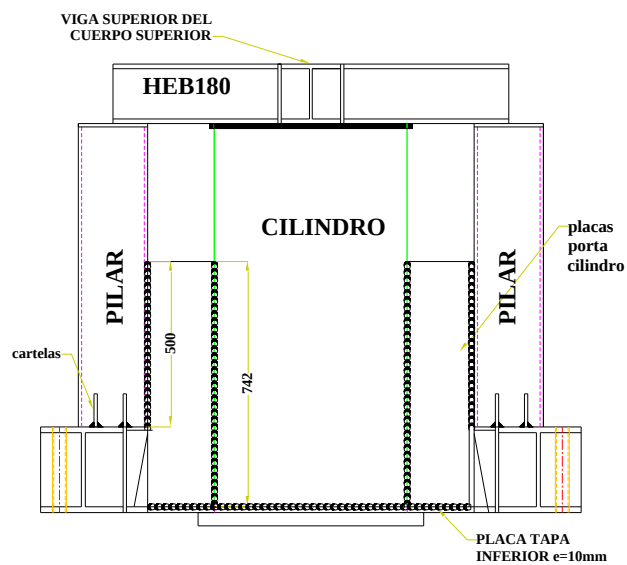


FIGURA 3.18 PLACAS SOPORTA CILINDRO.

Para el caso de las placas porta cilindro los fabricantes usan un valor de σ igual 300kg/cm^2 para el acero A36 en construcción electro-soldada

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \dots c = \frac{H}{2} \dots I = \frac{bH^3}{12}$$

$$H = \sqrt{\frac{6M}{\sigma \times b}}$$

$$L = 203\text{mm} = 8\text{in}$$

$$F = 50\text{ton} = 110100\text{ lb}$$

$$\sigma = 300\text{kg/cm}^2 = 4267\text{ lb/in}^2$$

$$M = \frac{wL^2}{12}$$

$$w = \frac{F}{L}$$

$$M = \frac{FL}{12} = \frac{110100 \times 8}{12} = 73400 \text{ lb} - \text{in}$$

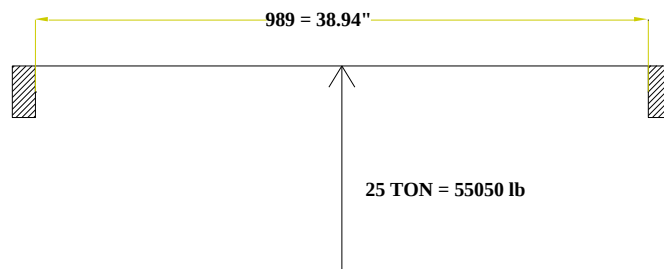
$$H = \sqrt{\frac{6 * 73400}{4267 \times 0.394}}$$

$$H = 16.2 \text{ in} = 41.2 \text{ cm}$$

voy a escoger las placas con una altura de H igual a 500mm

Selección de la Viga superior HEB180

Por cuestión de diseño y ayuda a la resistencia a la carga asumamos que recibe $\frac{1}{4}$ de la carga total



$$M = \frac{PL}{8} = 267956 \text{ lb} - \text{in}$$

$$S = \frac{3M}{S_y} = 22.33 \text{ in}^3 = 366 \text{ cm}^3$$

Escojo la HEB180 con:

$$S = 426 \text{ cm}^3.$$

$$P = 51.2 \text{ Kg/m}$$

$$\text{Deflexión} = \frac{P}{EI} \left(\frac{l^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = \frac{55050}{30 \cdot 10^6 \times 92} \left(\frac{38.94^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = 0.0061 \text{ pulgadas} = 0.15 \text{ mm}$$

Diseño de los brazos para el pistón de subida.

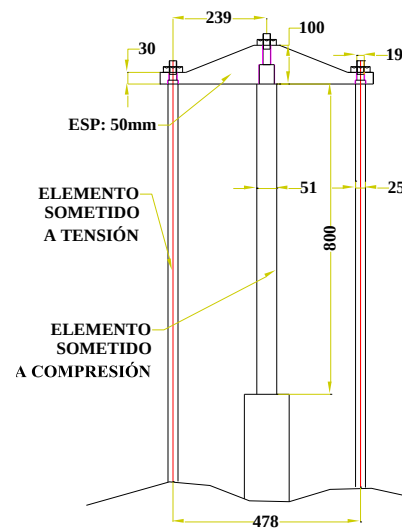


FIGURA 3.19 PISTON DE SUBIDA DEL CABEZAL MOVIL

Mínimo diámetro del vástago.

Peso = Peso de Cabezal superior + matriz + pistón

Peso de cabezal superior = 1960lb

Peso de la matriz = 930lb.

Peso del cilindro = 1210lb.

Peso = 4100lb

La teoría para diseño de vástagos , factores de seguridad > 5

$$P = \frac{\pi^2 \times I \times E}{\eta \times l^2}$$

$$\text{Formula : } I = \frac{\pi \times d^4}{64}$$

$$\frac{l}{r} < 40$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$$

$$l = 31.5 \text{ in}$$

$$\eta = 6$$

$$P = 2050 \text{ lb}$$

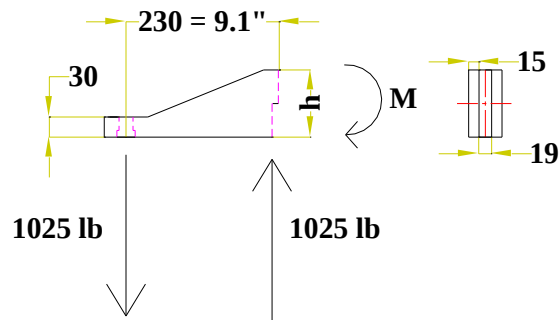
Ingresando datos.

$$I = 0.0412 \text{ in}^4$$

$$d = 0.96 \text{ in}$$

$$\frac{l}{r} = \frac{80}{5} = 16 < 40$$

El diámetro debe de ser mayor que 0.96” y el diámetro seleccionado del vástago es de 2 “.



$$M = F \times L = 9327.5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$\eta = 6$$

$$S = 1.5546 \text{ in}^3 = 25.47 \text{ cm}^3$$

$$S = \frac{I}{c} = \frac{b \times h^2}{3}$$

$$b = 1.5 \text{ cm}$$

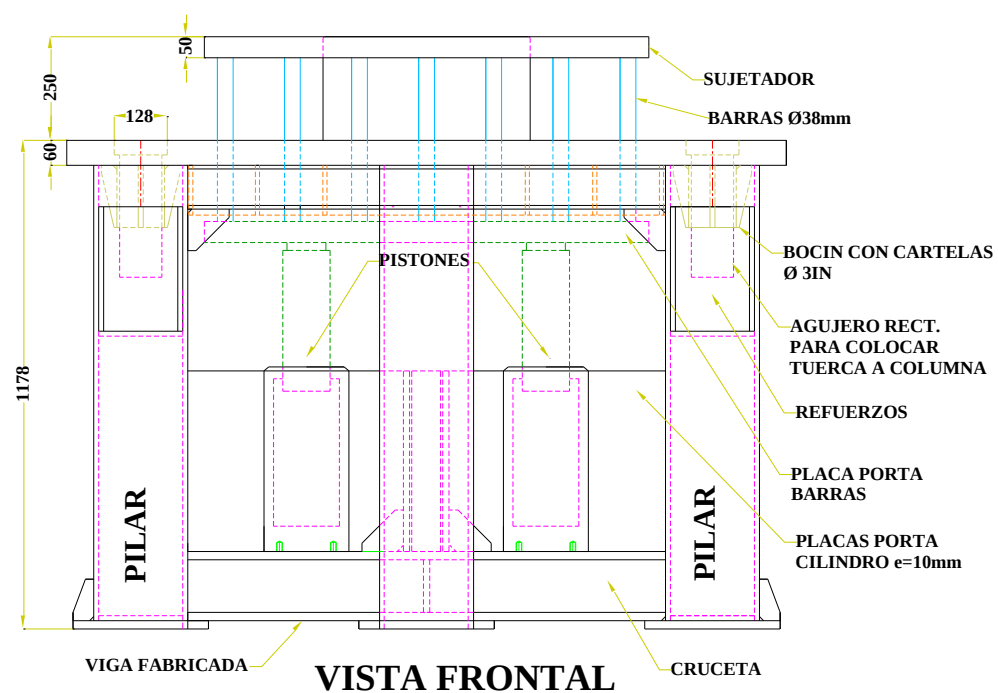
$$h = \sqrt{\frac{3S}{b}} = 7.14 \text{ cm} \approx 7.5 \text{ cm}$$

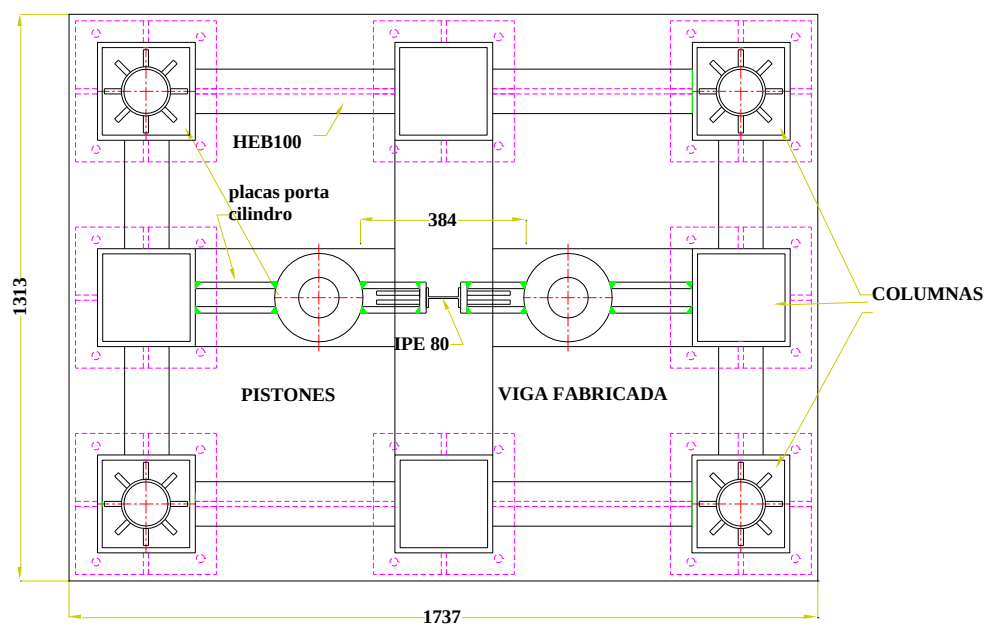
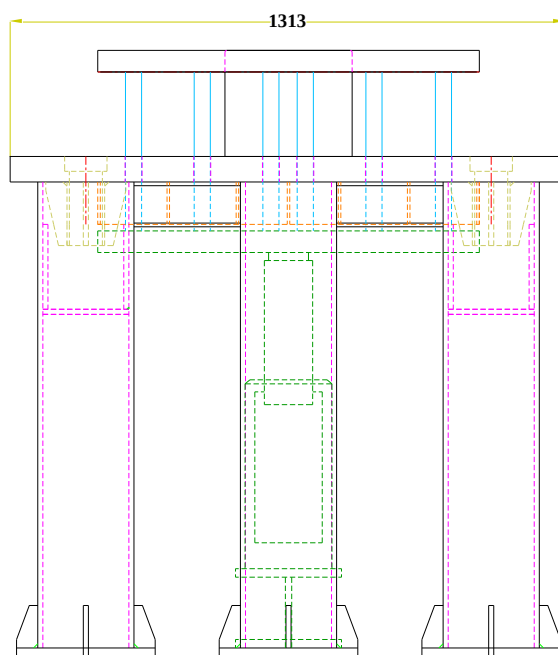
Se escogerá de una altura de 10cm

Las uniones de las barras son por medio de rosca de $\frac{3}{4}$ " soportando un total de 6800 libras, mayor que 4100 libras.

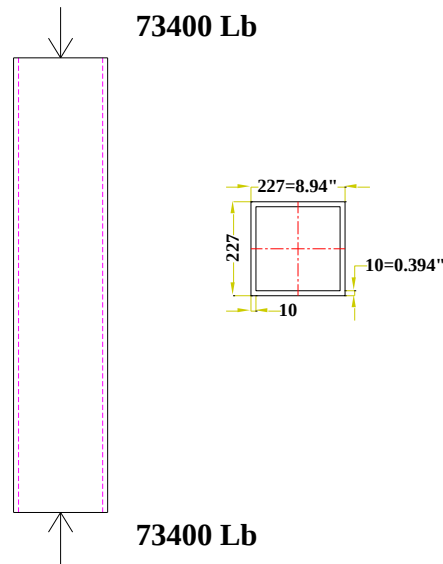
3.18 Dise

3.19 ño de la Estructura Inferior Base (mesa) y Columnas.



**VISTA SUPERIOR****VISTA LATERAL****FIGURA 3.19 VISTAS DE MESA DE LA PRENSA**

Cálculo de los Pilares de la Base.



El método LRFD (Método de Factores de Carga y Resistencia) para

diseño de estructuras me da una tabla en la que se ingresa con el valor $\frac{kl}{r}$

y esta me da la máxima carga en resistencia de un elemento sometido bajo compresión.

Donde :

k = coeficiente que depende de la forma en que el elemento esta conectado. Para nuestro caso, empotrado en los dos lados, $k = 0.5$

l = la longitud del elemento.

r = radio de giro mínimo

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

$$I = I_x + A \times d^2$$

$$I = 152.34 \text{ in}^4$$

$$A = 13.4672 \text{ in}^2$$

$$r = 3.36 \text{ in}$$

$$\frac{kl}{r} = 6.43$$

Del Manual de la AISC sacamos $\phi \sigma_{crit}$

$$\sigma_{crit} = 30.53 \text{ ksi} = 30530 \text{ psi}$$

El valor viene multiplicado por un coeficiente de seguridad $\phi = 0.85$

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

$$F_u = \sigma \times A = 30530 \times 13.4672 = 411,153.62 \text{ lb}$$

$$\text{Carga} = 200 \text{ ton} = 440,400.00 \text{ lb}$$

$$\# \text{ pilares} = 6$$

$$F = 73400 \text{ lb}$$

$F_u \gg F$, Los pilares trabajan sin riesgo a pandeo.

Calculo de la viga y placas porta-cilindro.

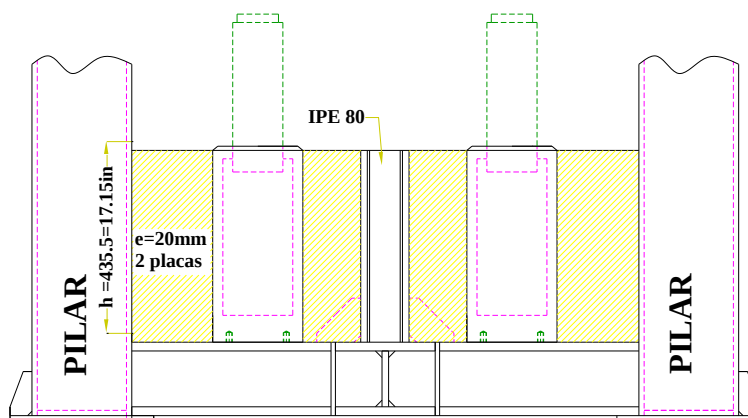


FIGURA 3.21 PLACAS PORTA CILINDROS DEL COLCHON

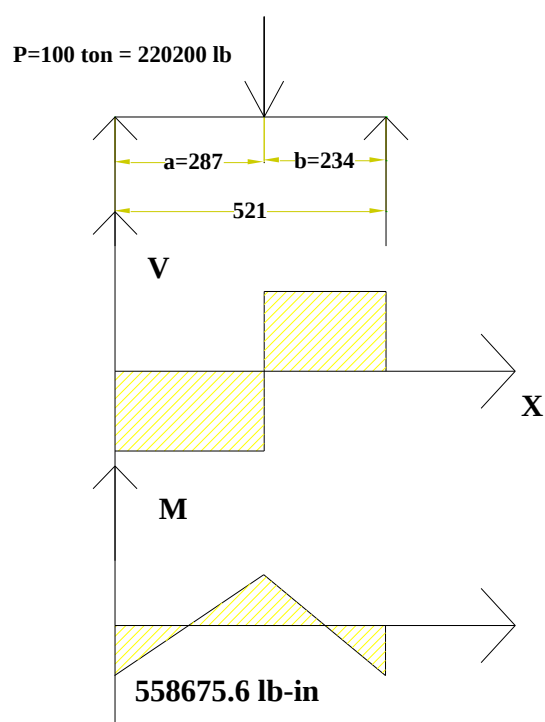


FIGURA 3.22 DIAGRAMA DE PLACAS PORTA CILINDROS DEL COLCHON

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \dots c = \frac{H}{2} \dots I = \frac{bH^3}{12} \quad a = 15.12in$$

$$H = \sqrt{\frac{6M}{\sigma \times b}} \quad F = 100ton = 220200 lb$$

$$H = 17.15 pulg adas \quad \sigma = 300 kg/cm^2 = 4267 lb/in^2$$

$$b = 30mm = 1.181 pulg adas$$

$$M = \frac{P \times a \times b}{2l} = \frac{220200 lb \times 9.21 \times 11.3in^2}{2 \times 20.51} = 558675.6 lb-in$$

Este es el momento máximo que genera el punzón trabajando a máxima presión , suponiendo que pueda existir una falla y el sujetador recibe 200ton de fuerza .

Se van a colocar dos placas de 20 mm que van a estar soldadas al cilindro como se muestra en el dibujo

Momento máximo que resisten las placas:

$$I = \frac{b * h^3}{12} \times 2 = \frac{0.7874 * 17.15^2}{12} \times 2 = 661.468in^4$$

$$M = \frac{\sigma \times I}{c} = \frac{4267 \times 661.468}{8.575} = 329152.65 lb-in$$

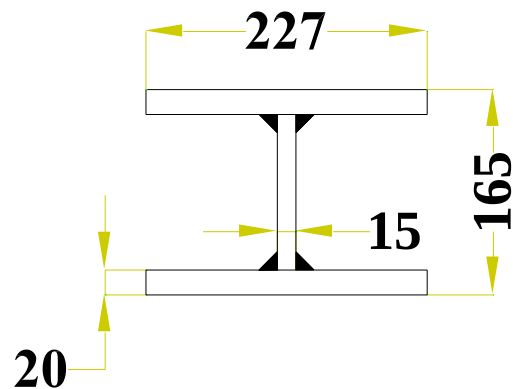
M de diseño para la viga inferior va a ser el momento resistente de la viga menos el momento que absorben las placas porta-cilindro.

$$M_v = 558675.6 - 329152.65 = 235523 lb-in$$

$$S = \frac{\eta \times M}{S_y} = \frac{4 \times 235523 lb-in}{36000 lb/in^2} = 26.17in^3 = 428.85cm^3$$

Como limitante para la viga inferior tengo la altura. Tengo un espacio libre de 165 mm, pero ninguna laminada que se vende en el mercado tiene la inercia suficiente para resistir la flexión.

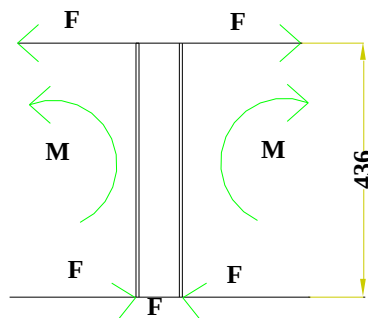
A continuación muestro las dimensiones de la viga a fabricar.



$$S = \frac{I}{c} = \frac{93.76 \text{ in}^4}{3.248 \text{ in}} = 28.9 \text{ in}^3 > 26.17 \text{ in}^3$$

La viga pasa sin fallar.

Revisión de la viga IPE 80.



M es el momento que absorben las placas porta cilindro y las transmite a la IPE 80. Estas fuerzas no transmiten momento a la columna debido a que

esta siente el momento por ambos lados. Para su análisis descomponemos el momento en la fuerza F y analizamos el alma de la columna.

$$F = \frac{M}{\text{brazo}} = \frac{329152.65 \text{ lb} - \text{in}}{\frac{435.5}{25.4} \text{ in}} = 18808.72 \text{ lb.}$$

$$\sigma = \frac{F}{A}, \eta = 4$$

$$A = \frac{F}{\frac{S_y}{4}} = 2.09 \text{ in}^2 = 13.5 \text{ cm}^2$$

Área del alma :

$$A = 43.6 \text{ cm} \times 0.38 \text{ cm} = 16.568 \text{ cm}^2 > 13.5 \text{ cm}^2$$

Cálculo de la mesa.

En el peor de los casos, la carga es aplicada puntualmente en el centro de la mesa. La mesa es una placa empotrada por los cuatro lados. Para el calculo del espesor de la placa , se considera que el elemento tiene un doble empotramiento y cada empotramiento absorbe la mitad de la máxima fuerza. Para los cálculos se utilizara la máxima fuerza que genera el pistón, para en caso de alguna falla en que la fuerza sea aplicada directamente sobre la mesa , esta no se pandee.

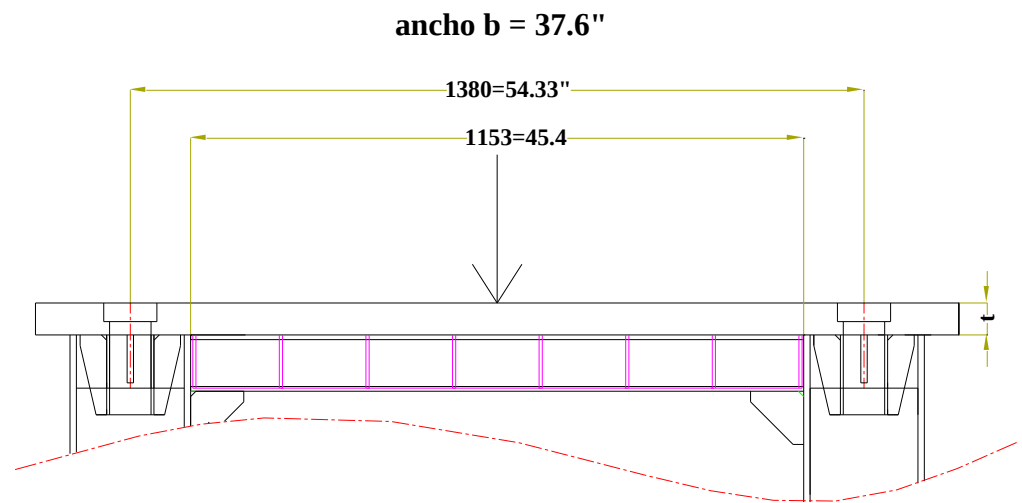


FIGURA 3.23 PLACA DE LA MESA CON SUS RIGIDIZADORES

$$L = 54.33''$$

$$P = 220200\text{lb}$$

$$b = 37.6\text{in}$$

$$M_{\max} = \frac{P \times L}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{220200 \times 54.33}{8} = 1495433.25\text{lb-in}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$\eta = 4 = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S = \frac{4M}{S_y}$$

$$S = 166.16\text{in}^3$$

La mesa tiene como refuerzos placas de 10mm que forman una caja y dos HEB100 como se muestra en el dibujo. La inercia es aumentada y su calculo se muestra a continuación.

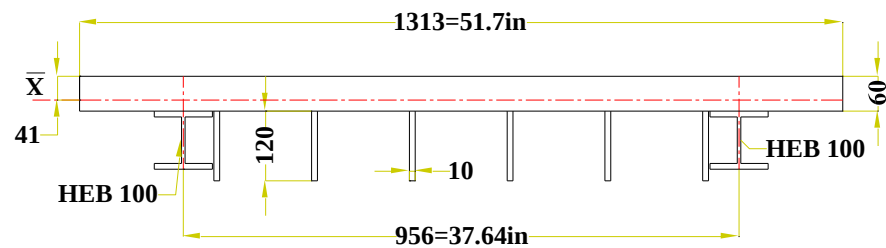


FIGURA 3.24 VISTA DE LATERAL DE PLACA SUPERIOR DE LA MESA

$$I = 285.85 \text{ in}^4$$

$$c = 41 \text{ mm} = 1.614 \text{ in}$$

$$S = \frac{I}{c} = 177 \text{ in}^3 > 166.16 \text{ in}^3$$

Funciona para el máximo esfuerzo sin fallar.

$$\text{Deflexión} = \frac{P}{EI} \left(\frac{l^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = \frac{220200}{30 \times 10^6 \times 285.85} \left(\frac{54.3^3}{192} \right)$$

$$\text{Deflexión} = 0.020 \text{ pulgadas} = 0.5 \text{ mm}$$

Selección de los Bocines

Los bocines van a ser tubos cedula 40 de 4" con cartelas rigidizadoras de 10mm para mesa y soporte superior. Y de 5" para el cabezal móvil.

Cálculo de los Pilares Cilíndricos y tuercas.

Los elementos están sometidos a tensión. La fuerza que estos soportan es igual a la fuerza total (200ton) dividido para cuatro que es el numero de pilares.

$$F = 50ton = 110100 lb$$

Para vástagos los fabricantes recomiendan un coeficiente de seguridad mayor a 5. Debido a que los pilares solo sufren esfuerzos a tensión usaremos un coeficiente de seguridad mayor o igual que 4.

El material a utilizarse es de acero fundido para que se me facilite el maquinado de las roscas en sus extremos y luego se lo envía a templar.

Diámetro escogido : 4."

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

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 4.026^2}{4} = 12.73 in^2$$

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{F}{A}} = \frac{36000 lb / in^2}{\frac{110100 lb}{12.73}} = 4.2$$

$$\eta = 4.2$$

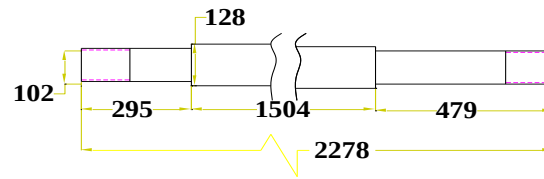


FIGURA 3.25 PILARES DE LA PRENSA

Altura de la tuerca.

D interno = 3.6752

$$\tau = \frac{\text{Fuerza}}{\text{perimetro} \times \frac{h}{2}} = \frac{F}{(\pi \times dr) \times \frac{h}{2}}$$

$$h = \frac{2F}{\pi \times dr \times \tau}$$

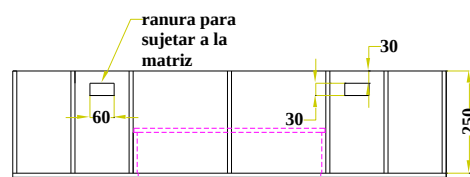
$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{18 \times 10^3}{\tau} = 4$$

$$\tau = 4.5 \times 10^3 \text{ lb/in}^2$$

$$h = 4.24" = 108 \text{ mm}$$

D exterior de la rosca : 143mm

3.20 Diseño de la Sujeción de la Matriz al Cabezal Móvil.



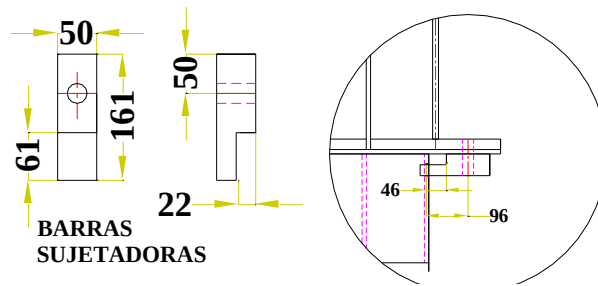


FIGURA 3.24 PLACAS DE SUJECIÓN DE MATRIZ.

Diseño de la ranura.

Peso de la matriz = Volumen *densidad acero A36.

Volumen = volumen de la caja + volumen de las placas.

Volumen de caja

$$V1 = 0.13m^2 * 0.25m = 0.0325 m^3$$

Volumen de placas

$$V2 = (1073 \times 925 - 302 * 452) \times .02 = 0.0172 m^3$$

Peso Total

$$P = \rho_{acero} \times (V1 + V2) = 39015 kg = 859.11lb \approx 1000 lb$$

$$P = 1000 lb$$

La matriz va a tener 4 ranuras, la fuerza va a ser dividida para 4.

$$P_m = 250lb$$

$$M = P \times b = 250 \text{ lb} \times 1.81 \text{ in} = 452.5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{452.5 \times 0.5}{\frac{2 \times 1^3}{12}} = 1357.5 \text{ lb} / \text{in}^2$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{36000 \text{ lb} / \text{in}^2}{1357.5} = 26$$

Como vemos las barras sujetadoras de la matriz no van a fallar.

Para las dimensiones dadas, vamos a probar la ranura por deformación y por cortante

Por cortante.

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\frac{F}{A}} = \frac{18000 \text{ lb} / \text{in}^2}{\frac{250 \text{ lb}}{0.93 \text{ in}^2}} = 66$$

Por deformación.

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{F}{A}} = \frac{36000 \text{ lb} / \text{in}^2}{\frac{250 \text{ lb}}{0.8 \text{ in}^2}} = 115$$

La ranura va a trabajar sin tener alguna falla

3.21 Diseño del Sujetador.

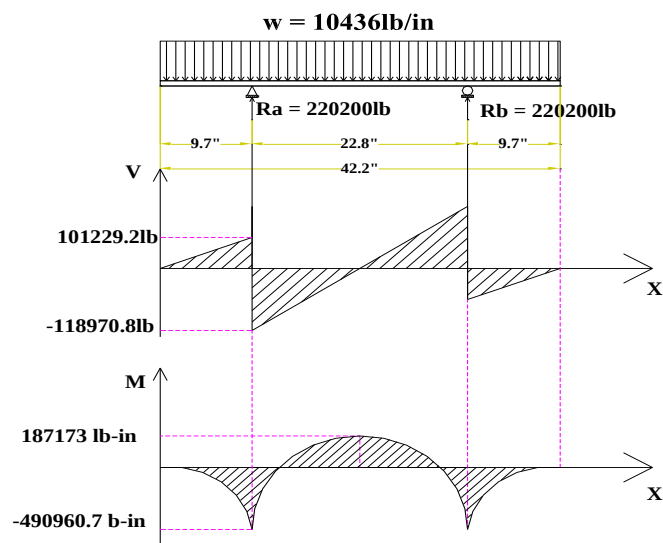
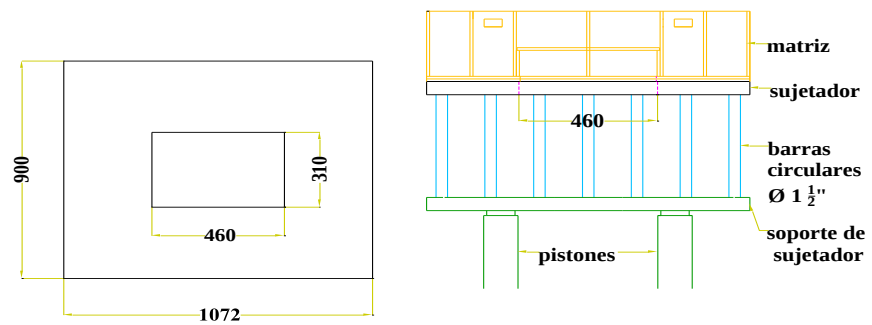
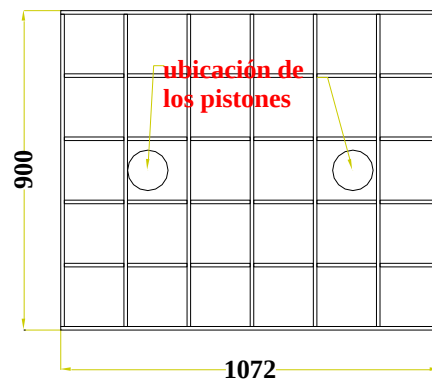


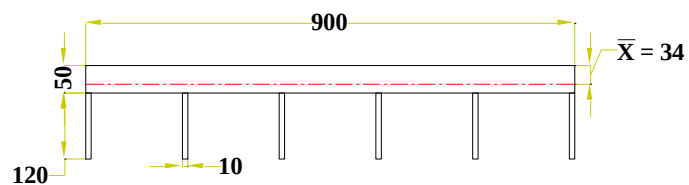
FIGURA 3.25 SUJETADOR

Las dimensiones exteriores de la placa sujetador y del soporte de sujetador son iguales a las dimensiones de la matriz.

Se ha escogido una placa de 50mm para el sujetador y soporte del sujetador, pero en la segunda opción esta en limite de resistencia. Se soldara a ella una caja formada de placas de 10mm para aumentar su resistencia a la flexión. La distribución de la caja es la siguiente.



Probaremos la resistencia del conjunto a flexión, tanto por el largo , como por el ancho.



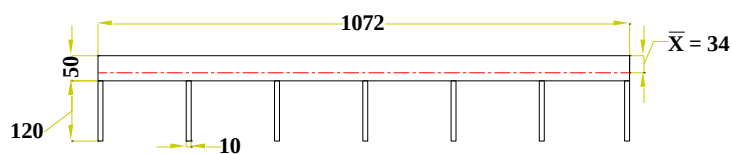
La inercia en esta sección .
$$I = \frac{b \times h^3}{12} + A \times d^2$$

$$I = 62859827 .6mm^4 = 151in^4$$

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{490960 .7lb - in \times 1.34in}{151in^4} = 4357 lb / in^2$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{36000}{4357} = 8.3$$

Si observamos desde una posición lateral. Esta seria la sección transversal.



Su inercia en esta sección es: $I = 73713864 .5mm^4 = 177 in^4$

Y el momento que en ella actúa sería:

$$M = F \times brazo = 220200 lb \times \frac{17.7in}{2} = 1948770 lb - in$$

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{1948770 lb \times 1.34in}{177 in^4} = 14753 lb / in^2$$

$$\eta = \frac{36000}{14753} = 2.4$$

El sujetador y el soporte del sujetador trabajan sin fallar.

$$Deflexión = \frac{P}{EI} \left(\frac{5l^3}{384} \right)$$

$$Deflexión = \frac{118970 .40}{30 * 10^6 \times 151} \left(\frac{5 \times 22.8^3}{384} \right)$$

$$Deflexión = 0.004 pulgadas = 0.10mm$$

CAPITULO 4

4 CRONOGRAMA DE CONSTRUCCIÓN.

En este capitulo se muestran los pasos a seguir para la construcción de la prensa hidráulica.. En ella se detallan los tiempos de corte, armado, soldadura y puesta a punto. El tiempo total de esta operación es alrededor de 1 mes.

El Cronograma de Trabajo se muestra en el anexo G

CAPITULO 5

5.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.

5.1 De Diseñar y Construir una Prensa Hidráulica.

El análisis económico mostrado a continuación demuestra que el valor de la fabricación de la prensa esta alrededor de los \$45,000.00. Que es aproximadamente el 45% del valor total si la compramos en el extranjero.

En el anexo H se muestra el Presupuesto de la Prensa Hidráulica.

5.2 De Comprar una Prensa Hidráulica Nueva.

Se reviso prensas en el mercado que presenta el Internet para compararlas con el precio si la construimos. A continuación se detalla modelos y precio de prensas para este tipo de trabajo pero con un tonelaje doble.



FIGURA 5.1 PRENSA HIDRÁULICA DOBLE EFECTO

Marca: MHG

Modelo: LE-20-DM-550/1600

Detalles: Fuerza del embutidor: 550 Ton. Fuerza cojín 250 Ton.

Mesa: 1600x1600 mm. Recorrido del embutidor: 1000 mm

Precio: \$ 205,000.00

Año: 2000



FIGURA 5.2 PRENSA HIDRAULICA DOBLE EFECTO.

Marca: HESA

Modelo: CDDEVM-4C-500

Detalles: Potencia 500 Ton. Potencia cojín 300 Ton.

Dimensiones mesa 2.000 x 1.200 mm.

Control PLC OMRON.

Precio : \$ 200,000.00

Como se muestran hay una diferencia considerable en la construcción de la prensa. Y teniendo un taller completo con puente de grúas y maquinas, la construcción es un hecho.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones.

- El Trabajo presentado muestra la capacidad de diseñar una maquina bajo requerimientos específicos. Una Prensa Hidráulica de 200 toneladas con la suficiente rigidez para embutir una poceta de 300 mm de ancho por 500 mm de largo, 150 mm de profundidad y 0.75 mm espesor. De construcción sencilla, movimientos programados, velocidad variables y precisión de deslizamiento para evitar trabamientos.
- Debido a la no agresividad del medio en que trabaja la prensa, los esfuerzos de diseño y características de dureza de sus componentes estructurales. Los aceros que se comercializan en el medio permiten desarrollar los elementos o partes de la maquina de manera que estos no ocupen mucho espacio, disminuyendo así el volumen que ocupa la prensa. Ayudando también lo sencillo y factible que es su sistema hidráulico y eléctrico al contar en el medio con empresas que realizan este tipo de montajes.
- La construcción de la misma en el medio representa un ahorro de dinero. Siendo el valor de su construcción aproximadamente el 60% del valor de la prensa si la compramos en el extranjero, sin tomar en cuenta el porcentaje que cobra el navío por el traslado de la Prensa.

- Además la construcción de máquinas como prensas hidráulicas o de otro tipo, abre mas campos de trabajo para personal calificado que si existe en nuestro medio, sirviendo también como escuela para las nuevas generaciones de profesionales.

Recomendaciones:

- La prensa se puede construir, pero, para hacerla en el tiempo adecuado y bien se necesita una fabrica que tenga los siguientes recursos.
 - Galpón con suficiente altura (10 m) dotados de 2 puente grúas, maquinas de soldar (MIG para soldar con rapidez y sin falla, Arco Eléctrico para el armado y Arco Sumergido para la fabricación de las vigas, maquinas herramientas (torno con 5 m de bancada, fresadora, cepillo, taladro de pedestal y maquina para fabricar rosca en tubos. Este tipo de Fabricas si hay en Guayaquil.
 - Personal calificado que sea técnico en : soldadura; armado de estructuras; eléctrico especializado en construcción de tableros eléctricos y control de procesos; en sistemas óleo-hidráulica; y experiencia en procesos de mecanizado para fabricar con pocas tolerancias de error.
 - Personal con experiencia en: montaje y armado de estructuras; procesos de soldadura adecuados para la fabricación de las

diferentes partes; conocimientos de maquinas herramientas para un perfecto proceso de mecanizado.

- Una bomba de dos etapas facilita el trabajo del diseño hidráulico ya que me entrega un gran caudal a baja presión para aproximación a velocidad rápida y un pequeño caudal para trabajo a velocidad lenta, teniendo un caudal de embutición de 35gpm y una presión de embutición de 280kg/cm² durante el trabajo.
- El tanque del reservorio de aceite se encuentra en la parte superior de la prensa para mantener siempre un flujo debido a gravedad y mantenga el cilindro embutidor siempre con aceite, tiene un volumen de 618lt permitiéndome siempre un flujo en la bomba durante todo el ciclo. Esto es tolerable siempre y cuando la altura del techo preste el espacio necesario ya que si esta en un galpón donde la altura es baja o el techo queda muy cerca del deposito de aceite el calor que genera el techo bajaría la eficiencia de enfriamiento en el reservorio de aceite. Y el aceite a su vez bajaría la potencia de la prensa al bajar su viscosidad y perder estancamiento. En estos casos el tanque debería estar colocado en la parte inferior a un lado de la prensa.

ANEXO A: SIMBOLOGIA DE MECANISMOS HIDRAULICOS

1.3.3	Extrapulsión constante.	Reducción local de paso. El conal y la caída de presión a través de esa sección son iguales o menores a las variaciones de la velocidad del fluido que queda en circulación.	
1.3.4	Flujo de desplazamiento de desplazamiento.		
1.3.4.1	Sin "dapat" antirretorno.		
1.3.4.2	Con un "dapat" antirretorno.		
1.3.4.3	Con dos "dapat" antirretorno.		
1.3.5	Una junta.	Es una junta con una o varias vías, que permite a las tuberías de llegada o de partida pasar respectivamente en relación a las tuberías de partida o de llegada.	
1.3.5.1	De una vía.		
1.3.5.2	De tres vías.		

2. BOMBAS			
2.1	Bomba simple de cilindrada constante.	Es un mecanismo que permite la transformación de la energía mecánica en energía hidráulica, y en la cual el conal por vuelta es relativamente constante. La flecha indica la salida de la energía hidráulica.	
2.1.1	De un sentido de marcha.		
2.1.2	De dos sentidos de marcha.		
2.2	Bombas simples de cilindrada variable.	Es un mecanismo que permite la transformación de la energía mecánica en energía hidráulica, y en la cual se puede variar el conal por vuelta. La flecha indica la salida de la energía hidráulica.	
2.2.1	De sentido único de conal.		
2.2.2	De dos sentidos de marcha.	Se insertará en el rectángulo al símbolo que indica, según el capítulo 13, el sentido de mando de la variación de la cilindrada.	

3. CILINDROS Y MOTORES HIDRAULICOS ROTATIVOS			
3.1	Cilindros.	Mecanismos de movimiento rectilíneo que transforman la energía hidráulica en energía mecánica. La fuerza de acción efectiva de su pistón y a la diferencia de presiones en juego a los dos lados de éste.	

4. MECANISMOS DIVERSOS			
4.1	Árbol gestor de un mecanismo rotativo.	El árbol está representado por un triángulo fuerte, sobre el cual la flecha indica el momento de rotación, esto indica el sentido.	

3.2	Cilindro de simple efecto.	Es un cilindro en el cual el retorno (operado por el líquido sólo actuando en un lado) es producido por la fuerza elástica proveniente por una fuerza exterior o por el peso.	
3.3	Cilindro de doble efecto.	Es un cilindro en el cual el esfuerzo ejercido por el líquido puede actuar en los dos sentidos.	
3.3.1	De simple vástago.		
3.3.2	De doble vástago.		
3.4	Motor hidráulico rotativo.	Es un mecanismo de movimiento rotativo, que transforma la energía hidráulica en energía mecánica. El eje de salida de un motor es proporcional, prescindiendo del rendimiento, a su cilindrada y a la diferencia de presión en la admisión y el escape. Motor cuyo cilindrada es constante.	
3.4.1	De cilindrada constante.		
3.4.1.1	De un sentido de marcha.	La flecha indica la entrada de la energía hidráulica.	
3.4.1.2	De dos sentidos de marcha.		
3.4.2	De cilindrada variable.	Motor en el que se puede variar la cilindrada.	
3.4.2.1	De un sentido de marcha.		
3.4.2.2	De dos sentidos de marcha.	Se insertará en el rectángulo al símbolo que indica, según el capítulo 13, el sentido de mando de la variación de la cilindrada.	
3.5	Motor hidráulico oscilante.	Motor cuyo ángulo máximo de rotación en los dos sentidos, es inferior a 360°.	

ANEXO A: SIMBOLOGIA DE MECANISMOS HIDRAULICOS

5-4-2 5-4-2-1	Representación tetraedra. En reposo.		5-12 5-12-1	Representación del funcionamiento de un mecanismo de varias posiciones. Para representar el funcionamiento de un mecanismo de mando se adjunta al símbolo del mismo uno de los símbolos que concuerdan con el capítulo 10, "Módos de mando". El recuadro adjunto a la representación simbólica de un modo de mando lleva las conexiones de los orificios empleados cuando el modo de mando es de control al de un orificio. Para definir el modo de funcionamiento de un mecanismo de varias posiciones se desplazan los recuadros de izquierda a derecha o al contrario, indicando los tramos que representan las tuberías.	
5-4-2-2	En funcionamiento.		5-12-2	El recuadro adjunto a la representación simbólica de un modo de mando lleva las conexiones de los orificios empleados cuando el modo de mando es de control al de un orificio.	
5-5	Simbolo de recuadros múltiples. El símbolo constituido por recuadros múltiples indica un mecanismo de varias vías y de tantas posiciones como recuadros tenga el símbolo. Ejemplo: Mecanismo de 2 posiciones.		5-12-3	Para definir el modo de funcionamiento de un mecanismo de varias posiciones se desplazan los recuadros de izquierda a derecha o al contrario, indicando los tramos que representan las tuberías.	
5-5-1	Mecanismo de 2 posiciones.		5-12-4	Ejemplo: Mecanismo de dos posiciones y cuatro orificios, mandado por un electroimán de retroceso por resorte.	
5-5-2	Mecanismo de 3 posiciones.		5-12-4-1	Retorno por resorte. Electroimán sin tensión. Las tuberías llegan al recuadro adyacente al resorte.	
5-6	Si entre dos posiciones cualquiera del mecanismo existe una posición intermedia de paso, en la cual el mecanismo no se para jamás, es recomendable representar la posición intermedia en cuestión por un recuadro delimitado por una línea de puntos. Ejemplo: Mecanismo de dos posiciones con paso por una posición intermedia.		5-12-4-2	Electroimán bajo tensión.	
5-6-1	Mecanismo de dos posiciones con paso por una posición intermedia.		5-13	Representación simbólica de un mecanismo especial: Todo mecanismo especial se representará por un rectángulo. La referencia indicada en el interior de este rectángulo, indica la posición de las tuberías que llegan al mecanismo según representadas e identificadas.	
5-7	En el caso de un mecanismo de varias posiciones (rectángulo de varias recuadros), las tuberías que simbolizan las tuberías de llegada, de partida, o de reposo (o cero) del mecanismo, posición que corresponde a la parada del circuito hidráulico del cual el mecanismo simbolizado forma parte. Ejemplo: Mecanismo de tres posiciones, cuya posición central es la de reposo. Las tuberías llegan, por consiguiente, al recuadro central. Su número correspondiente al número de orificios del mecanismo. En el ejemplo indicado, el mecanismo es de cuatro orificios.		5-13-1	Si se emplean letras para referenciar los diversos orificios, se designarán: — El orificio de llegada por la letra P. — Los orificios de salida por las letras A y B. — Los orificios de retorno al depósito por la letra R. — Los orificios de pilotaje por las letras X, Y, Z. Ejemplo: Mecanismo de tres posiciones y cuatro orificios.	
5-8	La obtención interna de un orificio de un mecanismo de varias vías está mandada por el mismo perpendicular al trazo que representa la llegada de la tubería al orificio obturado.		5-14	Valvula de descarga mandada a distancia (ver 6-3-1).	
5-8-1	Ejemplo: Mecanismo de tres posiciones y de cuatro orificios, con todos los orificios obturados en posición central.		5-14-1		
5-9	Las vías de circulación del líquido a través del mecanismo en sus diferentes posiciones están representadas por trazos situados en los recuadros que simbolizan las posiciones en cuestión.				
5-9-1	Ejemplo: Mecanismo de tres posiciones y de cuatro orificios. Los trazos indican las vías de circulación en las dos posiciones extremas del mecanismo.				
5-10	El sentido de circulación del líquido a través de las vías del mecanismo en sus diferentes posiciones, está indicado por las flechas situadas sobre los trazos que simbolizan las vías en cuestión.				
5-10-1	Ejemplo: Mecanismo de tres posiciones y cuatro orificios. Las flechas, puestas sobre los trazos que simbolizan las vías en las posiciones extremas, indican el sentido de circulación del líquido.				
5-11	Si los diferentes orificios de un mecanismo se interconectan en una de sus posiciones, un sistema de trazos y de flechas representará respectivamente esta interconexión y el sentido del flujo en el recuadro correspondiente a la posición en cuestión. Ejemplo: Tres orificios unidos.				
5-11-1	Tres orificios unidos.				

6. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN

6-1	Limitador de presión.	Mecanismo que limita la presión del líquido en un orificio de entrada por un esfuerzo asintótico, creado, por ejemplo, por un resorte que se opone a la apertura del orificio de salida, unido, por ejemplo, al depósito.	
6-2	Limitador de presión mandado a distancia.	Mecanismo que limita la presión en un circuito hidráulico, de un valor correspondiente al de su propio tarado, cuando la presión determinada por su mando a distancia es mayor o toralmente inferior a la presión de su propio tarado.	

ANEXO A: SIMBOLOGIA DE MECANISMOS HIDRAULICOS

7. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE CAUDAL		
7-1	Entragador regulable.	Mecanismo dotado de una reducción regulable al paso. Permite regular el caudal y la presión a través de este mecanismo sin más o menos sensibiles a las variaciones de la viscosidad.
7-2	Regulador de caudal.	Es un estrangulador de caudal, fijo o regulable, dotado de un sistema llamado "resorte de presión" que permite mantener constante el caudal sin importar las variaciones de la presión, pero más o menos sensible a las variaciones de viscosidad.
7-2-1	Fijo (no regulable).	La flecha indica el sentido de circulación del flujo controlado.
7-2-2	Regulable.	
7-2-3	Sin evacuación externa de fugas.	
7-2-3-1	Con evacuación externa de fugas.	
7-3	Valvula de frenado normalmente abierta.	Es un mecanismo con una vía normalmente abierta, montado generalmente en la tubería de escape de un cilindro hidráulico. El resorte de la válvula está generalmente mandado por una línea que actúa sobre un resorte antagonista. El resorte de la válvula de escape, al estar fuertemente comprimido, provoca el estrangulamiento del líquido cuando se produce la acción de frenado.
7-3-1	Representación recomendada.	
7-3-2	Representación tolerada.	
8. MECANISMOS DE DISTRIBUCIÓN		
8-1	Distribuidor de alimentación de dos posiciones y dos orificios.	Mecanismo de distribución de dos posiciones y dos orificios que en una de las posiciones (por ejemplo, la posición de reposo) no permite la circulación entre los dos orificios.

ANEXO B**COEFICIENTE PARA PRESIÓN Y TRABAJO DE EMBUTICIÓN**

d/D	n	x
0,55	1	0,8
0,575	0,93	
0,6	0,86	0,77
0,625	0,79	
0,65	0,72	0,71
0,675	0,66	
0,7	0,6	0,7
0,725	0,55	
0,75	0,5	0,67
0,775	0,45	
0,8	0,1	0,64

ANEXO C

CARGAS DE DISEÑO PARA ELEMENTOS SOMETIDOS A COMPRESION.

Structural Steel for Buildings • 6-125

TABLE 3-36
Design Stress for Compression Members of
36 ksi Specified Yield Stress Steel, $\phi_c = 0.85$ ^a

$\frac{KL}{r}$	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)
1	30.60	41	28.01	81	21.66	121	14.16	161	8.23
2	30.59	42	27.89	82	21.48	122	13.98	162	8.13
3	30.59	43	27.76	83	21.29	123	13.80	163	8.03
4	30.57	44	27.64	84	21.11	124	13.62	164	7.93
5	30.56	45	27.51	85	20.92	125	13.44	165	7.84
6	30.54	46	27.37	86	20.73	126	13.27	166	7.74
7	30.52	47	27.24	87	20.54	127	13.09	167	7.65
8	30.50	48	27.11	88	20.36	128	12.92	168	7.56
9	30.47	49	26.97	89	20.17	129	12.74	169	7.47
10	30.44	50	26.83	90	19.98	130	12.57	170	7.38
11	30.41	51	26.68	91	19.79	131	12.40	171	7.30
12	30.37	52	26.54	92	19.60	132	12.23	172	7.21
13	30.33	53	26.39	93	19.41	133	12.06	173	7.13
14	30.29	54	26.25	94	19.22	134	11.88	174	7.05
15	30.24	55	26.10	95	19.03	135	11.71	175	6.97
16	30.19	56	25.94	96	18.84	136	11.54	176	6.89
17	30.14	57	25.79	97	18.65	137	11.37	177	6.81
18	30.08	58	25.63	98	18.46	138	11.20	178	6.73
19	30.02	59	25.48	99	18.27	139	11.04	179	6.65
20	29.96	60	25.32	100	18.08	140	10.89	180	6.59
21	29.90	61	25.16	101	17.89	141	10.73	181	6.51
22	29.83	62	24.99	102	17.70	142	10.58	182	6.44
23	29.76	63	24.83	103	17.51	143	10.43	183	6.37
24	29.69	64	24.67	104	17.32	144	10.29	184	6.30
25	29.61	65	24.50	105	17.13	145	10.15	185	6.23
26	29.53	66	24.33	106	16.94	146	10.01	186	6.17
27	29.45	67	24.16	107	16.75	147	9.87	187	6.10
28	29.38	68	23.99	108	16.56	148	9.74	188	6.04
29	29.29	69	23.82	109	16.37	149	9.61	189	5.97
30	29.18	70	23.64	110	16.19	150	9.48	190	5.91
31	29.09	71	23.47	111	16.00	151	9.36	191	5.85
32	28.99	72	23.29	112	15.81	152	9.23	192	5.79
33	28.90	73	23.12	113	15.63	153	9.11	193	5.73
34	28.79	74	22.94	114	15.44	154	9.00	194	5.67
35	28.69	75	22.76	115	15.26	155	8.88	195	5.61
36	28.58	76	22.58	116	15.07	156	8.77	196	5.55
37	28.47	77	22.40	117	14.89	157	8.66	197	5.50
38	28.36	78	22.22	118	14.70	158	8.55	198	5.44
39	28.25	79	22.03	119	14.52	159	8.44	199	5.38
40	28.13	80	21.85	120	14.34	160	8.33	200	5.33

TABLE 3-50
Design Stress for Compression Members of
50 ksi Specified Yield Stress Steel, $\phi_c = 0.85$ ^a

$\frac{KL}{r}$	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)	$\frac{K_1 F_{cr}}{r}$ (ksi)
1	42.50	41	37.59	81	26.31	121	14.57	161	8.23
2	42.49	42	37.36	82	26.00	122	14.33	162	8.13
3	42.47	43	37.13	83	25.69	123	14.10	163	8.03
4	42.45	44	36.89	84	25.37	124	13.88	164	7.93
5	42.42	45	36.65	85	25.06	125	13.66	165	7.84
6	42.39	46	36.41	86	24.75	126	13.44	166	7.74
7	42.35	47	36.16	87	24.44	127	13.23	167	7.65
8	42.30	48	35.91	88	24.13	128	13.02	168	7.56
9	42.25	49	35.66	89	23.82	129	12.82	169	7.47
10	42.19	50	35.40	90	23.51	130	12.62	170	7.38
11	42.13	51	35.14	91	23.20	131	12.43	171	7.30
12	42.05	52	34.88	92	22.89	132	12.25	172	7.21
13	41.98	53	34.61	93	22.58	133	12.06	173	7.13
14	41.90	54	34.34	94	22.28	134	11.88	174	7.05
15	41.81	55	34.07	95	21.97	135	11.71	175	6.97
16	41.71	56	33.79	96	21.67	136	11.54	176	6.89
17	41.61	57	33.51	97	21.36	137	11.37	177	6.81
18	41.51	58	33.23	98	21.06	138	11.20	178	6.73
19	41.39	59	32.95	99	20.76	139	11.04	179	6.65
20	41.28	60	32.67	100	20.46	140	10.89	180	6.59
21	41.15	61	32.38	101	20.16	141	10.73	181	6.51
22	41.02	62	32.09	102	19.86	142	10.58	182	6.44
23	40.89	63	31.80	103	19.57	143	10.43	183	6.37
24	40.75	64	31.50	104	19.28	144	10.29	184	6.30
25	40.60	65	31.21	105	18.98	145	10.15	185	6.23
26	40.45	66	30.91	106	18.69	146	10.01	186	6.17
27	40.29	67	30.61	107	18.40	147	9.87	187	6.10
28	40.13	68	30.31	108	18.12	148	9.74	188	6.04
29	39.97	69	30.01	109	17.83	149	9.61	189	5.97
30	39.79	70	29.70	110	17.55	150	9.48	190	5.91
31	39.62	71	29.40	111	17.27	151	9.36	191	5.85
32	39.43	72	29.09	112	16.99	152	9.23	192	5.79
33	39.25	73	28.79	113	16.71	153	9.11	193	5.73
34	39.06	74	28.48	114	16.42	154	9.00	194	5.67
35	38.86	75	28.17	115	16.13	155	8.88	195	5.61
36	38.66	76	27.86	116	15.86	156	8.77	196	5.55
37	38.45	77	27.55	117	15.59	157	8.66	197	5.50
38	38.24	78	27.24	118	15.32	158	8.55	198	5.44
39	38.03	79	26.93	119	15.07	159	8.44	199	5.38
40	37.81	80	26.62	120	14.82	160	8.33	200	5.33

^aWhen element width-to-thickness ratio exceeds λ_c , see Appendix B5.3.

ANEXO E: RESUMEN DE LOS FACTORES DE SELECCIÓN DE DEPOSITOS

Factor o componente	Recomendaciones o Tratamiento	Observaciones
Forma	Rectangular	La mejor para la mayoría de aplicaciones. Son preferibles los depósitos aparte porque se refrigeran mejor
	Esférica	Se emplea en los depósitos estancos sometidos a mucho movimiento (por Ej. vuelo acrobático)
	Integrado en la maquina	La disposición es mas compact, pero la refrigeración el acceso para la limpieza son limitado
Tamaño	Volumen 2 ó 3 veces el caudal de la bomba en l/min	Solución válida para la mayor parte de aplicaciones,
Línea de retorno	Que desemboque cerca del fondo del deposito	Para evitar la entrada de burbujas
	Extremo curvado	Para promover circulación, y dirigir el fluido hacia las paredes del depósito
	Filtro en retorno	No es necesario
Línea de admisión	Desde cerca del fondo del deposito	Para eliminar la turbulencia y la entrada de aire. Más crítico en equipos móviles que en instalaciones estáticas
	Aislada del flujo de retomo	Separada por un tabique o a una distancia adecuada.
	Filtro en la admisión	En general es un elemento estándar
Accesos para limpieza	En los laterales o en los extremos	Necesarios para limpieza completa del depósito después de vaciarlo
Tubo de ventilación	En la parte superior -debe ser de tamaño suficiente para mantener la presión atmosférica dentro del depósito	Con elemento filtrante para evitar la entrada de contaminantes de la atmósfera.
Tapón de vaciado	Necesario para la limpieza Va en el fondo del depósito	Para drenaje periódico.
Tabiques	Uno o varios, según diseño y aplicación	Muy recomendables en todo tipo de depósitos, excepto en los que utilizan líquidos emulsionados con agua

Model No.

T67EC - 085 - 020 - 1 R 00 - A 1 00 - ..

Series SAE-C 2 bolts
Mounting flange J744

P1 P2

Modifications

Displacement for "P1"

Volumetric displacement (ml/rev)

042 = 132.3 057 = 183.3
045 = 142.4 062 = 196.7
050 = 158.5 066 = 213.3
052 = 164.8 072 = 227.1
054 = 171.0 085 = 268.7

Displacement for "P2"

Volumetric displacement (ml/rev)

003 = 10.8 017 = 58.3
005 = 17.2 020 = 63.8
006 = 21.3 022 = 70.3
008 = 26.4 025 = 79.3
010 = 34.1 028 = 88.8
012 = 37.1 031 = 100.0
014 = 46.0

Type of shaft

1 = keyed (SAE CC)
2 = keyed (non SAE)
3 = splined (SAE C)
4 = splined (SAE CC)

Mounting w/connection variables

4 bolts SAE flange J518

	Metric thread		UNC thread	
	M0	M1	00	01
P1	1"1/2	1"1/2	1"1/2	1"1/2
P2	1"	3/4"	1"	3/4"
S	3"1/2	3"1/2	3"1/2	3"1/2

Seal class

1 = S1 (for mineral oil)
4 = S4 (for the resistant fluid)
5 = S5 (for mineral oil and fire resistant fluids)

Design letter

Porting combination (see page 62)

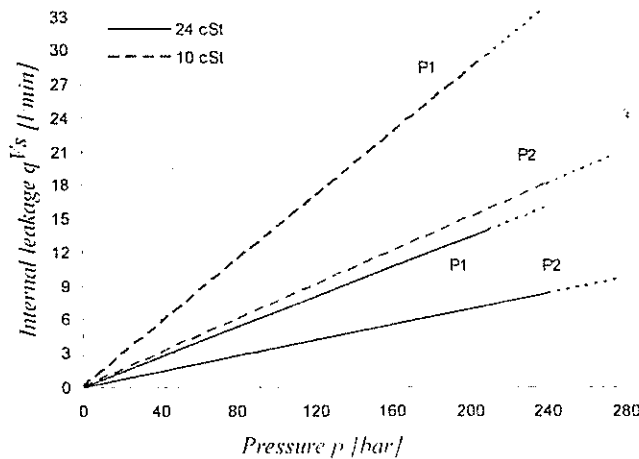
00 = standard

Direction of rotation (view on shaft end)

R = Clockwise

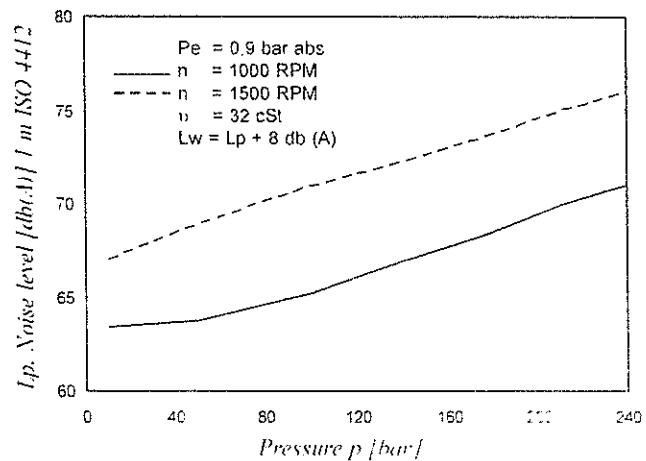
L = Counter-clockwise

INTERNAL LEAKAGE (TYPICAL)



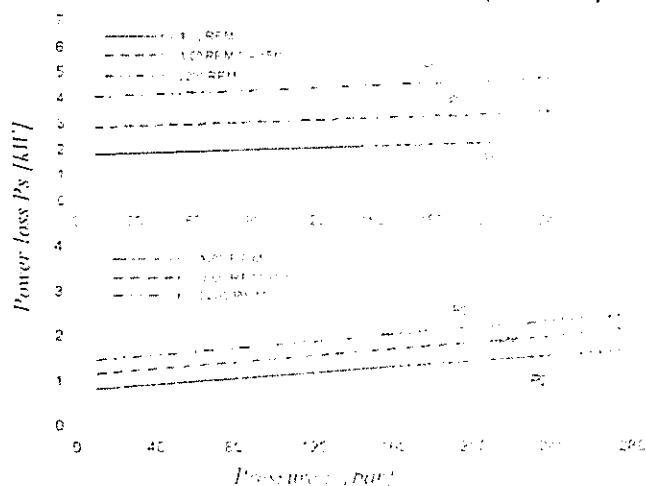
Do not operate pump more than 5 seconds at any speed or viscosity if internal leakage is higher than 50% of theoretical flow. Total leakage is the sum of each section loss at its operating conditions.

NOISE LEVEL (TYPICAL) T67EC - 050 - 022



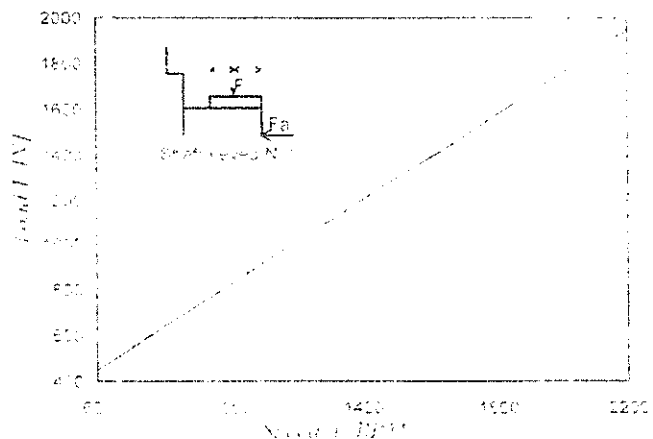
Double pump noise level is given with each section. Lp is charging at the pressure noted on the curve.

HYDROMECHANICAL POWER LOSS (TYPICAL)



Total hydromechanical power loss is the sum of each section loss at its operating conditions.

PERMISSIBLE RADIAL LOAD



Maximum permissible load $F_{max} = 2000$ N.

ANEXO G
CRONOGRAMA DE TRABAJO.

ANEXO H
PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DE PRENSA HIDRAULICA

PROYECTO:	Prensa Hidraulica
FECHA:	19/08/2006

Item	DESCRIPCION	DIMENSIONES			UND	CANT	Peso	Peso T	Costo
		L	A	e					
1	1.0000 de acero								
	Plancha de acero negro	748,00	743,00	3,00	Und	2,00	13,05	28,11	0,90
	Plancha de acero negro	1172,00	743,00	3,00	Und	2,00	20,51	41,01	0,90
	Plancha de acero negro	1172,00	748,00	3,00	Und	2,00	20,59	41,18	0,90
	Pernos de 3/8"x1"				Und	6,00			0,15
	soldadura 6011 1/8"				mt	10,70		9,10	1,35
2	2.0000 de acero								
	perfil HEB 280				mt	4,65	93,00	432,64	0,95
	perfil HEB 180				mt	2,16	51,20	104,8	0,95
	Placa HIN 10mm (rieles para columnas)				mt3	0,05	7850,00	392,50	0,90
	Cilindro hidraulico embolo buzo 800*1800				Und	1,00		3515,50	3515,5
	tubo 4" cad 40				mt	0,50	11,30	5,65	0,90
	cilindro hidraulico 114*1000				und	2,00		650,00	1300,0
	mix 20				kg	12,74		4,80	61,2
	Soldadura Mig (alambre para hierro negro 1,2mm)				mt	63,70	0,43	27,30	1,10
3	3.0000 de acero								
	perfil HEB 400				mt	6,00	155,30	931,80	0,95
	placa HIN 10mm				mt3	0,03	7850,00	235,50	0,90
	tubo 5" cad 40				mt	1,80	21,78	34,95	0,90
	Soldadura Mig (alambre para hierro negro 1,2mm)				mt	33,96	0,43	14,80	1,10
	Mix 20				kg	7,00		4,80	33,8
4	4.0000 de acero								
	placas de HIN 10mm				m3	0,02	7850,00	164,65	0,90
	Soldadura Mig (alambre para hierro negro 1,2mm)				m	54,00	0,43	23,22	1,10
	Mix 20				kg	10,80		4,80	51,8
5	5.0000 de acero								
	columnas				Und	4,00			2000,00
6	6.0000 de acero								
	Placas de HIN 12mm				m3	0,12	7850,00	942,00	0,9
	Placas de HIN 50mm				m3	0,037	7850,00	761,45	0,9
	Platones				und	2,00	7850,00	1074,20	0,90
	Perfil HEB100				m3	2,86	20,40	58,26	0,90
	Viga fabricada				m3	0,01	7850,00	73,79	0,90
	barras acero de transmision 36mm				m3	0,00	7850,00	15,70	1,00
	Tuercas de 4"				und	5,000		15,00	120,000
	tuberia 4" cd 40				mt	0,50	11,30	5,65	0,45
	Soldadura Mig (alambre para hierro negro 1,2mm)				mt	226,36	0,43	97,34	1,10
	Mix 20				kg	45,27		4,80	217
7	7.0000 de acero								
	Bomba de doble etapa Denison				Und	1,00		3500,00	3500,0
	Reguladores de presión 1 1/4				Und	2,00		891,50	1783,0
	Reguladores de caudal 3/4				Und	2,00		151,80	303,6
	Manometro de 0 a 1000psi				Und	3,00		35,00	105,0
	Electro-valvula 4/3 Kompas				Und	1,00		700,00	700,0
	Electro-valvula 4/2 Kompas				Und	1,00		500,00	500,0
	Valvula de alivio 1/2"				Und	1,00		200,00	200,0
	Limites de Carrera				Und	3,00		32,00	96,0
	Pulsores 110 amp				Und	7,00		4,50	31,5
	Motor 77kw Hp. 1500 RPM				Und	1,00		2500,00	2500,00
	Breaker 350 amp				Und	1,00		500,00	500,00
	termico 350 amp				Und	4,00		220,00	880,00
	Rele 110 amp				Und	3,00		23,00	75,00
	Contactores 350 amp				Und	3,00		500,00	1500,00
	temporizador				Und	1,00		25,00	25,00
8	8.0000 de acero								
	Armaduras				Und	2,00		500,00	1000,00
	Ayudantes				Und	2,00		300,00	600,00
	Soldadores				Und	2,00		500,00	1000,00
	Electrico				Und	1,00		500,00	500,00
	otros								
							TOTAL	\$ 46.324,862	10000,00

BIBLIOGRAFÍA.

1. **JUAN J. MALUQUER.** Manual del Técnico Matricero. Versión Española.
Troquelado, Estampado y Embutición de la Chapa Metálica. Edición # 3.
Editorial José Monteso. Barcelona, Vía Augusta 251 . 1977
2. **LUIS M. JIMÉNEZ DE CISNEROS.** Manual de Óleo-hidráulica.
Edición #2. Versión castellana de la 5ª edición Inglesa. Editorial Blume.
1977
3. **A. DURR Y O. WACHTER.** Hidráulica aplicada a las Maquinas Herramientas
(Accionamientos Hidráulicos y Electro-hidráulicos). Edición # 1 . Editorial
Blume . 1975
4. **VÍCTOR POMPER.** Mandos Hidráulicos en las Maquinas Herramientas. 2ª
Edición . Versión española por A. López Roa. Editorial Bilme 1969
5. **R. NORTHON.** Diseño de Maquinaria.
Cálculos de vigas sometidas a flexión. Capitulo 4

Cálculos de resortes. Capitulo 13

Calculo de roscas. Capitulo 14

6. **JACK C. MCCORMAC. Diseño de Estructuras de Acero. Versión en español por Ing. Jose de la Cera Alonso. Editorial Alfa Omega. México 1991**
7. **Manual de Óleo-Hidráulica del curso de Óleo- Hidráulica dictado en la FIMCP.**
8. **Manual de Construcción del Acero AISC. Load and Resístanse Factor Design . First Edition**
9. **Automatización Ecuatoriana CIA LTDA. Detalle de Componentes Hidráulicos. Noviembre 23 de 1999.**
10. **Ing. Vicente Adum. Tesis de Grado de Construcción de una prensa hidráulica de 60 Ton. para talleres de metalurgia de la ESPOL. 1989**
11. Bosch Rexroth Industrial Hydraulics. [www. Boschrexroth.com](http://www.Boschrexroth.com). Accesorios hidráulicos.
12. Enerpac. [www. Enerpac.com](http://www.Enerpac.com). Cilindros hidráulicos.
13. Widman International. [www. Widman.biz](http://www.Widman.biz). Aceites hidráulicos.
14. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III. Manual del Ingeniero Mecánico. 9^{na} Edición. Editorial Mc Graw-Hill. 1995