

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO DEL PROYECTO

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MAQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO PARA GANADO DE ENGORDE, 150 Kg/h"

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

REALIZADO POR:

PABLO ALEJANDRO LEÓN SAMPEDRO

ALEJANDRO LEONARDO COBA RODRÍGUEZ

SANGOLQUÍ – ECUADOR

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Nosotros certificamos que el proyecto de grado titulado "Diseño y construcción de maquina compactadora de alimento para ganado de engorde, 150 kg/h", fue realizado en su totalidad por los Señores Alejandro Leonardo Coba Rodríguez y Pablo Alejandro León Sampedro, con nuestra colaboración, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Fernando Olmedo
Director

Ing. Francisco Terneus
Codirector

Sangolquí, 24 de Febrero de 2006

HOJA DE LEGALIZACIÓN DE FIRMAS

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MAQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO PARA GANADO DE ENGORDE, 150 Kg/h”

ELABORADO POR:

Alejandro Leonardo Coba Rodríguez

Pablo Alejandro León Sampedro

Myr. Ing. Edgar Pazmiño
Decano de la Facultad de Ingeniería Mecánica

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Héctor y Esperanza que con su ejemplo, sabiduría y cariño han labrado el camino del éxito en mi vida, a mi hermano Santiago por el apoyo y la comprensión, a mi tío Marcelo, por la guía y consejos, a mi sobrina Samantha y cuñada Roció por su apoyo que incondicionalmente me entregan día a día por todo esto y por la felicidad que juntos compartimos de alcanzar metas como la de ser un nuevo profesional al servicio del desarrollo de nuestro país.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios que me dio la fuerza y la capacidad de culminar este proyecto.

Agradezco al Ing. Fernando Olmedo y al Ing. Fernando Terneus, catedráticos de prestigio de la ESPE que apoyaron en todo momento y ayudaron académicamente con sus conocimientos a la exitosa finalización del proyecto.

Agradezco al Ing. José Ayala, gerente de la empresa DISETEC S.A. por el tiempo brindado en compartir sus enseñanzas y consejos oportunos para que este trabajo llegue a un fin satisfactorio.

Agradezco a Pablo León, compañero de tesis y gran amigo que con constancia y esfuerzo llevó adelante este proyecto en los momentos más difíciles.

Agradezco a Edwin Armijos, amigo y profesional que junto con su equipo de trabajo lograron materializar lo que inicialmente era sólo un proyecto en papel.

Agradezco a mis amigos y colegas que como compañeros de carrera estuvieron presentes compartiendo diariamente el esfuerzo y la superación profesional para juntos alcanzar el la meta de ser ingenieros.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Vicente y Mariana ya que con su sabiduría y cariño han labrado el camino del éxito en mi vida, a mis hermanos Edwin, Elizabeth y Francisco, a mis cuñados Hernán y Natacha, a mis sobrinos Sebastián, Doménica, Daniel y María José, y a mi enamorada Liz por el apoyo y la comprensión que incondicionalmente me entregan día a día y el respaldo en todo momento para alcanzar esta meta.

AGRADECIMIENTO

Agradezco al Ing. Fernando Olmedo y al Ing. Francisco Terneus por el tiempo brindado en compartir sus enseñanzas y consejos oportunos para que este proyecto concluya satisfactoriamente.

Agradezco a Alejandro Coba, compañero de tesis y que con empeño y esfuerzo llevó adelante este proyecto.

Agradezco a Edwin Armijos y Xavier Hinojosa, amigos y profesionales que junto a ellos se logró materializar lo que inicialmente era sólo un proyecto en papel.

Agradezco también a los profesionales de los diversos centros de educación superior de Quito que desinteresadamente supieron compartir sus conocimientos a pesar de no ser alumnos de sus instituciones.

Agradezco a mis amigos y ex-compañeros de estudio por que cuando fue necesario un consejo o guía técnica, no dudaron dar el apoyo necesario.

INDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1

1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del proyecto.....	1
1.3 Justificación del Proyecto.	2
1.4 Objetivos.	3
1.4.1 General.	3
1.4.2 Específicos.....	3
1.5 Alcance del Proyecto.	4

CAPÍTULO 2

2.1 Fundamentos de la compresión de alimentos.....	5
2.1.1 Ventaja de los comprimidos.....	5
2.1.1.1 Ventajas fisiológicas y zootécnicas.....	5
2.1.1.2 Ventajas de manipulación.....	7
2.1.1.3 Ventajas de conservación.....	8
2.1.2 Clasificación de los comprimidos.....	9
2.1.2.1 Comprimidos fabricados con la prensa de expulsión.....	9
2.1.2.2 Comprimidos fabricados con la prensa de llantas alveoladas.....	10
2.1.3 Preparativos para la compresión.....	11
2.1.3.1 Factores que favorecen la compresión.....	11
2.1.3.1.1 Características físico-químicas.....	11
2.1.3.2 Tratamientos que favorecen la compresión.	14
2.2.1 Consideraciones acerca de la mezcla.....	17
2.2.1.1 Características de los ingredientes.....	17
2.2.2 Número de ingredientes.....	19
2.2.3 Proporción del ingrediente más escaso.....	20
2.3 Fundamentos de la prensa.....	20
2.3.1 Principales tipos de prensas.....	20
2.3.1.2 De columna o guías.....	22
2.3.2 Principales órganos de la prensa.....	24
2.3.2.1 Alimentador.....	24
2.3.2.2 Mezcladora e inyectores.....	25
2.3.2.3 Matrices, Rodillos y Cuchillas.....	25
2.3.2.3.1 Matrices o moldes.....	25

2.3.2.3.2 Rodillos.....	27
2.3.2.3.3 Cuchillas	27
2.3.3 Instalación, manejo y conservación de prensas	28
2.3.3.1 Instalación	28
2.4.2.1 Trasmisiones mecánicas.....	31
2.4.2.2 Transmisión eléctrica.....	31
2.4.2.3 Transmisión Hidráulica.....	32
2.5.1 Aplicaciones generales de la hidráulica.....	34
2.5.2 Ventajas y desventajas de la hidráulica frente a la neumática	36
2.5.3.1 Régimen laminar y turbulento.....	39
2.5.3.2 Pérdidas de carga en conducciones.....	41
2.5.3.3 Velocidades del Fluido en circuitos.....	41
2.5.3.4 Fluidos hidráulicos.....	44
2.5.3.5 Características esenciales del fluido hidráulico	44
2.5.3.6 Viscosidad.....	45
2.5.3.7 Compresibilidad de aceite.....	46
2.5.3.8 Clasificación de los Fluidos Hidráulicos.	47
2.5.4.2.1 Funciones del depósito.....	49
2.5.4.2.2 Componentes del Depósito.	50
2.5.4.2.3 Tamaño del Depósito	52
2.5.4.2.4 Características constructivas de los depósitos.....	52
2.5.4.3 Elementos auxiliares para depósitos.	54
2.5.4.3.1 Tapa de llenado	54
2.5.4.3.2 Filtros.....	55
2.5.4.3.3 Algunos circuitos de filtrado.....	57
2.5.4.4 Válvulas	59
2.5.4.4.1 Válvulas distribuidoras	59
2.5.4.4.2 Representación esquemática de las válvulas.....	60
2.5.4.4.3 Válvulas de bloqueo.....	61
2.5.4.4.4 Válvula antiretorno	62
2.5.4.4.5 Reguladores de presión	62
2.5.4.4.6 Válvula de regulación de presión	63
2.5.4.4.7 Regulador de presión con orificio de escape	63
2.5.4.4.8 Válvula limitadora de presión	63
2.5.4.4.9 Electroválvulas (válvulas electromagnéticas).....	65

2.5.4.5 Tuberías y conducciones.	66
2.5.4.5.1 Tuberías rígidas	66
2.5.4.5.2 Tuberías flexibles	67
2.5.5.1 Cilindros de pistón.....	68
2.5.5.1.1 Tipos de cilindros de pistón:.....	69
2.5.5.2 Cilindro de simple efecto:.....	70
2.5.5.3 Cilindros de doble efecto:	70
2.5.5.4 Cilindro diferencial:	71
2.5.5.5 Cilindros con amortiguación:	72
2.5.6 Esquemas básicos.....	73
2.5.6.1 Mando de un cilindro de simple efecto.....	73
2.5.6.2 Mando de un cilindro de doble efecto	73

CAPITULO 3

3.2 Características de Construcción.	81
3.2.1 Facilidad de construcción.	81
3.2.2 Costos de construcción.	82
3.3 Matriz de decisiones.....	82
3.3.1 Cilindro hidráulico.	82
3.3.2 Bomba.	82
3.3.2.1 Bomba de engranes	83
3.3.2.4 Bombas de paletas.....	85
3.3.2.5 Bombas De Pistones.....	87
3.3.3 Motor.....	90
3.3.4 Válvulas y sistema de control.	90
3.3.5 Fluido hidráulico.	90
3.3.6 Bastidor.	91
3.4 Evaluación de alternativas y especificaciones de una solución.	91

CAPÍTULO 4

4.1.1.1 Diseño del bastidor	92
4.1.1.1.1 Pasadores de apoyo de la mesa de compresión.....	93
4.1.1.1.2 Montantes	95
4.1.1.1.3 Capitel.....	99
4.1.1.1.4 Soporte para cilindro de compresión	104
4.1.1.1.5 Soporte de la mesa de compresión	106

4.1.1.1.6 Mesa de Compresión.....	110
4.1.1.2.1 Tolva de alimentación	115
4.1.1.3.1 Soporte para cilindro de expulsión	118
4.1.1.4 Placas de compresión y expulsión para la matriz 1(molde A)	120
4.1.1.5 Placas de compresión y expulsión para la matriz 2(molde B)	123
4.3 Selección de componentes.	133
4.3.1 Bomba	134
4.3.2 Motor eléctrico	134
4.3.3 Reservorio	135
4.3.4 Válvula Reguladora de presión	135
4.3.5 Cilindro hidráulico	135
4.3.6 Electroválvula hidráulica	137
4.3.7 Mangueras.....	137
4.4 Selección del Sistema de control.	138

CAPÍTULO 5

5.1.1 Lista de materiales y equipos	142
5.2 CONSTRUCCIÓN DE PARTES	162
5.3.1 Montaje-mantenimiento.....	167
5.3.2 Planos de Montaje.....	167
5.3.3 Localización de averías dentro de la máquina compactadora.	169
5.4.1 SISTEMA HIDRÁULICO Y DE COMPACTACIÓN	171
5.4.3 ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS	172
5.5 Diagramas de montaje	173

CAPÍTULO 6

6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA	178
6.2 EVALUACIÓN FINANCIERA	182

CAPÍTULO 7

7.1 CONCLUSIONES	186
7.2 RECOMENDACIONES.....	187
BIBLIOGRAFIA.....	188

ANEXOS – Manual de Operación y Mantenimiento.

PLANOS – Conjunto

Despiece. Montaje y Control

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.1	Características de diversos tipos de comprimidos
Tabla 2.5.1	Velocidades recomendadas del fluido
Tabla 2.5.2	Compresibilidad de aceites hidráulicos
Tabla 2.5.4	Tipos de Cilindros
Tabla 3.3.1	Matriz de decisión para Bomba
Tabla 3.3.2	Matriz de decisión para Bastidor
Tabla 5.1.1	Materiales no maquinados
Tabla 5.1.2	Materiales a ser maquinados
Tabla 5.7.1	Influencia de la presión sobre la densidad del bloque multinutricional
Tabla 5.7.2	Influencia de la presión sobre la densidad del bloque multinutricional
Tabla 6.1.1	Costo de materiales Directos
Tabla 6.1.2	Costo de materiales indirectos:
Tabla 6.1.3	Costo de Mano de Obra
Tabla 6.1.4	Costo de Máquina Herramientas
Tabla 6.1.5	Costos Indirectos
Tabla 6.1.6	Costo Total Máquina compactadora de alimento para ganado

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.1	Secciones de briquetas
Figura 2.3.1	Prensa de cuello de cisne
Figura 2.3.2	Prensa de columnas
Figura 2.3.3	Prensa de cuatro montantes
Figura 2.3.4	Matrices o moldes
Figura 2.4.1	Principales tipos de instalación en bastidores
Figura 2.5.1	Principio de Pascal (A)
Figura 2.5.2	Principio de Pascal (B)
Figura 2.5.3	Régimen Laminar y Turbulento
Figura 2.5.4	Circuito Oleohidráulico Convencional simplificado
Figura 2.5.5	Transmisión mediante motor – bomba y mando manual
Figura 2.5.6	Depósito industrial
Figura 2.5.7	Vista superior de un depósito
Figura 2.5.8	Nivel de un tanque
Figura 2.5.9	Tapa de llenado
Figura 2.5.10	Filtro de respiración
Figura 2.5.11	Filtro micronico
Figura 2.5.12	Filtro de aspiración
Figura 2.5.13	Filtro instalado en una bomba
Figura 2.5.14	Filtro en el retorno por alivio
Figura 2.5.15	Filtro en la línea retorno
Figura 2.5.16	Válvula antiretorno
Figura 2.5.17	Regulador de presión sin orificio de escape
Figura 2.5.18	Regulador de presión con orificio de escape
Figura 2.5.19	Válvula de estrangulación
Figura 2.5.20	Electroválvula 3/2
Figura 2.5.21	Partes del cilindro
Figura 2.5.22	Cilindro de Simple Efecto
Figura 2.5.23	Cilindro de Doble Efecto
Figura 2.5.24	Mando de un cilindro de simple efecto
Figura 2.5.25	Mando cilindro de doble efecto
Figura 3.3.1	Bomba de engranajes externos de baja presión
Figura 3.3.2	Bomba de engranajes externos de alta presión

Figura 3.3.3	Bomba de semiluna
Figura 3.3.4	Bomba gerotor
Figura 3.3.5	Bomba de paletas
Figura 3.3.6	Bomba de paletas compensadas
Figura 3.3.7	Bomba de pistones axiales
Figura 3.3.8	Bomba de pistones radiales
Figura 3.3.9	Bomba de pistones oscilantes
Figura 4.1.1	Elementos del bastidor
Figura 4.1.2	Carga en los pasadores de apoyo
Figura 4.1.3	Disposición de los montantes
Figura 4.1.4	Carga de los montantes
Figura 4.1.5	Cargas que actúan sobre el capitel
Figura 4.1.6	Diagrama de momento flector
Figura 4.1.7	Soporte cilindro de compresión
Figura 4.1.8	Diagrama de momento flector del soporte del cilindro de compresión
Figura 4.1.9	Formas y disposición del soporte de la mesa de compresión
Figura 4.1.10	Diagrama del momento flector del soporte de la mesa de compresión
Figura 4.1.11	Perfil para soporte de la mesa de compresión
Figura 4.1.12	Cargas sobre la mesa de compresión
Figura 4.1.13	Diagrama del momento flector de la mesa de compresión
Figura 4.1.14	Sección transversal de la mesa de compresión
Figura 4.1.15	Malla – Tolva Alimentación
Figura 4.1.16	Desplazamiento
Figura 4.1.17	Estado de esfuerzos
Figura 4.1.18	Factor de seguridad obtenido en cosmos
Figura 4.1.19	Soporte cilindro de expulsión
Figura 4.1.20	Diagrama momento flector soporte del cilindro de expulsión
Figura 4.1.21	Placa de compresión matriz 1 (Molde A)
Figura 4.1.22	Diagrama de momento flector de la placa de compresión (Molde A)
Figura 4.1.23	Placa de expulsión matriz 1 (Molde A)

Figura 4.1.24	Diagrama de momento flector de la placa de expulsión (Molde A)
Figura 4.1.25	Placa de compresión matriz 2 (Molde A)
Figura 4.1.26	Diagrama de momento flector de la placa de compresión (Molde B)
Figura 4.1.27	Placa de expulsión matriz 2 (Molde B)
Figura 4.1.28	Diagrama de momento flector de la placa de expulsión (Molde B)
Figura 4.1.29	Matriz 1 (Molde A) Placa de compresión y expulsión
Figura 4.1.30	Diagrama de carga distribuida (Molde A)
Figura 4.1.31	Matriz 1 (Molde A) - Placa de compresión y expulsión
Figura 4.1.32	Matriz 2 (Molde B) Placa de compresión y expulsión
Figura 4.1.33	Diagrama de carga distribuida (Molde B)
Figura 4.1.34	Matriz 2 (Molde B) – Placa de compresión y expulsión
Figura 4.4.1	Elementos del sistema de control
Figura 4.4.2	Tablero de Control
Figura 5.2.1	Reservorio – unidad de potencia
Figura 5.2.2	Soporte de la mesa de compresión
Figura 5.2.3	Soporte de capitel – soporte mesa de compresión
Figura 5.2.4	Molde B
Figura 5.2.5	Molde A
Figura 5.2.6	Soporte cilindro de expulsión
Figura 5.2.7	Ensamble bastidor – unidad de potencia
Figura 5.2.8	Panel eléctrico
Figura 5.2.9	Circuito panel eléctrico
Figura 5.2.10	Ensamble bastidor – unidad de potencia- panel eléctrico
Figura 5.3.1	Símbolo correspondiente al método de disposición de vistas ISO A
Figura 5.3.2	Ejemplo de representación de piezas según el método ISO A
Figura 5.7.1	Densidad vs. Presión bloque A
Figura 5.7.2	Densidad vs. Presión bloque B
Figura 5.8.1	Placa de expulsión
Figura 5.8.2	Montaje de matriz
Figura 5.8.3	Válvula de regulación de presión

ÍNDICE DE DIAGRAMAS

Diagrama 4.2.1	Circuito hidráulico
Diagrama 4.4.1	Diagrama de Control
Diagrama 4.4.2	Diagrama de Fuerza
Diagrama 5.1.1	Proceso de construcción del reservorio de Aceite.
Diagrama 5.1.2	Proceso de construcción del soporte del reservorio de Aceite.
Diagrama 5.1.3	Proceso de construcción del Capitel.
Diagrama 5.1.4	Proceso de construcción del Molde A.
Diagrama 5.1.5	Proceso de construcción del Molde B.
Diagrama 5.1.6	Proceso de construcción placa de compresión -molde A.
Diagrama 5.1.7	Proceso de construcción de placa de compresión - del molde B.
Diagrama 5.1.8	Proceso de construcción placa de expulsión -molde A.
Diagrama 5.1.9	Proceso de construcción placa de expulsión -molde B.
Diagrama 5.1.10	Proceso de construcción del mesa de compresión.
Diagrama 5.1.11	Proceso de construcción del bastidor - montantes.
Diagrama 5.1.12	Proceso de construcción del soporte mesa de compresión.
Diagrama 5.1.13	Proceso de construcción del soporte cilindro compresión.
Diagrama 5.1.14	Proceso de construcción del soporte cilindro de expulsión.
Diagrama 5.1.15	Proceso de construcción placas rigidizadoras.
Diagrama 5.1.16	Proceso de construcción soporte panel eléctrico.
Diagrama 5.1.17	Proceso de construcción placas bases cilindros
Diagrama 5.5.1	Montaje de la máquina.
Diagrama 5.5.2	Montaje de la máquina.
Diagrama 5.5.3	Montaje de la máquina.
Diagrama 5.5.4	Montaje de la máquina.
Diagrama 5.5.5	Montaje de la máquina.

ÍNDICE DE PLANOS

MCAG.1	Montantes
MCAG.2	Base montantes
MCAG.3	Soportes
MCAG.4	Soporte cilindros
MCAG.5	Base cilindros
MCAG.6	Apoyo reservorio
MCAG.7	Soporte reservorio
MCAG.8	Capitel lateral
MCAG.9	Capitel frontal
MCAG.10	Mesa de compresión
MCAG.11	Unidad de potencia
MCAG.12	Bastidor
MCAG.13	Ensamble total
MCAG.14	Despiece total
MCAG.15	Matriz A
MCAG.16	Matriz B
MCAG.17	Placas matriz A
MCAG.18	Placas matriz B
MCAG.19	Matrices

NOMENCLATURA UTILIZADA

A	Superficie
cSt	Centistokes
D	Diámetro del émbolo
d	Diámetro del vástago
E	Módulo de elasticidad
$^{\circ}E$	Grados Engler
e_T	Energía térmica por unidad de peso
F	Fuerza
g	Aceleración de la gravedad
h	Altura total (Constante de Bernoulli)
I	Momento de inercia
K	Coefficiente de fijación en sus extremos para cilindros.
k	Coefficiente de conductividad
L	Longitud
Q	Caudal volumétrico
V	Volumen
v	Velocidad
T	Temperatura
P	Potencia
p	Presión
F_i	Fuerza de pretensado.
T	Torque
M_{max}	Momento flector máximo.
S_x	Módulo de sección.
I_x	Momento de Inercia
I	Inerica
Y	Distancia centroidal
t	Espesor de plancha
h	Altura de la plancha
b	altura del alma
FS	Factor de seguridad
d	Distancia
w	carga distribuida

y	deflexión máxima.
SI	Sistema Internacional

Letras Griegas

ρ	Densidad absoluta
$\Delta p, \Delta T$	Variación de presión, temperatura
λ	Coefficiente de resistencia
μ	Viscosidad dinámica
Π	Número Π
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo de corte
$[\tau]$	Esfuerzo de corte permisible
σ_y	Limite de fluencia
σ	Esfuerzo de tensión permisible
ε_{max}	Deformación unitaria
ϕ	Esfuerzo de flexión AISC
$[\phi]$	Esfuerzo permisible de flexión AISC

GLOSARIO

COMPRESIBILIDAD: Es la capacidad de los fluidos para reducir su volumen al aumentar la presión a la que están sometidos (grandes presiones). Un líquido es tanto más compresible cuanto mayor es su viscosidad.

ENTRECRUZAR: Cruzar dos o más cosas entre sí, enlazar

Rugosidad:

ADITIVO: Sustancia que se agrega a otras para darles cualidades de que carecen o para mejorar las que poseen.

REFINAR: Hacer más fino o más puro algo, separando las heces y materias heterogéneas o groseras.

OBTURAR: Tapar o cerrar una abertura o conducto introduciendo o aplicando un cuerpo.

MEMBRANA: Placa o lámina de pequeño espesor, generalmente flexible.

MANUTENCIÓN: Conjunto de operaciones de almacenaje, manipulación y aprovisionamiento de piezas, mercancías, etc., en un recinto industrial.

PARÁMETRO: Dato o factor que se toma como necesario para analizar o valorar una situación.

TANGIBLE: Que se puede percibir de manera precisa.

Compactación: Hacer compacto algo.

SOBRECARGA: Exceso de carga.

ACOPLAR: Agrupar dos aparatos, piezas o sistemas, de manera que su funcionamiento combinado produzca el resultado conveniente.

Plancha: Lámina o pedazo de metal llano y delgado respecto de su tamaño.

ESTRUCTURA: Armadura, generalmente de acero u hormigón armado, que, fija al suelo, sirve de sustentación a un edificio.

MANUFACTURA: Obra hecha a mano o con auxilio de máquina.

NORMALIZAR: Regularizar o poner en orden lo que no lo estaba.

CALIBRACIÓN: Ajustar, con la mayor exactitud posible, las indicaciones de un instrumento de medida con los valores de la magnitud que ha de medir.

RESUMEN

El proyecto propuesto tiene como principal objetivo fomentar el uso de los nuevos productos de alimentación ganadera, específicamente ganadería de engorde con el fin de satisfacer las necesidades de este en las actividades productivas.

El briquetado o compactación de alimento es el proceso de densificación que tiene como finalidad ahorrar costos de almacenamiento y transporte además de mejorar el peso de ganado, el precio de producción del kilo de carne.

Se realizó una serie de pruebas de compactación en estado natural variando la presión en función de la densidad, donde se observó que la presión de compactación fue demasiado grande ya que con la ayuda de un aglutinante para aumentar las fuerzas de cohesión entre las partículas y así reducir la presión.

El aglutinante seleccionado fue la melaza debido a sus excelentes características de pegante y su bajo costo.

Para reducir la presión del briquetado existen varios procesos los cuales se estudiaron a detalle en el desarrollo del proyecto. Operaciones unitarias como la molienda y la mezcla facilitan la compactación de algunos componentes que conforman el bloque multinutricional como es: tamo, gallinaza, alfarina, vitaminas en polvo, etc. y reducen el costo de fabricación.

Debido a que necesita fuerzas de compresión, la mezcladora que más se acopla al sistema de briquetado es la que combine el envolvimiento con el amasado, específicamente el sistema en línea que cumple el objetivo de mezclar partículas sólidas con líquidos viscosos a un mínimo costo.

La etapa principal del proyecto fue el diseño y la construcción de la máquina compactadora de alimento con capacidad de 150 Kg/h que para llegar a cumplir esa meta, partimos de la investigación y desarrollo del proceso de fabricación de bloques multinutricionales en presas manuales. Se seleccionó una prensa de hidráulica de tipo del bastidor montante para la compactación del bloque ya que para su producción (150 Kg/h) es la que

entrega bloques de mejor calidad al costo más bajo. La producción es continua y acepta un rango más amplio de condiciones de entrada de la materia prima a la máquina como la humedad ($5 < \% U < 20$). El diseño se parte de una presión experimental de la prensa manual y mediante cálculos se llegó a una presión de 1800 PSI y se sobredimensionó un 20% llegando a tener una presión requerida de 2100PSI.

En base a esta presión se tomó la decisión de hacerla hidráulica en vista que la neumática necesitaría accesorios de gran volumen para cumplir con la presión requerida y esto demanda un gran costo comparado con los costos de un sistema hidráulico.

La construcción del bastidor tipo montante es sencilla, el diseño se basa en el principio de funcionamiento de una prensa para taller.

Además se dibujaron los planos en INVENTOR, software de foto-realismo y simulación 3D de máquinas que facilita el entendimiento del sistema y la comprobación del diseño de los elementos.

Se realizaron pruebas finales de densidad, después del secado, para ver las características de calidad del bloque multinutricional y poder comparar con bloques a distintas presiones de compactación. Los resultados indican bloques de calidad alta muy útiles en el sector informal y de pequeña industria.

INTRODUCCIÓN

La alimentación, indispensable en el desarrollo y progreso de los pueblos y ciudades, es un bien que cada día adquiere mayor demanda en todos los sectores del país. Atendiendo esta necesidad, la empresa DISECT CIA. Ltda. Nos ha propuesto desarrollar un proyecto que tiene como finalidad difundir el empleo del bloque multinutricional como alimento alternativo que permita mejorar los precios de producción de un kilo de carne, para poder proporcionar soluciones oportunas a las necesidades mas variadas de nuestro medio.

El compactado de alimento es el proceso por el cual se aglomera distintos tipos de componentes, en nuestro caso ingredientes agrícolas se mezcla con un aglutinante para luego ser compactado en una prensa, adquiriendo allí su forma definitiva. La finalidad es obtener un bloque de comida para ganado haciendo más rentable su transporte y almacenamiento.

Algunos de los usos que se obtienen, al ser más manejable que las harinas utilizadas como alimento complementario, son que se puede transportar con facilidad mediante cintas transportadoras de goma o tornillos sinfín hacia calderas de pequeñas, medianas y grandes industrias en las que sustituye al balanceado.

Al ser este un proyecto que involucra investigación, se ha propuesto que DISETEC sea la entidad promotora para el desarrollo del presente trabajo de aprovechamiento de un recurso alimenticio alternativo, que debidamente tecnificada su producción permitirá obtener resultados favorables tanto para el sector productivo chico como grande, y con esto hacer realidad una transferencia de tecnología abierta en beneficio de nuestro país.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes.

“El Ecuador siendo un país agrícola que sustenta gran parte de su economía en la producción agropecuaria y agroindustrial, y de éste sector depende un porcentaje moderado de la población ecuatoriana”, tomando esto como partida y la iniciativa de la Hacienda Patichubamba trabaja en el campo del sector ganadero en donde se realizaron ensayos de nutrición por medio de bloques multinutricionales, los mismos que fueron fabricados por una prensa manual, para el mejoramiento del peso del ganado de engorde. Al concluir la etapa de pruebas la hacienda llegó a la conclusión que este nuevo producto mejora el proceso de engorde. Por tal motivo se comenzó a fabricar estos bloques multinutricionales al mercado ganadero; dando como resultado una gran acogida en el sector. Por tal razón el productor se ha encontrado en la obligación de aumentar el número de unidades producidas, tomando la decisión de adquirir de una máquina compactadora semi-automática para satisfacer las necesidades del mercado.

Con estos antecedentes la hacienda Patichubamba presenta esta necesidad a la empresa “DISETEC CIA. Ltda.” la misma que auspiciará el diseño y construcción de esta máquina para ser presentada como proyecto de grado para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

1.2 Definición del Proyecto.

Actualmente, existen varios productos de alimentación suplementaria para la nutrición de ganado de engorde ó de carne, que poseen una gran cantidad de proteínas y vitaminas para la alimentación del mismo. Hoy en día existe un nuevo producto alimenticio en forma de bloque, el cuál reemplaza a los alimentos suplementarios tradicionales. En la actualidad existen compactadotas de este producto que no satisfacen las necesidades del mercado el cual ha comenzado a tender a una gran demanda. Por este

motivo se ha generado la necesidad de diseñar una máquina compactadora la cual se adapte a los requerimientos del fabricante con la finalidad de mejorar el proceso productivo y la calidad del producto. Al mismo tiempo al ser difícilmente compactable el producto por la variedad de ingredientes que posee se ha visto indispensable construir un equipo de compactación para alimento que pueda ofrecer una fuerza de compresión ideal la misma que no se obtenía en los procesos de fabricación existentes.

Al tener en cuenta estos antecedentes y la complejidad de diseñar y construir una máquina de compactación de alimento para ganado, la labor del ingeniero mecánico es proporcionar una solución óptima a esta limitación. Considerando los puntos expuestos nos encontramos en el compromiso de satisfacer las necesidades que se han generado en este sector.

1.3 Justificación del Proyecto.

El diseño y la construcción de la máquina compactadora de alimento para ganado de engorde, su principal labor estará destinada a solucionar el problema del alto costo de producción y a su vez el tiempo de elaboración del mismo, ya que en la actualidad el precio de venta al público es elevado debido a lo anteriormente mencionado y está tendiendo al alza, por tal razón con el diseño y construcción de una máquina semiautomática, la cual al poseer una capacidad de producción de 150 kg/h para fabricar bloques de 10 kg. y 5 Kg. cada unidad, cumpliendo así la necesidad del mercado creciente, además de proveer un producto de mejor calidad ya que al utilizar una presión de 1500 psi, para comprimir la materia prima (melaza, gallinaza, nutrientes, vitaminas, entre otros), la compresión de ésta materia es aproximadamente del 20% de su volumen inicial y así obtener bloques con una dimensión de 40x20x20 cm. y 20x10x10cm. Asegurando con esto que la compactación del producto y su volumen final sea el indicado. Además de implementar matrices intercambiables en la máquina compactadora para con esto fabricar bloques nutricionales de dos dimensiones tanto en forma como en volumen y así lograr reemplazar los productos nutricionales existentes como el balanceado, por esto la

necesidad de producir en serie, ya que la demanda de mercado es cada vez más alta y el costo de producción de un bloque tiende a ser menor.

Cabe anotar que al principio de operación de la máquina la carga de materia prima va a ser de forma manual y la descarga del producto terminado de igual forma.

Al momento que la producción sea en serie debemos tener en cuenta una alimentación constante, por lo cual el diseño toma atención en un futuro una carga semiautomática de materia prima y de igual manera en una descarga.

1.4 Objetivos.

1.4.1 General.

Diseñar, construir y calibrar una máquina compactadora de alimento para ganado de engorde, para satisfacer la necesidad actual de mejorar el tiempo de producción y características del producto por medio de ésta máquina semiautomática que optimice la calidad y volumen del producto, pues así disminuir el costo de producción de los bloques nutricionales.

Mediante el diseño, construcción y calibración de máquina compactadora de alimento para ganado de engorde, en un tiempo de 6 meses a partir de la aprobación de este perfil, nos lleva a contribuir con el fortalecimiento de la actividad productiva del sector ganadero de la provincia de Pichincha.

1.4.2 Específicos.

1. Realizar un estudio de las normas aplicables a la construcción de maquinaria de alimento para ganadería.
2. Establecer alternativas de solución aconsejables en base a características técnicas, de seguridad, funcionalidad y construcción; así como a determinados contratiempos que puedan ocurrir la compactación de los ingredientes del alimento de ganado,

seleccionando un sistema de compactación adecuado para obtener la contextura ideal del producto.

3. Diseñar un sistema de compactación de alta productividad manteniendo un bajo costo, además de que cumpla con todas las normas aplicables para este caso.
4. Dibujar los planos constructivos de la compactadora de alimentos para alcanzar su correcto armado y funcionamiento consiguiendo con esto que la máquina a través de un mantenimiento moderado obtenga una larga vida útil.
5. Construir una máquina compactadora de alimento de ganado con una capacidad de producción de 150kg/h.
6. Construir dos matrices, para bloques de 10Kg. Y 5kg, que sean intercambiables.
7. Calibrar y probar la máquina compactadora de alimento de ganado verificando las condiciones del producto tanto en su contextura como en su forma y peso.
8. Realizar una evaluación económica - financiera

1.5 Alcance del Proyecto.

El proyecto satisface la necesidad del sector agroindustrial con la fabricación de un producto multinutricional para ganado de engorde, prestando una gran ventaja en tanto a la cantidad de unidades producidas ya que al obtener una capacidad de producción de 150 kg/h, hace que esta máquina cumpla con las expectativas del sector ganadero.

Sin embargo queda la posibilidad abierta de un proyecto complementario que permita ampliar el rango aplicativo de la máquina compactadora de alimentos.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Fundamentos de la compresión de alimentos

La compresión se define como la operación que consiste en aglomerar, merced a un medio mecánico, los alimentos compuestos harinosos en sólidos, cuya forma, volumen y dureza se adaptan mejor a la fisiología de los animales que deben consumirlos, permitiendo, además, una más fácil manipulación y mejor conservación.

2.1.1 Ventaja de los comprimidos

La compresión, que hizo su aparición hacia el año 1928, traía consigo grandes dificultades para el industrial. Aumentaba, además, considerablemente los gastos de fabricación. Para que se haya ido imponiendo, poco a poco, sobre todo en los últimos veinte años, era necesario que, pese a estos inconvenientes, aportase numerosas y grandes ventajas.

2.1.1.1 Ventajas fisiológicas y zootécnicas

Por su forma y compacidad, el comprimido se encuentra, por así decir, adaptado a la medida de los animales para los que se le destina.

2.1.1.1.1 Los cubitos para los rumiantes.- Los cubitos ofrecen la ventaja muy particular de facilitar la rumiación. En efecto, estos animales tienen las mayores dificultades para absorber correctamente las harinas, incluso groseramente molturadas. La primera fase de la nutrición consiste, para estos animales, en almacenar muy rápidamente, casi sin masticación alguna, en su panza los alimentos groseros. Después, los regurgitan, para reducirlo por rumiación y enviarlos al librillo. Ahora bien, si absorben harinas, aunque sean groseras, se produce frecuentemente un incidente

fisiológico bastante particular. Las partículas finas; van, efectivamente, directa o incluso indirectamente, después de la rumiación, a acumularse en el librillo. Este fenómeno se conoce bajo el nombre de obstrucción del librillo. No aparece más que cuando se dan cantidades de harina que superan a los 1,5 a 2 Kg. por distribución. Se traduce por una inflamación acompañada de desprendimiento de gas y trastornos intestinales (diarrea). En el peor de los casos, puede provocar un verdadero atasco del librillo que requiere la intervención del veterinario. Pero en todos los casos, provoca una mala asimilación de la ración. Estos inconvenientes se encuentran frecuentemente en particular en las regiones donde se distribuyen grandes cantidades de salvado.

Con los cubitos, el animal mastica rápidamente, como lo haría con una raíz cualquiera, y el mecanismo de la rumiación queda respetado, sin incidente.

El comprimido permite, además, una distribución cómoda en los comederos, contrariamente a lo que sucede con la harina que produce polvo, provocando no sólo un despilfarro muy abundante, sino también una irritación de las mucosas nasales del animal, que resopla y respira dentro de su ración. Con la harina se observan, asimismo, la formación de depósitos pastosos entre los carrillos y las encías, que fermentan, provocando irritaciones.

Añadamos a las ventajas particulares de los comprimidos, las ventajas generales, a saber:

Que el animal no puede seleccionar y rechazar las partes que menos le gustan.

Que no puede ni desperdiciarlo, ni ensuciarlo con su saliva.

Los cubitos para cerdos parecen, asimismo, proporcionar positivas ventajas, aunque se les utilice aún bastante poco.

Gracias a los comprimidos, restablecemos íntegramente el mecanismo natural. El animal pone en juego sus dientes, su lengua y su saliva. Su saliva, aunque muy acuosa es, un jugo digestivo, que juega un papel en la asimilación de los glúcidos y, más particularmente, de los almidones y azúcares.

Lo que ahora llega al estómago es un bolo alimenticio, constituido por una proporción equilibrada de harina y saliva, que juega plenamente su papel. El animal absorberá, según lo exija el estómago, las cantidades de líquidos exactamente necesarias para una buena dilución. La experiencia nos ha demostrado, por demás, que las cantidades absorbidas por el animal (medidas con un abrevadero automático provisto de contador) son muy variables, pero permanecen entre 4 y 6 litros por kilogramo de alimento.

2.1.1.2 Ventajas de manipulación

Por la compresión, el volumen de la harina queda reducido de un 20 a un 30%. Debe, sin embargo, exceptuarse a los fragmentos cuyo volumen es igual y aún superior al de la harina correspondiente.

El transporte de los comprimidos en el interior de la fábrica no plantea problemas como el de las harinas. No ha de temerse una descomposición de las mezclas; los transportes por gravedad son cómodos.

El almacenamiento, y el transporte a granel, muy difundido en los EE.UU., son más fáciles y seguros con el comprimido.

Pero donde más se aprecia la comodidad de manipulación es en la explotación. Son posibles todos los sistemas de almacenamiento, en celdas o sobre el mismo suelo. Desaparece el saquerío y sus inconvenientes (roedores, contaminación, alquiler, coste suplementario). La distribución y el racionamiento se hacen muy cómodamente, desde el camión-volquete hasta la carretilla.

En muchas ganaderías, los alimentos almacenados en los pisos superiores, son distribuidos por gravedad en los comederos situados en la planta baja. Los ganaderos han imaginado combinaciones muy numerosas.

2.1.1.3 Ventajas de conservación

Un grave inconveniente que limita la comercialización de las harinas es la inseguridad de su conservación. En efecto, estos alimentos están casi únicamente constituidos por sustancias orgánicas que tienen tendencia a degradarse bajo la influencia del medio. Sus principales enemigos, son:

El oxígeno,

La humedad,

El calor,

La luz.

Las degradaciones más corrientes, son:

El enranciamiento de las grasas. La degradación de las sustancias nitrogenadas en compuestos amoniacales.

Es fácil de comprender que la acción de todos estos agentes exteriores es muy sensible sobre un producto tan dividido como la harina, que ofrece una superficie de ataque considerable sobre todas sus moléculas. Esta acción de oxidación se acelera a menudo por la presencia de determinadas sustancias que juegan un papel de catalizadores (minerales pesados: los mayores enemigos de las vitaminas).

Por la compresión, se sustrae una cantidad importante de harina a la acción del aire. Las enormes presiones expulsan el aire del interior del comprimido, el frotamiento de la matriz provoca un glaseado hermético de las paredes, únicamente las dos extremidades de corte ofrecen, bajo muy escaso espesor determinada vulnerabilidad a los agentes externos. Por tanto cabe decir, que por la compresión se realiza un verdadero "enlatado" del alimento. Si bien puede producirse una ligera pérdida de nivel de la superficie, por el contrario, el interior es de una estabilidad notable.

La experiencia enseña que a igualdad de condiciones, la conservación del comprimido es 3 ó 4 veces mayor que la de la harina. Esta ventaja es

tanto más importante cuanto más frágil es el alimento de que se trata y, sobre todo, cuanto más inciertas sean las condiciones de conservación. Ahora bien, estas condiciones mediocres y dudosas deben ser consideradas como normales a partir del momento en que el alimento abandona la fábrica para ser lanzado en el circuito comercial. La compresión se transforma, pues, en una seguridad suplementaria muy importante para el industrial.

Incluso puesto en condiciones desfavorables, el comprimido limita la contaminación por los mohos o la pérdida por degradación a su superficie y, más particularmente a sus extremidades. Así, un cubito para ganado lechero, ligeramente enmohecido puede no obstante tener toda su parte interna en buen estado, y la relación entre los mohos a la superficie y la masa de harina sana del interior, permitirá que sea consumido sin grave peligro.

Apuntemos, en particular, que esta presentación es muy interesante para la expedición de alimentos a países cálidos y húmedos, en que, con frecuencia, transcurren varios meses antes de que sean consumidos.

Numerosos productos son comprimidos únicamente para beneficiar de esta ventaja de conservación.

2.1.2 Clasificación de los comprimidos

2.1.2.1 Comprimidos fabricados con la prensa de expulsión

Los comprimidos se caracterizan por la forma de su sección. Su tamaño se mide por la mayor longitud de esta sección, expresada en milímetros.

La sección para los cubitos puede ser redonda, cuadrada, triangular cuadrada con los ángulos sesgados, octogonal, etc. (ver figura 2.1.1)

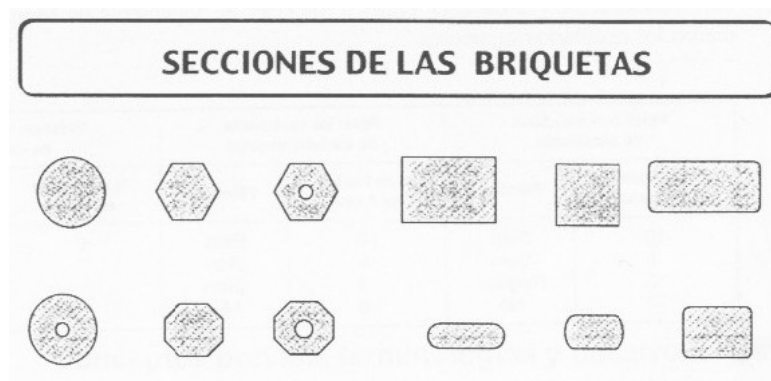


Figura 2.1.1 Secciones de briquetas¹

La longitud es en general, ligeramente superior a la cota de la sección (10 a 20%). Puede regularse, dentro de ciertos límites, por medio de las cuchillas, que se pueden adelantar o alejar según convenga. Obsérvese que puede variar accidentalmente, desconociéndolo el responsable, como consecuencia de importantes variaciones en el régimen de la prensa:

Una disminución de régimen provoca un acortamiento.

Un aumento de régimen provoca un alargamiento.

	Longitud Aproximada en Mm.	Diámetro o lado en Mm.	Forma de la sección
Ovejas-Cabras	2 veces el diám.	15	Redonda,
Vacas-Cerdos	2 a 3 veces el diám.	20 a 25	cuadrada, rectangular, oval.

Tabla 2.1.1 Características de diversos tipos de comprimidos²

2.1.2.2 Comprimidos fabricados con la prensa de llantas alveoladas.

Esta categoría, menos corriente en la actualidad, está casi únicamente representada por los comprimidos para los grandes animales. Estos comprimidos son moldeados y prensados entre dos pesadas llantas portadoras de alvéolos o moldes. Las forma; son regulares. Las más corrientes son las ovoides y tetraédricas

¹ LOUIS, DAVID. Técnicas y tecnología de la fabricación de piensos compuestos.

² LOUIS, DAVID. Técnicas y tecnología de la fabricación de piensos compuestos.

2.1.2.2.1 Apreciación de la dureza.- Aunque al fabricante le resulte difícil hacer variar la dureza de los comprimidos, es sin embargo, interesante poder apreciarla. En efecto, si bien resulta fácil darse cuenta de que un comprimido es insuficientemente duro, es, por el contrario, más difícil descubrir un exceso de dureza. Este exceso puede, en efecto, traer consigo o provocar cierto número de inconvenientes y especialmente una ligera inapetencia por parte de los animales, así como dificultad de masticación. Se ha permitido apreciar variaciones de dureza considerables.

Gránulos de 2,5 mm.: presión de aplastamiento de 6 a 10 kilogramos.

Gránulos de 4,6 mm.: 250 a 500 g.

Estas presiones de aplastamiento permiten medir los esfuerzos exigidos a la máquina y que son muy variables en relación con el diámetro del granulo.

2.1.3 Preparativos para la compresión

2.1.3.1 Factores que favorecen la compresión

2.1.3.1.1 Características físico-químicas.

Estas pueden tener gran influencia sobre la facilidad de compresión, sobre la dureza y la solidez del bloque multinutricional obtenido.

La granulación parece ser que una granulación fina permita una más fácil compresión y da lugar a productos más coherentes. Todo ocurre como si se asistiese a una interpenetración de las partículas, más cómoda como consecuencia de su mayor división. Pero hay límites, y por encima de una determinada finura, la obtención de gránulos se hace cada vez más difícil hasta llegar a ser imposible, siendo esto motivado, especialmente, por el mal deslizamiento de las harinas muy finas.

Los componentes son factor, prácticamente ligado al anterior es asimismo muy importante. Es, sobre todo, sensible cuando se trabaja en frío, es

decir, cuando no se modifican, por el calor (calor irradiado para recalentar o calor aportado por inyección de vapor), las características de la mezcla.

Parece ser que las mezclas de harinas son más fáciles de prensar que harinas simples; sin embargo, excepto algunos casos característicos, es muy aventurado querer establecer un cuadro de las aptitudes de las diversas harinas para la compresión.

Apuntemos, no obstante, entre las sustancias más rebeldes incluso en bajo porcentaje, las harinas de tapioca, de avena, moyuelo de trigo y salvado grueso.

Un porcentaje demasiado elevado de melaza o de productos azucarados parece disminuir la facilidad de resbalamiento a la expulsión. Por el contrario, las harinas de maíz y de todos los cereales duros, la alfalfa, harina de carne, son favorables a la compresión.

2.1.3.1.2 Principales Auxiliares

Existe un determinado número de productos que, además de su valor nutritivo, tienen una acción muy favorable sobre la compresión. Estos son:

La melaza es un ingrediente muy ampliamente utilizado por sus cualidades nutritivas y gustativas, pero es, además, un excelente aglomerante cuando se la incorpora en porcentajes que no excedan del 5 a 6%, pues por encima se obtiene lo que los americanos denominan comprimidos azucarados, de fabricación muy difícil y que requieren una maquinaria particular. La melaza tiene el inconveniente de frenar la expulsión y provocar, si no se tiene cuidado, obstrucciones en las matrices, por caramelización del azúcar.

Grasa y aceite son productos, contrariamente a los anteriores, son agentes que favorecen especialmente la expulsión, pero que no actúan sino relativamente poco sobre la cohesión. Como ha quedado dicho, su acción se manifiesta especialmente bajo la influencia del calor.

La bentonita es un silicato de alúmina, extraído de terrenos de origen volcánico. La calidad utilizada es la bentonita de sodio, con fuerte proporción de sodio y un poco de potasio.

Este producto, empleado con bastante profusión en los Estados Unidos, se presenta bajo forma de polvo fino y untuoso, blanco o gris.

Es sobre todo la calidad blanca la que se utiliza en nuestra industria. Sus propiedades son:

Acción lubricante, que facilita en cierto modo la expulsión y disminuye el desgaste de las matrices.

Gran poder de absorción para el agua (aproximadamente diez veces su volumen), lo que provoca, en la compresión por vapor, un endurecimiento y solidez del comprimido.

Gran poder aglomerante (semejante al del engrudo de almidón). Esta propiedad se utiliza para dar cuerpo y una mejor estabilidad en suspensión a las harinas destinadas a la confección de papillas (alimentos para terneros).

La adición de bentonita permite la fabricación de determinados comprimidos difíciles de realizar de otro modo, en particular, sobre fórmulas excesivamente ricas en cereales y tapioca (bloques multinutricionales para cerdos y terneros). Permite dar mayor dureza a los gránulos destinados a la fragmentación. Su valor nutritivo es nulo.

Almidones y féculas precocidos de origen diverso, maíz, trigo, patatas, han sufrido un tratamiento especial que los hace aptos, por simple disolución, para transformarse en engrudos.

Tienen las mismas propiedades y empleos que la bentonita, pero en dosis netamente superiores. Su ventaja sobre ésta es su elevado valor nutritivo.

2.1.3.2 Tratamientos que favorecen la compresión.

2.1.3.2.1 Compresión en frío

Cuando no hay tratamiento alguno, se dice que se comprime en frío.

Por razones de economía, se encuentran en Francia numerosas prensas que trabajan así. No se recomienda este método, pues si bien su instalación es más sencilla y económica, los gastos y las dificultades de funcionamiento lo hacen un poco más caro.

Las principales ventajas son:

Desgaste mucho más lento de las matrices y de las piezas mecánicas en movimiento.

Expulsión más fácil y, por consiguiente, sacudidas violentas seguidas de atascos son pocos frecuentes.

Es previsible la compresión con determinadas fórmulas.

Mayor elevación de temperatura en los productos aglomerados.

Existe la posibilidad de inyectar melaza en la mezcla.

2.1.3.2.2 Compresión con agua

Muy a menudo se prevé una inyección de agua fría o caliente sobre las prensas que trabajan en frío. Este método apenas mejora el funcionamiento de la máquina. Puede parecer seductor, porque permite aumentar el porcentaje de hidratación de las harinas.

Si el porcentaje de hidratación es excesivo, se corre el peligro, además, de obtener comprimidos de mala conservación. Es frecuente observar la aparición de mohos al cabo de algunos días.

Se observa que el agua aumenta poco y mal la cohesión; además, es difícil de eliminar por enfriamiento.

En la práctica, esta adición es delicada; se hace, o bien por un sistema de gota a gota, o bien por inyección con ayuda de aire comprimido.

2.1.3.2.3 Compresión con recalentamiento

Este método consiste en calentar la harina en un tanque de paredes calefactoras, bien por agua caliente o por vapor. En un principio ha sido utilizado con bastante profusión. Es una práctica que procede de la industria aceitera, dado que los primeros constructores de prensas trabajaban sobre todo para esta industria. Da mejores resultados cuando se tratan harinas ricas en sustancias grasas (con porcentajes superiores al 4-5%). El calor las licua, permitiendo una mejor compresión.

Este sistema deseca ligeramente, provocando una pérdida por deshidratación, y disminuyendo asimismo determinados factores de cohesión.

Por el contrario, la utilización de agua caliente, permite instalaciones más sencillas.

2.1.3.2.4 Compresión con inyección de vapor

Este método consiste en elevar la temperatura de la mezcla, justo antes de la compresión, por inyección de vapor. La presión está generalmente comprendida entre 2,5 y 6 Kg. Este procedimiento se emplea actualmente con gran profusión en los países en que la industria de los piensos compuestos está muy desarrollada.

La experiencia demuestra, en efecto, que el mejor auxiliar para la compresión es el calor ligeramente hidratado. El vapor reúne estas dos condiciones. Es un gas que a las presiones de 3 a 6 Kg. es fácil de inyectar; recorre por la masa de harinas, en proporciones convenientes y de modo muy eficaz, calorías e hidratación.

El vapor va, pues, a ligarse muy rápidamente con la harina (algunos segundos para hacer subir la temperatura entre 40 y 60°C, provocando la fusión de las sustancias grasas y mejorando el coeficiente de resbalamiento, así como la aptitud a la cohesión.

2.2 Fundamentos de la mezcla alimentaria

La mezcla es la operación o conjunto de operaciones que tiene por resultado resolver de manera íntima, suficiente y tan homogénea como sea posible, los elementos de la fórmula previamente dosificados.

Para llegar a ello es necesario lograr que todos los elementos tengan una granulación aproximadamente homogénea o, en todo caso, que no sobrepase un límite superior fijado.

A pesar de esta operación, casi siempre hay que operar con una mezcla de productos heterogéneos, que difieran por:

- La granulación
- La densidad
- La forma
- El cociente de frotamiento

El cociente de frotamiento nos induce a formular las siguientes reglas:

En la práctica, la mezcla de los diversos productos que entran en la fórmula nos es perfecta. Su óptimo de homogeneidad se determina, para una mezcladora dada, por medio de los productos test, en función del tiempo. Una vez alcanzado este resultado, cualquier movimiento a la que se someta la masa no puede sino introducir una descomposición de la mezcla, dando las siguientes conclusiones:

- a. No sobrepasar nunca el tiempo óptimo necesario para la mezcla.
- b. Reducir al mínimo los movimientos a que se debe someter la masa una vez hecha la mezcla.

2.2.1 Consideraciones acerca de la mezcla

La noción de homogeneidad, en el caso de nuestra industria, es muy relativa; su grado depende esencialmente del tipo de alimento fabricado. Son, pues, los imperativos de la nutrición los que determinarán los medios y la técnicas a poner en juego para alcanzarlos.

En principio, la dosificación deberá ser perfecta, dentro de la ración mínima diaria absorbida.

Esto plantea un problema que no es tan sencillo de resolver, cuando se sabe que determinados ingredientes no entran sino a razón de algunos gramos por tonelada.

Vemos que si el grado de homogeneidad viene forzado por el peso de la ración mínima, también está ligado con los principales factores siguientes:

- Características de los ingredientes
- Número de ingredientes
- Proporción del ingrediente más escaso.

2.2.1.1 Características de los ingredientes

Completando el enunciado de la definición, añadamos que “la mezcla se hace por la ampliación de energía a una masa heterogénea de ingredientes, con el fin de modificar la disposición de las partículas”. Es el único modo, un tanto imperfecto y muy empírico, pero, generalmente, suficiente para nuestra industria. Lo primero que salta a la vista es que si todas las partículas presentan exactamente las mismas características físicas, las probabilidades de alcanzar una buena homogeneidad son mayores que si los ingredientes presentan una gran diferenciación física. Así, pues, cuanto mayor homogeneidad quiera alcanzarse, tanto más habrá que esforzarse por disminuir las diferencias entre los ingredientes. Inversamente, cuanto mayor sean las dificultades con que se tropezará para alcanzar pronto buena homogeneidad.

Las principales características son:

- La granulación

- La densidad
- La forma
- El cociente de frotamiento

A. Granulación.- Este elemento capital es sobre él que se puede actuar. Se logra por la molturación, que divide el producto a mezclar en finas partículas; en casos sencillos basta con lograr un límite superior, pero para mezclas delicadas (concentrados, micro mezclas) es necesario profundizar más en el problema. Se hace por una molturación más fina, más cuidada y, sobre todo, por un cernido preciso. Cuanto menores sean las dosis a las que el producto se emplea, tanto más fina habrá de ser dicha granulación.

B. El Peso Específico.- Lo mismo que la granulación, se modifica por la molturación y el cernido, pero entre límites mucho más estrechos. Observemos que en la mezcla, como en todas las manipulaciones, los productos pesados se escurren al fondo, mientras que los ligeros suben a la superficie. El fenómeno puede controlarse fácilmente en cuanto se prolonga excesivamente el tiempo de mezcla. Se utiliza el control manual. Se recomienda por tal razón, admitir primeramente en la mezcla los productos ligeros y luego los pesados para el proceso de mezclado.

C. La Forma.- El examen microscópico revela cuan irregulares son las formas de determinados ingredientes. Los peores son de origen vegetal (salvando, harina de cereales, alfalfa, etc.), a continuación siguen las harinas animales, las tortas y, por fin, los minerales y productos especiales, cuya forma y granulación son, generalmente, bastante regulares. Los productos planos, leñosos, azucarados, deben vigilarse en las mezclas delicadas.

D. El Cociente de Frotamiento.- Depende, naturalmente, de los factores precedentes; constituye sin embargo, una característica

propia de cada ingrediente. Este cociente, o estos múltiples cocientes diferentes, son los que, oponiéndose al movimiento de la mezcla, provocan el desplazamiento de cada partícula.

Si las diferencias de este factor, entre determinados ingredientes, son muy grandes, se corre el peligro del fenómeno de localización. Para evitarlo se podrán admitir estos elementos en la mezcla en varias veces.

La dosificación por los sistemas simultáneos y continuos ofrece la ventaja de entregar todos los elementos de la fórmula al mismo tiempo y en las proporciones determinadas para el producto elaborado.

2.2.2 Número de ingredientes

Este número es cada vez más considerable, no hay que perder de vista que todos deben encontrarse en el porcentaje determinado en el producto elaborado. Para determinadas fórmulas, este número puede llegar a ser hasta 50 ó 60.

Cuanto más numerosos son los ingredientes, tanto más se precisa la dosificación y la mezcla.

2.2.3 Proporción del ingrediente más escaso

Al igual que la menor ración absorbida, el ingrediente más escaso constituye un imperativo que determina el valor de la homogeneidad a alcanzar.

Una gran parte del control deberá descansar sobre él. Habitualmente, se le asocia un producto test, para facilitar su investigación.

2.3 Fundamentos de la prensa

La prensa es una máquina herramienta que tiene como finalidad lograr la deformación permanente o incluso cortar un determinado material, mediante la aplicación de una carga.

Para la producción en masa, las prensas son empleadas cada día en mayor número, sustituyendo a otras máquinas. Existe además la razón adicional de que con una buena operación y calidad de las prensas, se pueden obtener productos de mucha homogeneidad, con diferencias de acabado entre unas y otras piezas de 0.002" y aun menos, lo cual es una buena tolerancia hasta para piezas maquinadas.

2.3.1 Principales tipos de prensas

Con el fin de hacer más comprensible el nuevo y amplio campo de las prensas, las hemos clasificado según su principio. Estas son:

- a) Prensa de cuello de cisne
- b) Prensa de columnas o guías
- c) Prensa de montantes o laterales rectos

2.3.1.3 Cuello de cisne o tipo C

Esta formado por dos piezas laterales de gran resistencia, tamaño y espesor. Debido a la excentricidad que existe entre la línea de acción de la fuerza y el centro de gravedad del bastidor, este esta siempre sujeto a un gran esfuerzo de flexión en la garganta, por lo cual, debe tener una gran rigidez para evitar excesivas deflexiones.

La mesa de compresión generalmente permanece fija, lo cual restringe su funcionalidad.

Por el hecho de requerir una gran rigidez, las piezas deben ser sumamente robustas, los laterales, que son los elementos soportantes de la carga, deben ser fabricados con planchas de gran espesor, por lo que se requiere realizar operaciones de oxicorte, esmerilado y acabado final de las piezas. Para su ensamblaje se precisa gran exactitud; y esta se dificulta por la voluminosidad de las partes.

Por otro lado, puesto que la fabricación va hacer unitaria, existirá un notable desperdicio de de material y una mayor utilización de mano de obra.

La figura 2.3.1, muestra la forma típica de una prensa "cuello de cisne" en la cual pueden apreciarse las observaciones hechas.

La ventaja que presenta una empresa de este tipo es la facilidad de acceso que se tiene al área de trabajo.



Figura 2.3.1 Prensa de cuello de cisne³

2.3.1.2 De columna o guías.

Este tipo de prensa mostrada en la figura 2.3.2, puede constar de dos o cuatro columnas de acuerdo a su capacidad y aplicaciones, estas columnas están rígidamente montadas en una salida base de compresión fija la cual disminuye su funcionalidad.

Las columnas sirven de guía a un carro de compresión acoplado al vástago de un cilindro hidráulico, lo cual brinda una gran exactitud en las operaciones que en ellas se realizan, esta estructura requiere menor robustez que la del tipo anterior puesto que se ha eliminado la excentricidad de la carga. En el aspecto económico juega papel importante el hecho de utilizar guías y correderas, pues estas requieren la utilización de materiales especiales y procesos de fabricación más delicados y exactos.

³ www.campus.fortunecity.com/duquesne/623/home/prensa/prensa.htm

Estas características elevan enormemente los costos de fabricación.



Figura 2.3.2 prensa de columnas⁴

2.3.1.3 De montantes o laterales rectos.

Igualmente, existen estructuras de dos o cuatro montantes, estos pueden ser fabricados de perfiles estructurales o perfiles en plancha de espesor conveniente. Las prensas de tipo "H" de dos montantes son de uso común en los talleres de mantenimiento y servicio, y están clasificados dentro de este tipo, para uso industrial, y específicamente para cumplir con las dimensiones requeridas para la mesa de compresión, se hace necesario el uso de cuatro montantes como se muestra en la figura 2.3.3.

El hecho de utilizar perfiles estructurales en la construcción facilita considerablemente la adquisición de materiales y su procedimiento. Además, estas piezas no requieren gran exactitud ni tolerancias pequeñas para su fabricación, aunque es necesario un cuidadoso ensamblaje con el fin de conseguir una buena exactitud en las operaciones que en ella se realizan.

La mesa de compresión puede ser móvil para realizar operaciones de mantenimiento, mientras que debe ser convenientemente fijada para operaciones del tipo industrial.

⁴ www.campus.fortunecity.com/duquesne/623/home/prensa/prensa.htm

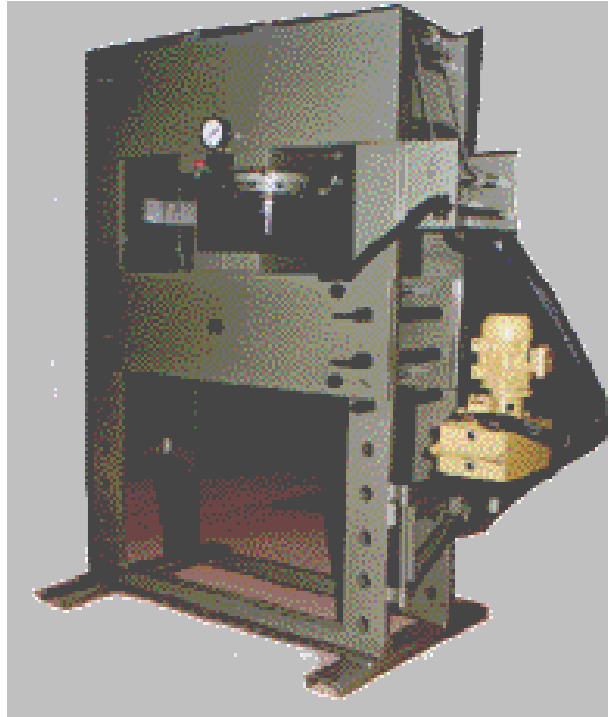


Figura 2.3.3 Prensa de cuatro montantes⁵

2.3.2 Principales órganos de la prensa

Casi todas las máquinas poseen los mismos órganos principales, a saber:

- Alimentador
- Mezcladora e inyectores
- Matriz, Rodillos, Cuchillas (Constituyen la sección de compresión)

2.3.2.1 Alimentador

La mayoría de las veces está constituida por una rosca de trinquete, que juega el papel de extractor al mismo tiempo que el de dosificador. Este sistema sólido, rústico, lo cual es necesario en razón a los vapores y de la humedad que se desprenden de la mezcladora. Se recomienda prever una gran sección de toma bajo el depósito de alimentación.

Los alimentadores giratorios de compartimientos dosifican bien, pero tiene escasa acción de extracción, lo cual puede resultar molesto.

⁵ www.campus.fortunecity.com/duquesne/623/home/prensa/prensa.htm

El dosificador ha de ser fácil de regular con precisión; es preferible esté colocado delante de la prensa.

2.3.2.2 Mezcladora e inyectores

Se trata casi siempre de una pequeña mezcladora continua provista de salida con trampilla regulable. El contenido puede variar entre 50 y 200Kg. La rosca, cuya paleta son desmontables y regulables, debe ser muy robusta. Es importante que esta cámara sea de metal resistente a la corrosión, pues bajo la influencia de la humedad y del vapor es difícil impedir la aparición de acidez. Lo mejor es la cámara de acción redonda, sin recovecos y que se abre lo más completamente posible.

En las prensas de cierta importancia, esta mezcladora es accionada por un motor individual que puede sincronizarse con los otros órganos. Cuando la melaza es más del 5%, este motor puede ser más potente, con el fin de adaptarse mejor al trabajo.

2.3.2.3 Matrices, Rodillos y Cuchillas

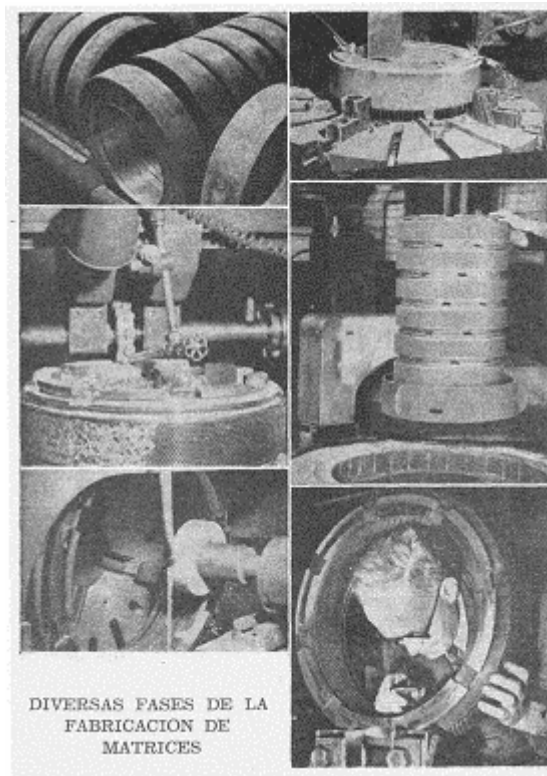
Estos órganos constituyen la sección de compresión, es decir, el corazón mismo de la máquina.

2.3.2.3.1 Matrices o moldes

Matriz o molde es la pieza maestra de la prensa. Alrededor de ella giran los esfuerzos de los constructores. En efecto, la construcción de una prensa está al alcance de cualquier taller mecánico bien equipado, pero la producción de matrices y rodillos robustos, precisos y homogéneos requiere una gran experiencia y un utillaje especial.

Si querer entrar en detalles, mostramos, a título informativo, el siguiente cuadro de figuras de matrices en diversas fases de fabricación. Son necesarias aleaciones especiales de mucha calidad que son objeto de riguroso control. La fabricación se hace por procesos automáticos clásicos y la matriz es cementada hasta la profundidad deseada bajo gas. Así puede decirse que desde estos últimos años, poseemos matrices perfectamente a punto. Por desgracia, la

experiencia nos ha enseñado que el usuario no trata siempre esta pieza de precisión, con el suficiente cuidado, perdiendo así el rendimiento y en longevidad.



Figuran 2.3.4 Matrices o moldes⁶

Entre las principales características que son bastante numerosas, solo citamos las siguientes:

Calidad y tratamiento del metal: Juegan un papel muy importante hasta el punto de que puede decirse que el problema matriz está enteramente dominado por un problema siderúrgico. Por ellos los procedimientos de fabricación son guardados celosamente.

Actualmente prosiguen las investigaciones para mejorar el coeficiente de resbalamiento y a la resistencia a la corrosión. En efecto, un pulido insuficiente provoca un desgaste más rápido y un menor rendimiento.

Diámetro exterior: El diámetro exterior de la matriz determina la velocidad periférica.

Diámetro interno: El diámetro interior de la matriz determina, por su curvatura, el ángulo de ataque.

⁶ LOUIS, DAVID. Técnicas y tecnología de la fabricación de piensos compuestos.

Espesor: El espesor, constituido por la diferencia entre los diámetros, condiciona la longitud del canal, por tanto el tiempo e intensidad de la compresión. Cuanto mayor sea el espesor, más largo será el tránsito del comprimido.

2.3.2.3.2 Rodillos

Esta otra pieza maestra es asimismo, muy delicada. Los puntos sensibles son:

Cazoleta de Rodamiento: Debe ser de metal muy duro (Acero al carburo de Tugsteno) Sin ser excesivamente quebradizo, en razón de los choques inevitables y las temperaturas, que pueden, en caso de atasco, elevarse hasta los 80°C

Rodamientos: deben ser de amplias dimensiones, en razón de las elevadas presiones, y sobre todo estar bien protegidos contra la introducción de los ingredientes a compactarse. Para ello deben mantenerse siempre llenos de grasa de punto de fusión bastante elevado y bajo presión; de tal forma que el movimiento de la grasa sea siempre del interior hacia el exterior, oponiéndose a la penetración de la sustancia.

2.3.2.3.3 Cuchillas

Son fijas o giratorias. Por su regulación se determina la longitud del comprimido. Finalmente hay 2 cuchillas en una prensa de dos rodillos. Los comprimidos tienen aproximadamente la longitud de la distancia entre matriz y cuchilla. Es muy importante que ambas cuchillas tengan el mismo ajuste, pues si una cuchilla trabaja más que la otra, la que trabaja relativamente menos da lugar a una cantidad anormal de rupturas.

Para obtener gránulos muy cortos pueden utilizarse 4 cuchillas dispuestas simétricamente por pares. Casi todas las máquinas están previstas para su montaje lo mismo a la derecha que a la izquierda. En este caso la hoja superior izquierda y la hoja inferior derecha deben ser ajustadas en función de los rodillos, es decir, que no deben cortar más que la mitad de la longitud que rabaza después del paso sobre el rodillo.

2.3.3 Instalación, manejo y conservación de prensas

La experiencia enseña que nunca se tiene el suficiente cuidado con esta máquina delicada, probablemente porque se tiene la costumbre de otras máquinas mucho más rústicas, como son las mezcladoras y los molinos.

En el estado actual es, pues, la robustez la primera cualidad que ha de buscarse, así como la sencillez de manejo y la resistencia al desgaste de las matrices y/o rodillos.

2.3.3.1 Instalación

Una instalación cuidada según todas las reglas es la condición principal e indispensable para una buena conservación y, por consiguiente, una marcha regular. En efecto, esta máquina exige una vigilancia y trabajos de conservación constantes que conviene facilitar al máximo.

Si los locales se prestan a ello, el baldosín es la mejor solución, en su defecto, un piso de cemento preferentemente liso. Debe dejarse anchura alrededor, pero sobre todo delante de la parte trabajante.

Es necesario, en efecto, poder proceder sin dificultades a las grandes limpiezas, que ensucian mucho. Se utilizan rasquetas, el agua a presión ó, mejor aún, el chorro de vapor. Este último procedimiento se recomienda muy especialmente, porque al mismo tiempo esteriliza, impidiendo el desarrollo de moho; es posible que siempre se trabaje con vapor.

Se aconseja fijar las bombas de grasa a lo largo de prensa, en un lugar templado, con el fin de facilitar el engrase. Si la prensa es accionada por medio de correas, éstas deben ser cuidadosamente protegidas contra el polvo, el aceite y el vapor. El motor deberá estar montado sobre correderas con el fin de permitir frecuentes ajustes.

2.3.3.2 Manejo y conservación de la compactadora de alimento.

Son objeto de detalladas instrucciones por parte del constructor, que es fruto de la experiencia y de la historia de la maquinaria.

No obstante, hemos podido observar que el personal encargado del manejo las ignoraba con bastante frecuencia. Los conocimientos adquiridos lo son por tanteos y rutina, lo que resulta caro en piezas de recambio durante los primeros meses de funcionamiento.

Sin embargo, estos conocimientos son absolutamente indispensables y sería una buena idea, por parte de los constructores, el indicarlos de una manera clara e indestructible sobre anchas placas metálicas, fijadas al costado de la máquina.

Aunque cada tipo requiera instrucciones particulares, he aquí sin embargo, los principales controles válidos para todos.

2.3.3.3 Control diario.

1. Control de los niveles de aceite.
2. Control de las canalizaciones de engrase, fugas u obstrucciones.
3. Controlar el buen ajuste de la matriz.
4. Controlar la buena regulación de los rodillos.
5. Limpieza de la sección de compresión.
6. Examen de los orificios de la matriz que pueden estar obstruidos por partículas metálicas.

2.3.3.4 Control semanal

1. Control y ajuste de las correas de ataque, en caso de tenerlas.
2. Control de los niveles de aceite secundario.
3. Engrase de los rodamientos del alimentador y mezcladora, en caso de tenerlos.
4. Gran limpieza completa, que es necesario al menos hacerla una vez por semana. Recae especialmente sobre la zona de compresión que hay que rascar al fondo y, si es posible, limpiar con vapor. Rodillos y matriz necesitan ser desmontados. La máquina en conjunto puede ser lavada con esponja y detergente.

2.4 Instalación

Evidentemente, es difícil, tomar partido por tal o cual tipo, ya que existe una solución diferente para cada caso. En efecto, la misma forma de la industria depende, ante todo, de las producciones que se lleva a cabo, de sus medios de recepción y de evacuación.

2.4.1 Principales tipos de instalación.

El bastidor contiene el mecanismo impulsor y correderas para guiar el ariete recíprocante en una trayectoria fija. Deben ser fuertes y rígidos para mantener el alineamiento entre los punzones y dados.

Los principales tipos de instalación de estas prensas es por la capacidad que tienen los bastidores. La mayoría de las prensas hasta 1.8 MN (200 ton) tienen bastidores tipo C.

Los bastidores de tipo de lado recto ó prensas de columnas o de bastidor abierto por lo general son prensas hidráulicas que tienen cuatro columnas. Las columnas fijan la corona de la mesa pero no están preesforzadas como barras de tensión.

Los principios de los circuitos hidráulicos son aplicables a las prensas. Las prensas hidráulicas son más versátiles y más fáciles de operar que las prensas mecánicas. Una prensa hidráulica por lo general tiene una carrera larga y puede suministrar plena potencia medida sobre el largo entero de la carrera.

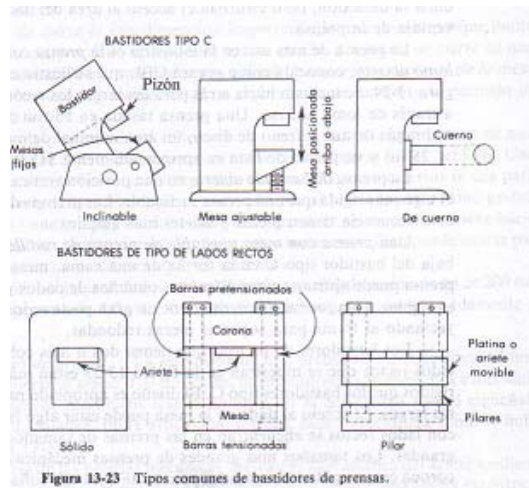


Figura 13-23 Tipos comunes de bastidores de prensas.

Figuran 2.4.1 Principales tipos de instalación en bastidores⁷

2.4.2 Transmisiones mecánicas. Transmisión eléctrica. Transmisión hidráulica

2.4.2.1 Trasmisiones mecánicas

Este medio, que no puede emplearse en todos los casos ni sobre grandes distancias, tiene la ventaja de ser sencillo, muy económico y de fácil reparación. Puede realizarse por medio de tornillos de potencias, engranajes, bandas y poleas, por cadenas y catalinas o por medio de dispositivos que entreguen fuerza como por ejemplo cilindro hidráulico.

En nuestro caso por la necesidad de llevar un manejo adecuado de la velocidad de avance de la matriz macho al momento de la compactación, creemos que la mejor alternativa de transmisión de potencia o fuerza para comprimir es el cilindro hidráulico ya que es conveniente prever un sistema que se permita recuperar con facilidad.

2.4.2.2 Transmisión eléctrica

Tiene la ventaja de ser instantánea y de poder llegar a todos los lugares, por lejos o inaccesibles que estén. No existe esfuerzo alguno por parte del operario y se presta perfectamente a todas las señales de control.

⁷ LAWRENCE, E. KEYSER, C. LEACH, J. SCHRADER, G. SINGER, M. Materiales y procesos de manufactura para ingenieros.

Nos entrega la posibilidad de sincronizar fácilmente el mando eléctrico con todas las maquinarias o fenómenos posibles como son: temperatura, presión, altura de sólido, etc.

Mediante esta transmisión pueden reunirse grandes cuadros de manejo desde los que se puede seguir todas las operaciones sobre el diagrama incluso muy complicado.

Es por estas razones, que el mando eléctrico se impone en las industrias y con funciones complicadas.

Este sistema tiene por el contrario, el inconveniente de ser costoso, las reparaciones son delicadas y pueden perturbarse por condiciones de trabajo excesivamente rudas (polvo, proyección de aceite, humedad, choques, etc.).

2.4.2.3 Transmisión Hidráulica

Utilizado en nuestra industria hace mucho tiempo a tras, este método parece conocer actualmente un auge de desarrollo acelerado. Permite transmitir a cualquier distancia, por una red muy ágil de tubería, con presiones muy altas, que permiten accionar todos los mandos habituales.

Así, se utiliza en particular para la apertura de compuertas de las mezcladoras que a veces exigen un esfuerzo grande.

El mando hidráulico es de velocidad moderada, las palancas de accionamiento pueden situarse en cualquier sitio y es muy robusto. Las reparaciones están al alcance de cualquier mecánico e incluso una pequeña fuga no impide su funcionamiento.

Las posibilidades que ofrece este sistema a nuestra industria, son muy extensas, por ejemplo:

- Mando de apertura de compuertas muy pesadamente cargadas: mezcladoras, tolvas, etc.
- Mando desde un cuadro, de las trampillas de dosificación; posibilidad de sincronización con la pesada por medio de una conexión eléctrica.

Las compuertas eléctricas permiten girar los distribuidores hidráulicos a partir de una información proporcionada.

Los aparatos hidráulicos, reguladores, transformadores, multiplicadores, etc. Permite realizar desplazamientos a escasa velocidad (desde algunos milímetros hasta centímetros por minutos), o efectuar esfuerzos de consideración y escaso recorrido (5 a 50 toneladas sobre 10cm).

2.5 Fundamentos de Hidráulicos

El estudio de la hidráulica concierne el empleo y características de los líquidos. Desde tiempos primitivos el hombre ha usado fluidos para facilitar su tarea. Los mas antiguos vestigios históricos muestran que sistemas como las bombas y las norias eran conocidas en las épocas mas antiguas. Sin embargo, la rama de la hidráulica que nos concierne solo empezó a usarse en el siglo XVII. Basada en un principio descubierto por el científico francés Pascal, se refiere al empleo de fluidos confinados para transmitir energía, multiplicando la fuerza y modificando el movimiento.

La ley de Pascal, enunciada sencillamente, dice: la presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas normalmente a las paredes del recipiente. Esto explica por que una botella llena de agua se rompiera si se introducimos un tapón en la cámara ya completamente llena. El líquido es prácticamente incomprensible y transmite la fuerza aplicada al tapón a todo el recipiente. El resultado es una fuerza considerablemente mayor sobre un área superior a la del tapón.

Se ha podido observar que en determinadas operaciones industriales debido a la hidráulica se han conseguido simplificar muchas de las máquinas y mecanismos haciendo más sencillos los movimientos y permitiendo la vez de forma más sencilla cualquier nivel de automatización.

De entre las ventajas que ofrecen los medios de transmisión hidráulica frente a soluciones mecánicas, pueden destacarse las siguientes:

- Movimientos suaves, silenciosos y libres de vibraciones.
- Posibilidad de invertir fácilmente el sentido de la marcha.
- Regulación sencilla de las velocidades de trabajo.
- Control simple de las fuerzas y pares en los cilindros y en los actuadores de giro.

- Posibilidad de conseguir arranques y paradas progresivas en los movimientos.
- Fácil protección contra las sobrecargas.
- Autoengrase de todos los componentes.

Tal como existen ventajas también nombraremos algunas desventajas o inconvenientes que se presentan frente a las transmisiones mecánicas:

- Para generar presión y caudal es necesario disponer de un motor y una bomba, además de otros componentes auxiliares.
- Por la compresibilidad, aunque pequeña del aceite, unidad a la elasticidad de las tuberías pueden ocasionar anomalías en su funcionamiento
- Cuando se pone en marcha el sistema, es preciso una purga previa de las burbujas de aire que contienen tuberías y aparatos diversos.
- Se originan a veces ciertas pérdidas del fluido por los aparatos y por los racores de unión de las tuberías.

Mediante esta forma de transmisión de energía, pueden conseguirse movimientos lineales a través de cilindros o accionados rotativos hidráulicos.

2.5.1 Aplicaciones generales de la hidráulica

Las aplicaciones son bastante amplias por lo que citaremos a continuación los casos más comunes, conocidos y los de mayor relevancia, existiendo miles de máquinas y mecanismos que trabajan por medio de este principio, ya que el uso generalizado de esta tecnología hace que sea susceptible de ser instalada en cualquier tipo de industria.

- Accionamiento de válvulas y Compuertas.
- Arranque en grandes motores de combustión interna.
- Cargadoras sobre camiones.
- Carretillas elevadoras y de transporte.
- Cepilladoras y pulidoras.
- Cizalla para corte de chapas.

- Contrapunto de tornos.
- Cosechadoras agrícolas.
- Copiadores hidráulicos.
- Cultivadoras.
- Curvadoras de tubos y perfiles diversos.
- Devanadora.
- Enderezadoras de perfiles laminados.
- Excavadoras diversas.
- Frenos en general.
- Gatos hidráulicos.
- Grúas hormigoneras portuarias.
- Máquinas agricultoras en general.
- Máquinas para ensayos diversos.
- Máquinas para fundición e inyección a presión.
- Máquinas herramientas en general.
- Máquinas de inyección de caucho o plástico.
- Máquinas textiles.
- Niveladoras.
- Plataformas para elevación de vehículos.
- Prensas de embutición.
- Prensas de compresión de caucho.
- Prensas para contrachapados.
- Prensas de corte de chapa.
- Prensas de extrusión.
- Prensas para forjar.
- Puentes elevadores.
- Remolques.
- Suspensiones hidráulicas.
- Tensores hidráulicos para cintas transportadoras.
- Tornos horizontales y verticales.
- Volquetas de transporte.
- Volteadoras de vagonetas.

2.5.2 Ventajas y desventajas de la hidráulica frente a la neumática

La hidráulica y la neumática son formas de transmisión de energía similares. Ambas emplean tuberías para el transporte del fluido. Aceite en el primer caso y aire en el segundo. En los dos casos se eleva en fluido a una determinada presión para producir un trabajo, aunque las presiones en hidráulica son bastante más elevadas que en neumática, así mismo los componentes empleados en una y otra forma de transmisión son también muy parecidos y solo diferenciados por la mayor robustez de los componentes hidráulicos. Pero no solamente llega hasta ahí la semejanza, sino que en la mayor parte de casos, se emplean los mismos símbolos normalizados para diseñar los circuitos.

Cada una de estas formas de transmisión de energía posee su propio campo de aplicación, aunque de forma alternativa y en algunos casos puede ser empleada cualquiera de ellas, pero bien puede afirmarse que la línea divisoria se encuentra sobre todo en la fuerza que proporciona el aire comprimido comparado con los sistemas de aceite, los mismos que son superiores a 3000 kp de empuje directo.

En aquellos casos que puede ser utilizado uno u otro medio, la economía suele ser a veces determinante, la instalación de un sistema neumático es más sencillo, rápido y económico que la implantación de un sistema hidráulico, luego de lo expuesto anteriormente se pondrá hincapié en ciertas ventajas relevantes de la hidráulica las mismas que se anotarán a continuación:

Presiones de trabajo que pueden alcanzar hasta los 600 bar. Con aire comprimido no se superan los 8 bares.

Fuerza casi ilimitada, dependiendo sólo del tamaño del actuador.

El aceite es prácticamente incompresible para un buen número de aplicaciones. La compresibilidad del aire presenta un problema en no pocos casos, aunque, a veces, tal característica resulta positiva.

Regulación más precisa y sencilla de la velocidad de los actuadores.

Los sistemas hidráulicos son más silenciosos.

Costo de la energía menor.

2.5.3 Conceptos y leyes fundamentales.

La hidráulica es la ciencia en la cual se transmite energía empujando un líquido confinado. El componente de entrada se llama bomba; el de salida se denomina actuado. Sin embargo hay que hacer una distinción entre los sistemas que utilizan el impacto de un líquido en movimiento o energía cinética para transmitir energía el cual se denomina sistema hidrodinámico y los que son accionados comprimiendo un fluido comprimido contenido en un recipiente cerrado que se denomina sistema hidrostático, siendo la presión la fuerza aplicada por unidad de superficie unitaria.

Para comenzar, según el principio de Pascal y despreciando el peso del mismo líquido, observamos en la figura 2.5.1, que en cualquier punto de dicho líquido la presión que se ejerce se transmite con la misma intensidad en todas las direcciones actuando siempre de forma perpendicular a las paredes del recinto que lo contiene.

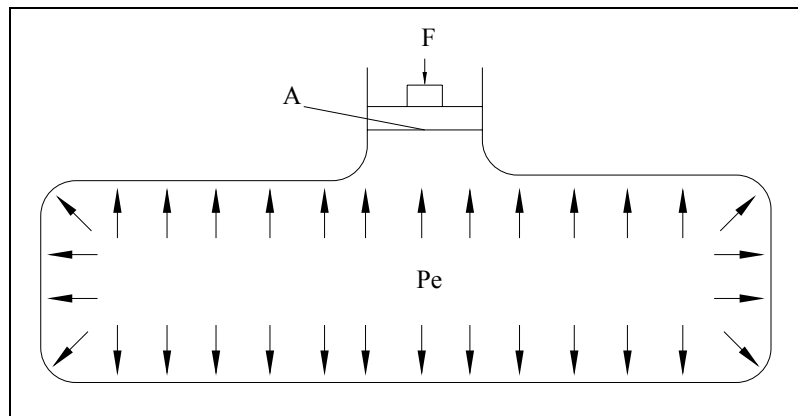


Figura 2.5.1 Principio de Pascal (A)⁸

En este caso la presión que se conseguiría en todas las direcciones, despreciando el rozamiento del fluido y el peso propio sería:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{4.F}{\pi.d^2}$$

Siendo:

⁸ Mecánica de Fluidos aplicada. Robert L, Mott

P = Presión en bar (o kp/cm^2)

F = Fuerza en N (o kp)

S = Superficie del pistón en cm^2

d = Diámetro del pistón en cm

La característica estructural de los fluidos hace que en ellos se transmitan presiones, a diferencia de lo que ocurre en los sólidos, que transmiten fuerzas. Este comportamiento fue descubierto por el físico francés Blaise Pascal (1623-1662), quien estableció el siguiente principio:

Un cambio de presión aplicado a un fluido en reposo dentro de un recipiente se transmite sin alteración a través de todo el fluido. Es igual en todas las direcciones y actúa mediante fuerzas perpendiculares a las paredes que lo contienen.

El principio de Pascal fundamenta el funcionamiento de las genéricamente llamadas máquinas hidráulicas: la prensa, el gato, el freno, el ascensor y la grúa, entre otras.

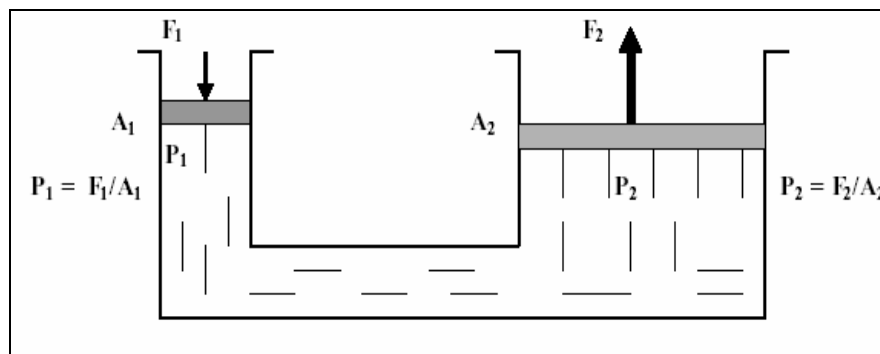


Figura 2.5.2 Principio de Pascal (B)⁹

Como las presiones son iguales: $p_1 = p_2$, se tiene:

⁹ Mecánica de Fluidos aplicada. Robert L, Mott

$$p_1 = p_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1$$

Esta ecuación nos indica que la fuerza F2 en el cilindro mayor, será tantas veces mayor como el área 2 sea mayor que el área 1.

2.5.3.1 Régimen laminar y turbulento.

Cuando circular un líquido real por un conducto tiene lugar una pérdida de carga como consecuencia de cierta resistencia que opone la pared interior de la tubería y el rozamiento interno entre las propias partículas del fluido. Para una conducción recta, dichas pérdidas dependerán de la rugosidad interior de la pared del tubo, de la longitud de éste y de la velocidad del fluido, o lo que viene a ser lo mismo, del diámetro de la sección.

Conforme a la velocidad de circulación del fluido, y de acuerdo a cómo se comporten las partículas en su desplazamiento, pueden considerarse dos tipos de régimen: el régimen *laminar* y el *turbulento*.

Cuando se produce un régimen *laminar*, el fluido circula a velocidad reducida, según se representa en (a) de la Figura 2.5.5, caracterizando sus partículas por moverse en línea recta según trayectorias paralelas al eje del tubo. Este tipo de flujo es el ideal en las transmisiones oleohidráulicas pero no siempre es posible. Tal y como se aprecia en (c) de la figura 2.5.5, en este tipo de régimen las partículas de aceite adheridas a la superficie interior del tubo permanecen estacionarias, o lo que es lo mismo, tienen la velocidad nula. La velocidad de dichas partículas va aumentando desde dicha pared hasta el eje del tubo donde se hace máxima, según la variación aproximada mostrada en el dibujo. Se considera velocidad media del fluido V_m , a aquella velocidad supuestamente constante que haría circular un caudal determinado o volumen de líquido por unidad de tiempo.

Mientras los valores de la velocidad media alcanzan y sobrepasan un determinado valor, se dice que se ha llegado a lo que se denomina *velocidad crítica*. A partir de ahí las partículas, según se muestra en (b) de la figura 2.5.3, están dotadas de un movimiento desordenado cambiando continuamente de dirección al entrecruzarse entre sí formando torbellinos. A este tipo de régimen se lo llama *turbulento*. La distribución aproximada de las velocidades de las partículas se muestra en (d) de la Figura 2.5.5, donde también las velocidades en la pared del conducto son nulas, haciéndose máximas en el centro o eje geométrico longitudinal, pero con una variación en toda la sección algo distinta de la que se produce en el régimen laminar.

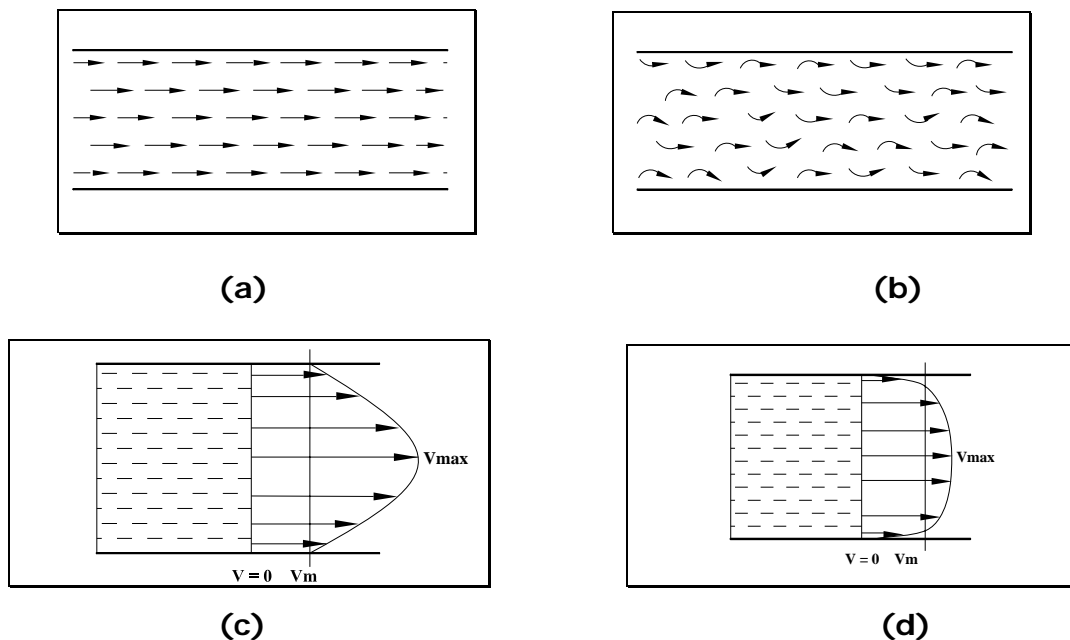


Figura 2.5.3 Régimen Laminar y Turbulento¹⁰

2.5.3.2 Pérdidas de carga en conducciones.

En la instalación del sistema hidráulica se debe procurar que las pérdidas de carga y presión en las conducciones se reduzcan a unos mínimos razonables. La pérdida de carga o rendimiento en tuberías rectas dependen de varios factores: rugosidad superficial interior del tubo, longitud del

¹⁰ Mecánica de Fluidos aplicada. Robert L, Mott

mismo, sección de paso, peso específico del aceite y velocidad media de circulación del fluido.

Los valores en cuanto a la rugosidad superficial del tubo y peso específico del aceite de alguna forma, vienen impuestos por los fabricantes de estos productos. En lo que a la longitud del tubo se refiere, tal longitud estará supeditada a las necesidades de la instalación, donde, por razones evidentes, se intentara que sea lo más corta posible. También se deberá intentar conseguir que el fluido circule por las tuberías a una velocidad adecuada, o en régimen laminar. Para ello bastaría con dimensionar adecuadamente las tuberías calculando el diámetro interior más indicado en cada caso.

2.5.3.3 Velocidades del Fluido en circuitos.

En la figura 2.5.4 que se presenta a continuación podemos evaluar los cuatro tipos de tuberías que conforman cualquier circuito: las de aspiración, las de presión, las de retorno y las que cumplen con la doble función de presión y retorno.

Las tuberías *de aspiración* (1) son tuberías que discurren desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. El extremo libre de la tubería debe encontrarse sumergido en el aceite con el objeto de evitar la aspiración de aire. Debe procurarse que sean de la menor longitud posible con objeto de facilitar la aspiración del aceite. El diámetro interior debe ser generoso para que la velocidad del fluido sea lenta y no forzar la aspiración de la bomba. Por estas tuberías circula el aceite a la velocidad más lenta de todo el circuito. Puede considerarse que en ellas el sentido del fluido es siempre el mismo ya que se dirige hacia la bomba. Son tuberías que en general no soportan presión.

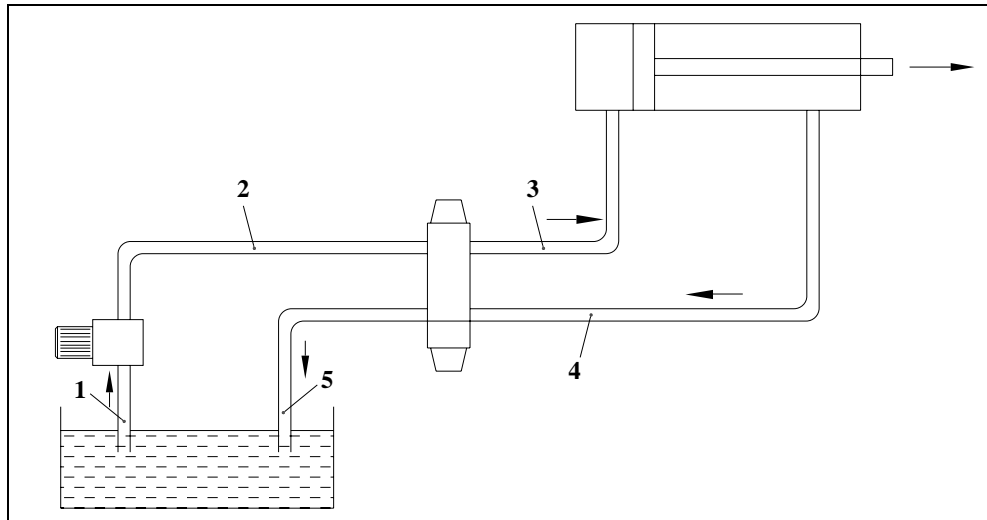


Figura 2.5.4 Circuito Oleohidráulico Convencional simplificado¹¹

Los conductos *de presión* (2) son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, en este caso un cilindro. En estas tuberías la velocidad puede ser la más rápida y dependerá también de la presión de trabajo del circuito. Al igual que en las tuberías de aspiración, el sentido del flujo es siempre el mismo y se dirige desde la bomba hasta el mencionado distribuidor. Estas tuberías se encuentran sometidas a la mayor presión que se produce en el circuito.

Las tuberías *de retorno* (5) son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. El fluido circula con una presión mas baja. La velocidad debe ser algo más lento que en los conductos de presión y el sentido del flujo también es constante y se dirige siempre desde el distribuidor hacia el depósito.

Las tuberías de distribución hacia los actuadores (3) y (4) son tuberías que cumplen la doble función de tuberías de *presión* y de *retorno*, dependiendo del sentido del movimiento del vástago cuando el accionador es un cilindro, y del sentido de giro del eje, cuando tal accionador es un motor hidráulico o un accionador rotatorio. Para nuestra figura, donde el vástago del cilindro avanza, la tubería (3) se comporta como de presión y la (4) como tubería de retorno. Al invertir el movimiento del vástago, la (4) pasa a ser de

¹¹ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers

presión y la (3) se convierte en tubería de retorno. Se busca un cierto equilibrio en lo que se refiere al dimensionado del diámetro interior.

Conductos	Velocidad del Fluido en m/s Presiones de trabajo en bar		
	De 0 a 25 bar	de 25 a 100 bar	de 100 a 300 bar
De presión	de 0,3 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Tabla 2.5.1 Velocidades recomendadas del fluido¹²

Como se puede observar, en los conductos de presión se ha aconsejado velocidades diferentes para distintas presiones que oscilan de 0 300 bares. Además al aumentar la presión del circuito puede aumentarse también la velocidad de circulación del aceite hasta el valor de 6 m/s, e incluso más en determinadas aplicaciones. También que en los conductos de alimentación y retorno, al no existir presión la velocidad puede mantenerse constante entre los valores aproximados que se muestran.

2.5.3.4 Fluidos hidráulicos.

Los fluidos hidráulicos son líquidos que se emplean para transmitir potencia desde centrales hidráulicas que generan la presión y el caudal, hasta las partes donde se desarrolla el trabajo de las máquinas. Las primeras transmisiones que surgieron utilizando líquido como medio de transmisión eran realmente hidráulicas, ya que utilizaban agua como fluido básico. Con el tiempo el líquido ha sido sustituido por el aceite, ya que posee propiedades muy superiores para estas transmisiones.

Entre las características imprescindibles que debe reunir el aceite se puede destacar entre otros el poder de lubricación, el poder refrigerante, deben ser anticorrosivos y ser capaces además de soportar ciertas temperaturas sin que se evaporen ni se deterioren. También deben poseer la capacidad

¹² Mecánica de Fluidos aplicada. Robert L, Mott

de soportar altas presiones y absorber el ruido y las vibraciones que se producen en los circuitos.

2.5.3.5 Características esenciales del fluido hidráulico

Las características que definen a un aceite cualquiera es el índice de viscosidad que posee.

Los aceites hidráulicos deben ser capaces de transmitir potencia para lo cual deben poseer la facultad, sobre todo, de soportar elevadas presiones de funcionamiento. La viscosidad a su vez, deberá tener unos valores tales que impida que las partículas del fluido escapen por las uniones formadas por tuberías, racores y el resto de componentes del circuito.

Han de ser capaces además de lubricar los diversos elementos móviles que integran los dispositivos del circuito, suavizando el movimiento y retrasando en o posible el desgaste mecánico. Las válvulas poseen correderas en su interior que se desplazan respecto al cuerpo del mismo; también en las propias bombas existen movimientos relativos entre los engranajes, las paletas o los pistones y el cuerpo que aloja a todos estos elementos, existiendo una fuerte fricción que hace necesaria la presencia de un lubricante eficaz, en el caso de las transmisiones hidráulicas, es el propio aceite que cumple con esta función.

En el funcionamiento existen pérdidas de energía que se transforman de forma inmediata en calor, y a largo plazo, también en desgaste mecánico. Este calor debe ser evacuado al exterior a través del propio fluido que transporta esta energía a lo largo de la instalación hasta el depósito, que debe ser capaz a través de su gran superficie de radiación de facilitar dicha evacuación.

Otra característica exigible es que no debe producir acciones corrosivas en los materiales de los componentes del circuito y producirían efectos perjudiciales en la instalación. Además el aceite debe poseer una elevada temperatura de ebullición que impida la evaporación del mismo cuando en el circuito se alcancen altas temperaturas de trabajo.

Entre los aditivos que se emplean en la actualidad en los aceites minerales cabe destacar los siguientes: aditivos anticorrosivos que aumentan este poder en el aceite, aditivos antidesgaste que aumentan la

resistencia de la película del fluido impidiendo en lo posible, o al menos en forma parcial, el contacto metal-metal entre los elementos deslizantes.

2.5.3.6 Viscosidad

El índice de viscosidad de un fluido arroja luz sobre la resistencia al deslizamiento que ofrecen las partículas entre sí. Si el aceite se desliza con dificultad se dice que es muy viscoso; si lo hace con cierta facilidad se dice que es muy fluido. En cualquier caso es la característica que mas define a un aceite.

La temperatura influya bastante sobre el índice de viscosidad ya que para un determinado aceite, este índice varía con la temperatura, de forma tal, que un aumento de la misma produce un descenso en la viscosidad y viceversa. Tal variación de la viscosidad puede alterar de forma negativa algunas propiedades del aceite, ocasionando un funcionamiento anómalo en el circuito. Tal es el caso del poder lubricante, que disminuye en general al disminuir la viscosidad. También al aumentar la temperatura y volverse el aceite mas fluido, pierde cualidades de poder de estanqueidad y puede fugarse por las conexiones de algunos aparatos y por la uniones de tubos y racores.

Las temperaturas de funcionamiento de un circuito hidráulico son muy variables y dependen del tipo de instalación, del diseño del circuito, de la ubicación e la máquina y de la temperatura ambiente. Incluso varían también para una misma máquina, según el trabajo que se realiza en la misma, o según una determinada fase de un ciclo.

Cuando se arranca, el aceite puede encontrarse a temperatura ambiente de entre 15°C y 20°C, en casos considerados como normales, y durante la marcha se puede alcanzar hasta aproximadamente los 65°C o incluso más.

2.5.3.7 Compresibilidad de aceite

A diferencia de los gases, los líquidos en general, y a efectos prácticos, se consideran incompresibles hasta presiones de unos 70 bares. En general,

esa escasa compresibilidad del aceite, apenas se tiene en cuenta en cualquier sistema oleohidráulico convencional. Sin embargo, en los sistemas de alta presión con elevado volumen de aceite en la instalación y en determinados casos, conviene tener en cuenta la compresibilidad del aceite real que experimentan los fluidos hidráulicos utilizados en estos sistemas. Por una parte la compresibilidad del aceite puede ocasionar ciertos movimientos de retroceso en los mecanismos al aumentar la presión y, por otra, un tiempo algo más prolongado en los ciclos de trabajo.

En un circuito oleohidráulico cualquiera, no solamente es el fluido hidráulico el único responsable del retroceso o elasticidad del sistema mecánico solidario al vástago del cilindro, sino que también las tuberías, el propio cilindro y el resto de los componentes contribuyen a acentuar este efecto. Al aumentar la presión, tales elementos se dilatan y junto al fenómeno de compresibilidad mencionado el efecto de retroceso se ve de esta forma incrementado.

En la práctica, y con el mejor de los criterios, lo que se hace es considerar valores de compresibilidad del aceite con cierta generosidad con objeto de compensar las dilataciones de los componentes mencionados. Así, y basándose en la experiencia, en los cálculos de reducción de volumen en general y teniendo en cuenta los aumentos de presión, bastará considerar en los aceites minerales de los circuitos los valores orientados en la tabla 2.5.2

COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE	
Presión en bar.	Reducción de volumen en %
De 70 a 350	0,5
500	1,7
600	2,4
700	3,1
800	3,8
900	4,5
1000	5,2

Tabla 2.5.2 Compresibilidad de aceites hidráulicos¹³

¹³ Mecánica de Fluidos aplicada. Robert L, Mott

2.5.3.8 Clasificación de los Fluidos Hidráulicos.

La correcta selección del aceite es un prerrequisito para un correcto funcionamiento del equipo, cuyas condiciones deben verificarse cuidadosamente.

Las cualidades del aceite hidráulico dependen:

- El tipo de aceite base.
- El grado de refinación y
- El tipo y cantidad de sustancias agregadas (aditivos).

Los fluidos hidráulicos con buena fluidez en frío se producen de aceites para naftas. Se emplean en equipos que arrancan a bajas temperaturas y con máxima temperatura de aceite de hasta 30°C.

Si la fluencia en frío es el criterio decisivo para la selección se recomienda el empleo de fluidos con base parafinas que tienen una mayor resistencia a la oxidación y un mejor comportamiento viscosidad – temperatura.

Se producen, sin embargo, mezclas de aceite de base de naftas y parafinas con aceites aromáticos, para ampliar en lo posible el rango de aplicación. Los componentes indeseados del aceite, por ejemplo cadenas de azufre se eliminan por refinación. Mediante el agregado de sustancias especiales se mejoran las cualidades del aceite hidráulico, por ejemplo la protección contra el desgaste.

2.5.4 Instalaciones Hidráulicas

2.5.4.1 Introducción.

La figura representa el esquema básico transmisión motor – bomba y mando manual de un sistema oleohidráulico, el cual es el siguiente:

- El aceite es aspirado por la bomba (2) del depósito (10) a través de la tubería de aspiración (3). Dicha bomba eleva la presión del fluido

según demanda el cilindro (7) y el aceite es transportado a las cámaras correspondientes del mismo por el interior de la tubería (4).

- El distribuidor (5) se encarga de dar paso al aceite hacia los conductos (6) u (8), según se desee el avance o retroceso del vástago de los actuados. En este caso, y si se desea hacer avanzar el vástago, el aceite se impulsará a través de la tubería (6) para introducirlo en la cámara posterior del cilindro o cámara de avance. Para que tal avance tenga lugar, será preciso que el aceite de la cámara delantera se desaloje hacia el depósito a través de las tuberías (8) y (9), respectivamente.

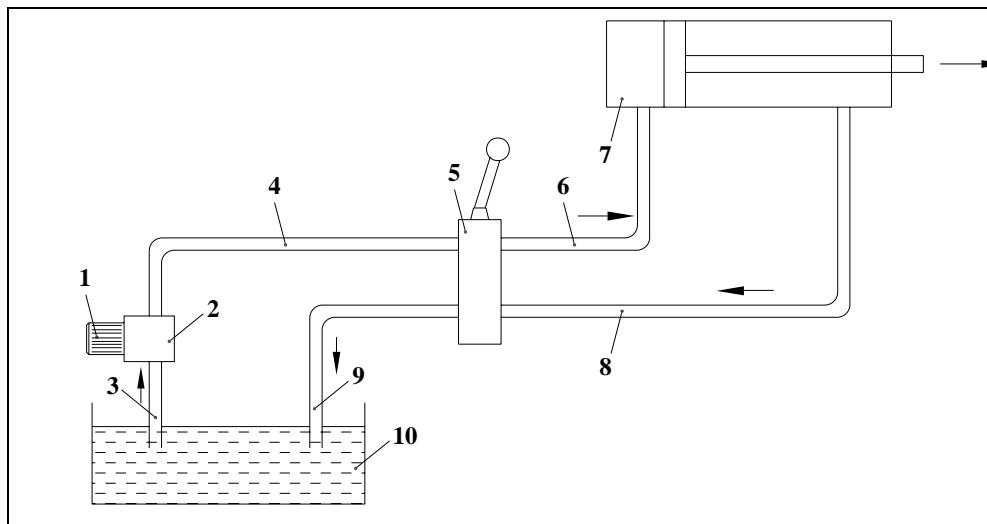


Figura 2.5.5 Transmisión mediante motor – bomba y mando manual¹⁴

- Si lo que se desea es hacer retroceder el vástago una vez que se encuentra avanzado, bastará con accionar de nuevo la palanca del distribuidor mencionado y, esta vez, el aceite penetrará por el conducto (8) hacia la cámara delantera, y retornará al depósito a través de las tuberías (6) y (9). Cabe notar aquí que las tubería (3) es siempre de aspiración, la (4) es de presión y la (9) lo es de retorno; en todas ellas el fluido circula siempre en el mismo sentido. No ocurre así en las (6) y (8) ya que en éstas el sentido se va alternado según avance o retorne el vástago del cilindro.

¹⁴ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

2.5.4.2 Depósito de aceite y elementos auxiliares.

El depósito en un sistema hidráulico cumple la función de almacenar y suministrar el fluido hidráulico requerido por el sistema.

2.5.4.2.1 Funciones del depósito.

Además de proporcionar el suministro de fluido al sistema, el depósito sirve también para varias funciones secundarias, como por ejemplo al transferir calor a través de sus paredes, el depósito actúa como intercambiador de calor enfriando el fluido. Como un desairador el que permite que el aire atrapado se eleve y escape mientras que los contaminantes sólidos se depositan en el fondo del depósito, convirtiéndolo en un acondicionador del fluido.

Estas son funciones que pueden también incorporarse al sistema por métodos que no incluyen el depósito.

En algunos casos, el depósito puede también utilizarse como plataforma para soportar la bomba, el motor y otros componentes del sistema, lo que ahorra espacio horizontal y es un sistema sencillo de tener las bombas y las válvulas a una buena altura para mantenimiento.

2.5.4.2.2 Componentes del Depósito.

Un depósito industrial típico (Figura 2.5.6) se construye con chapas de acero soldadas y chapas terminales para soportar la unidad. Para reducir la posibilidad de oxidación debido a la condensación del vapor de agua dentro del depósito, su interior se pinta con una capa que sea compatible con el fluido que se utiliza. Puesto que el depósito se diseña para un fácil mantenimiento del fluido, se instala un tapón en su parte inferior que permita un vaciado completo.

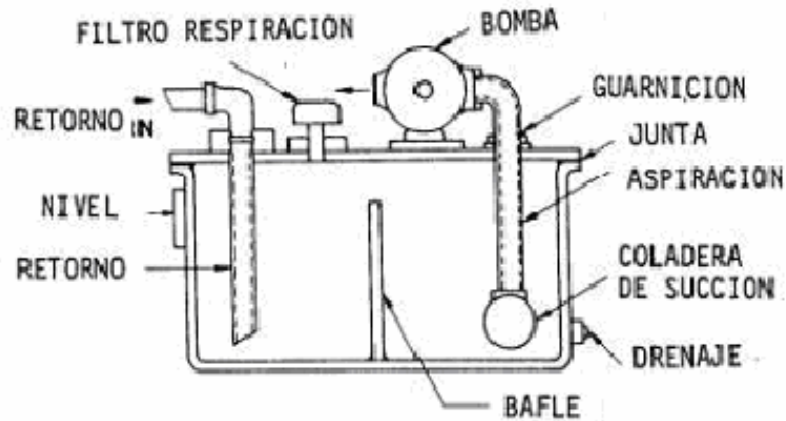


Figura 2.5.6 Depósito industrial¹⁵

Las tapas de limpieza normalmente se instalan en ambos lados del depósito especialmente cuando su capacidad es superior a diez galones. Estas tapas pueden desmontarse con facilidad y son lo suficientemente grandes para facilitar un acceso completo cuando se limpia o se pinta el interior del depósito.

Las líneas de conexión y racores, la mayoría de las líneas que llegan al depósito terminan por debajo del nivel de aceite. Para impedir formación de espuma y aireación en el fluido hidráulico, las líneas de entrada de las bombas deben terminar debajo del nivel del fluido, generalmente a dos pulgadas (50 mm) del fondo del depósito¹⁶. Las líneas de drenaje de las válvulas pueden terminar por encima del nivel del fluido mientras que las líneas de drenaje de las bombas y motores deben acabar por debajo del nivel más bajo del fluido.

El nivel de aceite constituye una abertura de vidrio o dos pequeños orificios en las tapas de limpieza, lo que permite comprobar los niveles superior e inferior del fluido sin exponer al depósito a la contaminación que puede ocurrir si se utiliza una varilla de nivel.

El filtro de aire permite el intercambio de aire debido al cambio constante de presión y temperatura dentro del depósito.

¹⁵ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

El agujero de llenado generalmente forma parte del conjunto y lleva una tela metálica removible que mantiene los contaminantes fuera del depósito cuando se añade fluido al tanque.

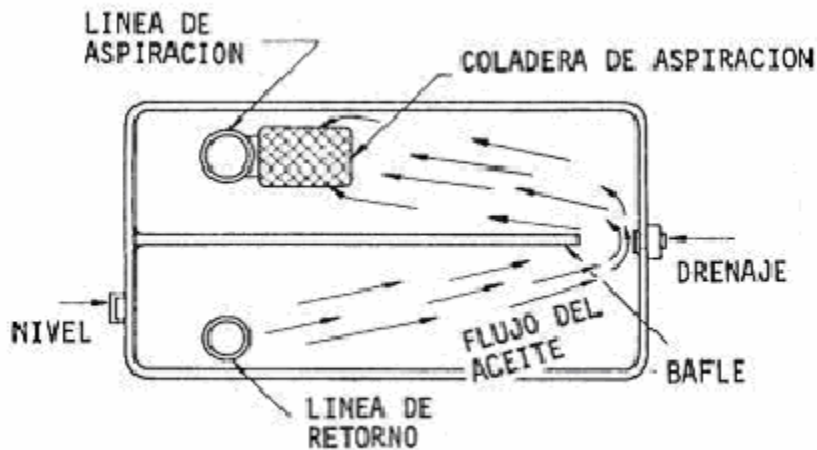


Figura 2.5.7 vista superior de un Deposito¹⁷

2.5.4.2.3 Tamaño del Depósito

Siempre es deseable un depósito grande para promover la refrigeración y la separación de contaminantes. Como mínimo, el tanque deba almacenar todo el fluido que el sistema puede requerir y mantener un nivel de fluido lo suficientemente elevado para impedir el efecto torbellino a la entrada de la bomba y la consiguiente entrada de aire con el fluido.

Para determinar el tamaño del depósito es importante considerar los siguientes factores:

- Dilatación del fluido debido a temperaturas elevadas.
- Variación del nivel del fluido debido al funcionamiento del sistema.
- Exposición del interior del depósito a una condensación excesiva.
- Cantidad de calor generado en el sistema.

En sistemas móviles o aeroespaciales, deben sacrificarse las ventajas de un depósito grande debido a las limitaciones de espacio.

¹⁷ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

2.5.4.2.4 Características constructivas de los depósitos

El depósito deberá tener las siguientes ventajas:

- Ser inspeccionable en todos sus puntos intermedios (dos puertas de inspección laterales).
- Una de las puertas lleva una boquilla de carga, provista de malla metálica fina para retener cuerpos extraños presentes en el fluido.
- El depósito se comunica con el exterior por medio de un conducto con filtro de aire incorporado o respirador.
- Esta dividido longitudinalmente por un sector separador en plancha, de altura igual a $2/3$ del nivel normal del fluido, su función es la de separar la zona de aspiración de la bomba de la de retorno del fluido, impidiendo que el fluido caliente, sea succionado por la bomba, haciendo que se pueda enfriar o decantar posibles sustancias contaminantes.
- Las tuberías de retorno y de aspiración situadas cada una de ellas en la parte opuesta respecto al sector separador, deben tener las conexiones estancas, de forma que impida la entrada de sustancias contaminantes, y al mismo tiempo deben permitir un desmontaje fácil de los posibles filtros.
- Tanto las tuberías de aspiración como las de retorno deben terminar por debajo de la superficie mínima libre del depósito en una altura igual a 10 cm. aproximadamente, para impedir la formación de vórtices que pueden llevar aire al fluido. Deberán entonces ser cortadas a 45° y estar dispuestas de manera que no se influyan y estos cortes deberán apuntarse opuestamente y apuntado hacia la pared de forma que el fluido aspirado o descargado lo conecte y se enfríe, debiendo terminar a una altura de fondo igual al menos a 1,5 veces del diámetro para evitar tener que eliminar posibles sustancias sedimentadas.
- El depósito particularmente será de construcción rectangular y el aceite debe aspirarse en una zona de calma mientras que el retorno se efectúa por tubo sumergido para que no se produzca emulsión de aceite.

- La descarga de drenaje debe terminar encima de la superficie máxima libre, con el fin de evitar contrapresiones.
- El fondo del depósito debe ser cóncavo hacia dentro o bien inclinado de un lado, para poder evacuar fácilmente los condensados y la suciedad mediante la descarga del fondo. Al igual conviene que esté elevado con respecto al suelo para conseguir la libre circulación del aire ambiente y aumentar de así el calor disipado.
- Para la comodidad del vaciado, la descarga del fondo está provista de una tubería cerrada o compuerta. Por la misma razón, la altura de la descarga del depósito con relación al suelo debe ser tal que permita la utilización de los oportunos recipientes.
- Es conveniente instalar por razones de seguridad dos niveles eléctricos de máxima y de mínima que paren el dispositivo si el nivel del fluido en el depósito sale de su campo normal. (en el caso de la ausencia de operadores).

2.5.4.3 Elementos auxiliares para depósitos.

En la Figura 2.5.8 vemos un nivel visible para tanques, este elemento construido en plástico permite que el operador no solo verifique el nivel sino también la condición de emulsión del aceite.



Figura 2.5.8 Nivel de un tanque¹⁸

2.5.4.3.1 Tapa de llenado

El orificio de llenado debe ser cubierto por una tapa preferentemente retenida por una cadena. En la figura 2.5.9 ilustramos un tipo que usa una coladera para filtrar el aceite que se verterá hacia el tanque.

¹⁸ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

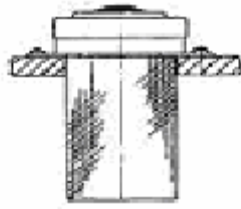


Figura 2.5.9 tapa de llenado¹⁹

Los depósitos hidráulicos están venteados a la atmósfera. Por ello la conexión de venteo debe estar protegida por un filtro.

Cuando los sistemas operan en una atmósfera limpia puede emplearse un filtro de respiración de bajo costo como el de la figura 2.5.10. Pero si se opera en atmósferas muy contaminadas deben emplearse filtros de alta calidad capaces de retener partículas mayores de 10 micrones.

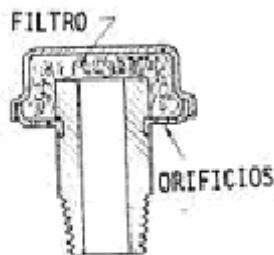


Figura 2.5.10 Filtro de respiración²⁰

2.5.4.3.2 Filtros

La mayoría de las bombas utilizan para su protección un filtro destinado a retener partículas sólidas en la aspiración. La practica usual cuando se emplean aceites minerales estándar, es utilizar coladeras de malla metálica capaces de retener partículas mayores de 150 micrones. Cuando se emplean fluidos ignífugos que tienen un peso específico superior al aceite, es preferible emplear coladeras de malla 60 capaces de retener partículas mayores de 200 micrones, para evitar la cavitación de la bomba.

Con la introducción de bombas y válvulas con alto grado de precisión, operación a presiones elevadas y altas eficiencias, el empleo de la coladera

¹⁹ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

²⁰ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

de aspiración no es protección suficiente para el sistema, si se quiere obtener una larga vida del mismo.

El propósito de la filtración no es solo prolongar la vida útil de los componentes hidráulicos, si no también evitar paradas producidas por la acumulación de impurezas en las estrechas holguras y orificios de las modernas válvulas y servoválvulas.

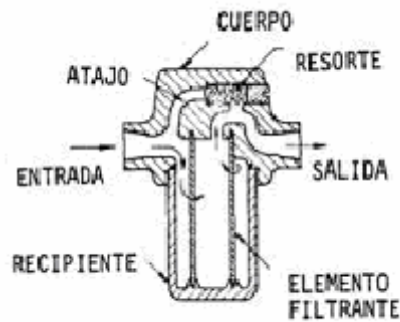


Figura 2.5.11 Filtro micrónico²¹

La figura 2.5.11 no muestra un filtro micrónico que puede ser empleado en el retorno o el envío, el elemento filtrante de papel impregnado en fibra de vidrio, metal sinterizado, u otros materiales puede ser removido desenroscando el recipiente. Cuando la caída de presión a través del elemento se incrementa, para evitar el colapso del mismo una válvula de retención se abre dando paso libre al aceite.

a) Filtros de aspiración

Se instalan en el conducto de aspiración de la bomba, con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. No es preciso que soporte presión alguna. Son los más sencillos y los grados de filtraje más corriente están por los 60, 90, 125 Y 250 μm . El filtraje se realiza desde el exterior hacia el interior del elemento, lo cual facilita la limpieza del mismo ya que la suciedad queda adherida a la pared externa del filtro.

²¹ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

Con la adecuada elección del tamaño, en función del caudal nominal recomendable, las pérdidas de carga en estos componentes no suelen superar los 0,10 bar., valor perfectamente despreciable en comparación con otras pérdidas de carga que se producen dentro del circuito.

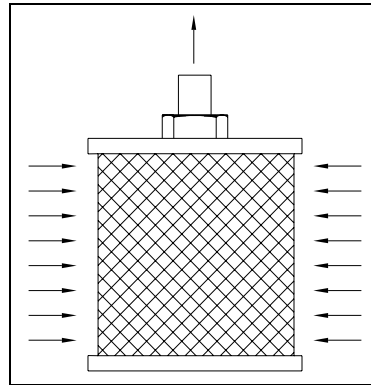


Figura 2.5.12 Filtro de aspiración²²

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada. Hay que resaltar que el caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba.

2.5.4.3.3 Algunos circuitos de filtrado.

Los circuitos que veremos a continuación utilizan filtros micrónicos de 10 micrones.

a) En la línea de presión.

La figura 2.5.13 vemos un filtro instalado a la salida de la bomba y delante de la válvula reguladora de presión y alivio. Estos filtros deben poseer una estructura que permite resistir la máxima presión del sistema. Por seguridad deben poseer una válvula de retención interna. La máxima pérdida de carga recomendada con el elemento limpio es de 5 PSI.

²² Manual de Oleohidráulica, Vickers.

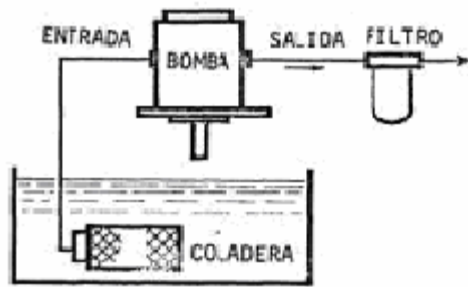


Figura 2.5.13 Filtro instalado en una bomba ²³

b) En el retorno por alivio.

En este punto Fig.2.5.14 puede emplearse un filtro de baja presión. Es una disposición Ideal cuando trabajan válvulas de control de flujo en serie y el caudal de exceso se dirige vía la válvula de alivio permanentemente a tanque. La máxima pérdida de carga recomendada es de 2 PSI con el elemento limpio.

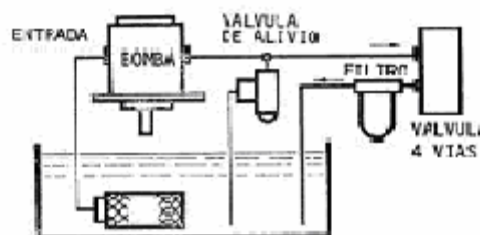


Figura 2.5.14 Filtro en el retorno por alivio²⁴

c) En la línea de retorno.

En la figura 2.5.15 el aceite que retorna del sistema puede pasar a través de un filtro cuando se dirige a tanque.

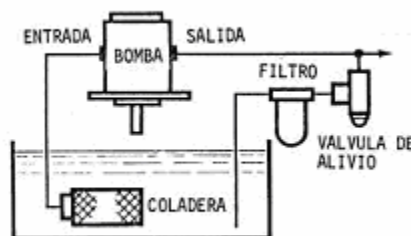


Figura 2.5.15 Filtro en la línea retorno ²⁵

1,24.3 SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

Cuando seleccione el tamaño de un filtro así, recuerde que el caudal de retorno puede ser mucho mayor que el de la bomba, debido a la diferencia de secciones de ambos lados de los cilindros.

2.5.4.4 Válvulas

Los mandos hidráulicos están constituidos por elementos de señalización y elementos de mando y elementos de trabajo, los elementos de señalización y mando modulan las fases de trabajo de los elementos de trabajo y se denominan válvulas.

Las válvulas son elementos que mandan o regulan la puesta en marcha, el paro y la dirección, así como la presión o el caudal del fluido enviado por una bomba hidráulica o almacenada en un depósito. En lenguaje internacional, el término "válvula" o "distribuidor" es el término general de todos los tipos tales como válvulas de corredera, de bola, de asiento, grifos, etc.

Esta es la definición de la norma DIN/ISO 1219 conforme a una recomendación del CETOP (Comité Européen des Transmissions Oiéohydrauliques et Pneumatiques).

Según su función las válvulas se subdividen en 5 grupos:


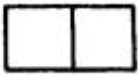



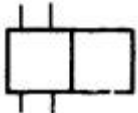
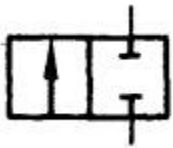
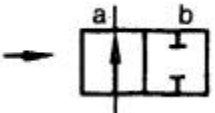
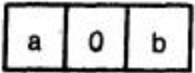
1. Válvulas de vías o distribuidoras
2. Válvulas de bloqueo
3. Válvulas de presión
4. Válvulas de caudal
5. Válvulas de cierre

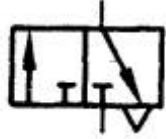
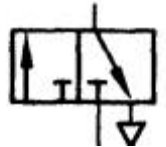
2.5.4.4.1 Válvulas distribuidoras

Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de tomar la corriente de aceite, a saber, principalmente puesta en marcha y paro (Start-Stop).

2.5.4.4.2 Representación esquemática de las válvulas

Para representar las válvulas distribuidoras en los esquemas de circuito se utilizan símbolos; éstos no dan ninguna orientación sobre el método constructivo de la válvula; solamente indican su función.

Las posiciones de las válvulas distribuidoras se representan por medio de cuadrados.	
La cantidad de cuadrados yuxtapuestos indica la cantidad de posiciones de la válvula distribuidora.	
El funcionamiento se representa esquemáticamente en el interior de las casillas (cuadros).	
Las líneas representan tuberías o conductos. Las flechas, el sentido de circulación del fluido.	
Las posiciones de cierre dentro de las casillas se representan mediante líneas transversales.	
La unión de conductos o tuberías se representa mediante un punto.	
Las conexiones (entradas y salidas) se representan por medio de trazos unidos a la casilla que esquematiza la posición de reposo o inicial.	
La otra posición se obtiene desplazando lateralmente los cuadrados, hasta que las conexiones coincidan.	
Las posiciones pueden distinguirse por medio de letras minúsculas a, b, c ... y 0.	
Válvula de 3 posiciones. Posición intermedia = Posición de reposo.	
Por posición de reposo se entiende, en el caso de válvulas con dispositivo de	

<p>reposición, por ejemplo: un muelle, aquella posición que las piezas móviles ocupan cuando la válvula no está conectada.</p> <p>La posición inicial es la que tienen las piezas móviles de la válvula después del montaje de ésta, establecimiento de la presión y, en caso dado conexión de la tensión eléctrica. Es la posición por medio de la cual comienza el programa preestablecido.</p>	
<p>Conductos de escape sin empalme de tubo (aire evacuado a la atmósfera). Triángulo directamente junto al símbolo.</p>	
<p>Conductos de escape con empalme de tubo (aire evacuado a un punto de reunión). Triángulo ligeramente separado del símbolo.</p>	

Para evitar errores durante el montaje, los empalmes se identifican por medio de letras mayúsculas, las mismas que enunciamos a continuación:

Tuberías o conductos de trabajo A, B, C

Empalme de energía P

Salida de escape R, S, T

Tuberías o conductos de pilotaje Z, Y, X

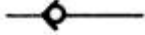
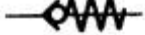
2.5.4.4.3 Válvulas de bloqueo

Son elementos que bloquean el paso de caudal preferentemente en un sentido y lo permiten únicamente en el otro sentido. La presión del lado de salida actúa sobre la pieza obturadora y apoya el efecto de cierre hermético de la válvula.

2.5.4.4.4 Válvula antiretorno

Las válvulas antiretorno impiden el paso absolutamente en un sentido; en el sentido contrario, el aire circula con una pérdida de presión mínima. La obturación en un sentido puede obtenerse mediante un cono, una bola, un disco o una membrana.

Símbolo:

Válvula antiretorno, que cierra por el efecto de una fuerza que actúa sobre la parte a bloquear.	
Válvula antiretorno con cierre por contrapresión, por ejemplo por muelle. Cierra cuando la presión de salida es mayor o igual que la de entrada.	

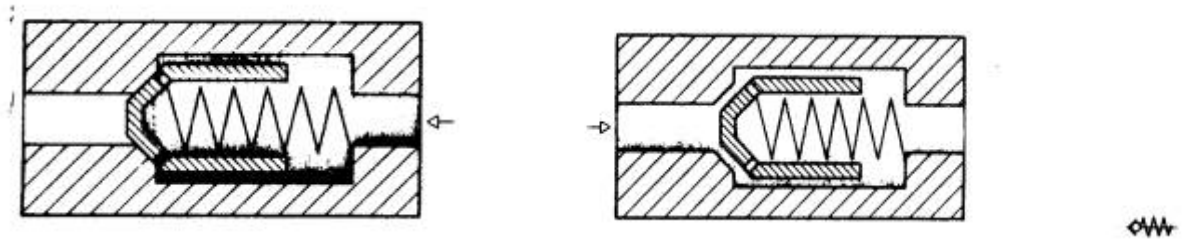


Figura 2.5.16 Válvula antiretorno²⁶

2.5.4.4.5 Reguladores de presión

Estas válvulas influyen principalmente sobre la presión, o están acondicionadas al valor que tome la presión. Se distinguen:

- Válvulas de regulación de presión
- Válvulas de limitación de presión

2.5.4.4.6 Válvula de regulación de presión

Tiene la misión de mantener constante la presión, es decir, de transmitir la presión ajustada en el manómetro sin variación a los elementos de trabajo o servo elementos, aunque se produzcan fluctuaciones en la presión de la red. La presión de entrada mínima debe ser siempre superior a la de salida.

Regulador de presión sin orificio de escape

No tiene el segundo asiento de válvula en el centro de la membrana y por tanto, el aire no puede escapar cuando la presión secundaria es mayor.

²⁶ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

2.5.4.4.7 Regulador de presión con orificio de escape

Al contrario de lo que sucede en la precedente, es posible compensar una sobrepresión secundaria. El exceso de presión en el lado secundario con respecto a la presión ajustada se elimina a través del orificio de escape.

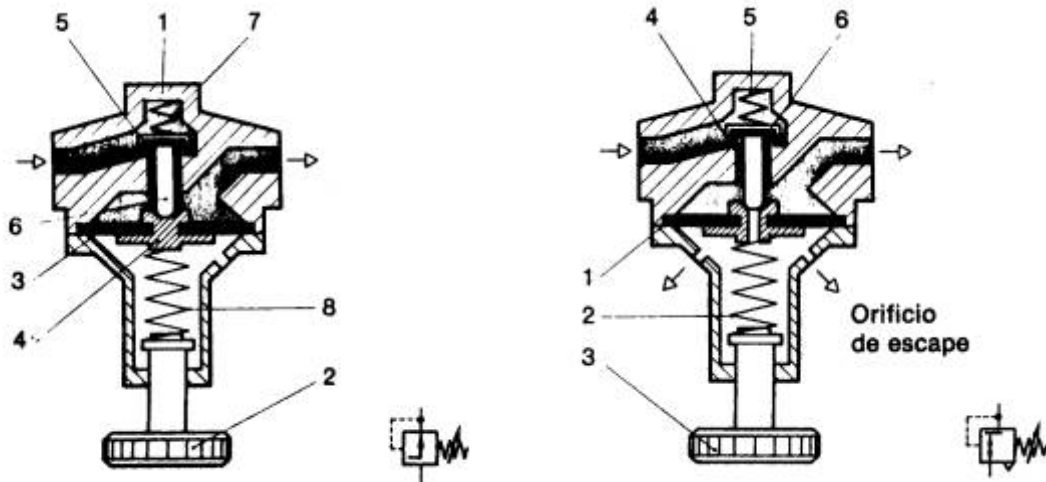


Figura 2.5.17 Regulador de presión sin orificio de escape

Figura 2.5.18 Regulador de presión con orificio de escape²⁷

2.5.4.4.8 Válvula limitadora de presión

Estas válvulas se utilizan, sobre todo, como válvulas de seguridad (válvulas de sobrepresión). No admiten que la presión en el sistema sobrepase un valor máximo admisible. Al alcanzar en la entrada de la válvula el valor máximo de presión, se abre la salida y el aire sale a la atmósfera. La válvula permanece abierta, hasta que el muelle incorporado, una vez alcanzada la presión ajustada en función de la característica del muelle, cierra el paso.

Válvulas de caudal

Estas válvulas influyen sobre la cantidad de circulación de aire comprimido; el caudal se regula en ambos sentidos de flujo.

²⁷ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

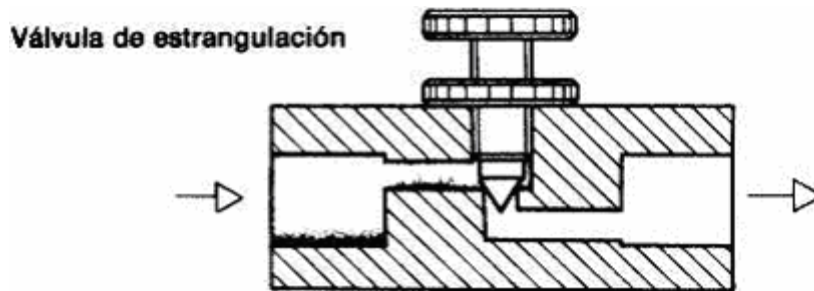


Figura 2.5.19 Válvula de estrangulación²⁸

Válvulas reguladoras de caudal, de estrangulación constante:

Válvula de estrangulación: En esta válvula, la longitud del tramo de estrangulación es de tamaño superior al diámetro.	
Válvula de restricción de turbulencia: En esta válvula la longitud del tramo de estrangulación es de tamaño inferior al diámetro.	
Válvulas reguladoras de caudal, de estrangulación variable:	
Válvula de estrangulación regulable.	
Válvula de estrangulación de accionamiento mecánico, actuando contra la fuerza de un muelle. Resulta más conveniente incorporar las válvulas de estrangulación al cilindro.	

2.5.4.4.9 Electroválvulas (válvulas electromagnéticas)

Estas válvulas se utilizan cuando la señal proviene de un temporizador eléctrico, un final de carrera eléctrico, presostatos o mandos electrónicos. En general, se elige el accionamiento eléctrico para mandos con distancias extremadamente largas y cortos tiempos de conexión.

Las electroválvulas o válvulas electromagnéticas se dividen en válvulas de mando directo o indirecto. Las de mando directo solamente se utilizan para

²⁸ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

un diámetro luz pequeña, puesta que para diámetros mayores los electroimanes necesarios resultarían demasiado grandes.

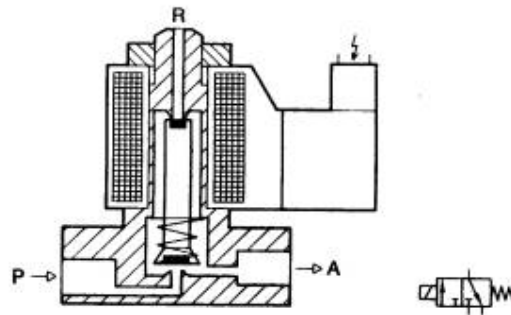


Figura 2.5.20 Electroválvula 3/2²⁹

Electroválvulas de doble solenoide.

Existen válvulas que poseen dos bobinas y cuyo funcionamiento es similar a los flip-flops electrónicos. Con este sistema, para que la válvula vaya de una posición a la otra basta con aplicar un pequeño pulso eléctrico a la bobina que está en la posición opuesta. Allí permanecerá sin importar que dicha bobina siga energizada y hasta que se aplique un pulso en la bobina contraria. La principal función en estos sistemas es la de "memorizar" una señal sin que el controlador esté obligado a tener permanentemente energizada la bobina.

2.5.4.5 Tuberías y conducciones.

Las tuberías de conexión se clasifican en rígidas y flexibles, y las conexiones se las realiza por medio de enlaces o accesorios llamados racores, dependiendo la fiabilidad del circuito en gran medida de las uniones.

2.5.4.5.1 Tuberías rígidas

Gran parte de esta tubería, esta formada por tubos en acero sin soldadura, calibrados interior y exteriormente por estirado en frío y recocido normalizado. NBK, que aplican, habitualmente, exactitud de medidas de

²⁹SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

acuerdo con la norma DIN 2391 y en calidad de acero St 35 y se dan en largos comerciales de 3 a 7 m.

Estas tuberías están compuestas de carbono, fósforo y azufre. Cuanto más alto sea el contenido de carbono, mayor es el aumento del límite elástico y de la resistencia a la rotura. Por el contrario, disminuye el alargamiento.

También puede emplearse tubo de cobre aunque existen opiniones contradictorias de su acción sobre el aceite, ya que algunos comentan que acelera el envejecimiento del aceite, por ejercer una acción catalítica (oxidación) sobre él, y otros sugieren que esta oxidación sólo ocurre a temperaturas muy elevadas.

Un parámetro fundamental del tubo es el diámetro exterior e interior, así como el espesor de pared que viene, para un mínimo diámetro exterior, en función de la presión de trabajo, es decir, a mayor presión el tubo tiene, también, mayor espesor de pared.

Los tubos de mayor difusión son los que presentan una superficie muy lisa y regular, y un diámetro exterior con tolerancias constructivas muy reducidas, lo cual permite realizar sus uniones con los componentes o bien entre dos tramos consecutivos de tubo por medio de los llamados "racores sin soldadura", con uniones roscadas, por lo que la tolerancia es muy importante para la colocación de los dispositivos de unión.

En toda tubería rígida se necesita, por lo menos, un codo para absorber los efectos de la dilatación, así como las curvas se llevarán a cabo con un radio mínimo, que estará comprendido entre tres y cinco veces el diámetro exterior del tubo.

2.5.4.5.2 Tuberías flexibles

Cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones, o cuando desde un punto fijo a otro móvil se ha de transportar el fluido, se recurre a un tipo de tuberías que además de soportar valores

elevados de presión, pueda flexionarse fácilmente, siendo conocida como tubería flexible o más vulgarmente como manguera. La estructura de estas tuberías consiste en una disposición alternada de capas de tejido de caucho sintético y como refuerzo trenzas de acero tratado superpuestas. Según la gama de presiones a la que se destina, se fabrican tipos con una o más capas.

Para la unión de racores y demás órganos, los tubos flexibles llevan en sus extremos manguitos terminales roscados o lisos, dependiendo la elección de una manguera del caudal de fluido que pasa y su sección de los terminales de sus extremos.

2.5.4.6 Accesorios

2.5.4.6.1 Racores

Existe gran cantidad de modelos en el mercado, tanto para la unión entre tuberías o entre tuberías y componentes. Para obtener uniones de fácil maniobra, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar un tubo flexible a un aparato o a otra tubería.

2.5.4.6.2 Abrazaderas

Existen una enorme variedad de marcas y de sistemas. No obstante, tienen que cumplir la condición de que no debe agrietar ni cortar la estructura exterior de la manguera y la estanqueidad que tenga que proporcionar en ningún caso se conseguirá por estar excesivamente apretadas.

Existen modelos tales como: abrazaderas de cremallera, de tornillo, de cierre rápido, con banda ancha, etc.

2.5.5 Elementos hidráulicos de trabajo.

2.5.5.1 Cilindros de pistón.

Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente

proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuados lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza.

Un cilindro está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular y un vástago que se mueve dentro de la camisa tubular del cilindro. El vástago de un cilindro está concebido para efectuar dos movimientos: avance o extender (compresión) y otro retroceder o recoger (tracción) y debe hacerse todo lo imprescindible para atacar las fuerzas laterales, empleando como procedimientos: el tipo de soporte o de fijación adecuado, las rótulas, etc., siendo el esfuerzo de acuerdo con la sección del cilindro y la presión de trabajo.

El cilindro está compuesto por: Un tubo llamado camisa; en émbolo, el cual recibe la energía del fluido; un vástago y dos cabezales o tapas, de los cuales uno, por lo menos, está taladrado para permitir el paso del vástago que prolonga mecánicamente el émbolo y juntas de estanqueidad apropiadas. El montaje de todo ello, es, por lo común, sujeto mediante cuatro tirantes.

El tubo es de acero, frecuentemente, estirado o barra perforada, siendo su superficie interna pulimentada con un acabado extremadamente fino, lapeado. El vástago y el émbolo son de acero laminado sacado fino, rectificado. La estanqueidad se consigue mediante juntas que reducen las fugas ente el émbolo y las paredes de la camisa.

Entre las juntas de estanqueidad destacan los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas a su alrededor.

Opcionalmente deberá atenderse a la purga del aire para ventilar el cilindro, operación necesaria para eliminar las bolsas de aire existentes en él, al poner en marcha la instalación por primera vez, teniendo la precaución de que la purga se encuentre en la posición más alta.

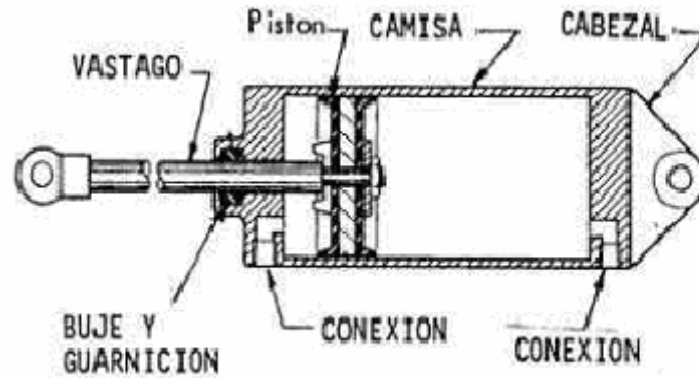


Figura 2.5.21 Partes del cilindro³⁰

2.5.5.1.1 Tipos de cilindros de pistón:

CILINDROS	Simple Efecto	<ul style="list-style-type: none"> - Sin recuperación interna. - Con recuperación interna. 	
	Doble Efecto	<ul style="list-style-type: none"> - Vástago simple. - Diferencial. 	<ul style="list-style-type: none"> - Con o sin amortiguación trasera y delantera

Tabla 2.5.4 Tipos de Cilindros

2.5.5.2 Cilindro de simple efecto:

Los cilindros de simple efecto retroceden o se recuperan por resorte o por una fuerza exterior definida, teniendo una sola carrera de trabajo. Reciben solamente por una de sus caras el caudal que proviene de la bomba, es decir, tiene una sola conexión de fluido para mover el pistón.

Por consiguiente, estos cilindros pueden transmitir fuerzas solamente en un único sentido.

³⁰ SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica.

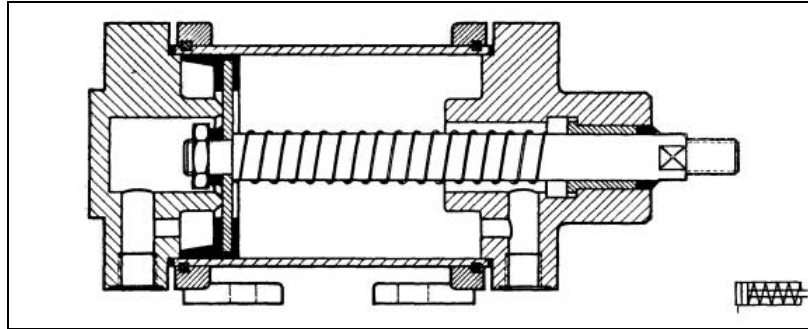


Figura 2.5.22 Cilindro de Simple Efecto³¹

2.5.5.3 Cilindros de doble efecto:

En los cilindros de doble efecto, vástago simple, las carreras de avance y de retroceso se consiguen porque el aceite a presión puede entrar por cualquier lado del émbolo, en donde el aceite ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro y provoca, en consecuencia, el movimiento del pistón hacia uno u otro sentido. Es decir, dispone de dos conexiones independientes entre sí para la entrada del aceite.

Supongamos, que en la carrera de avance, el líquido entra a presión por el lado izquierdo del cilindro y actúa en el lado del émbolo. Por consiguiente habrá una presión que desplaza el émbolo hacia la derecha y hace salir el vástago. El fluido hidráulico que se encuentra en el lado del vástago es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

Para el retroceso el aceite a presión penetraría por el lado contrario, o sea, se introduce en el cilindro por la derecha. El émbolo se desplaza y el vástago entra. El aceite hidráulico que se encuentra en el lado del émbolo, es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

De lo dicho se puede observar que, en el proceso de retroceso, la superficie del émbolo es menor que en el de avance, debido al área de la sección transversal del vástago, por consiguiente la fuerza de tracción es menor que la de empuje.

³¹ Manual de Oleohidráulica, Vickers.

La carrera de avance es más lenta pero capaz de ejercer mayor fuerza que cuando retrocede el émbolo con el vástago.

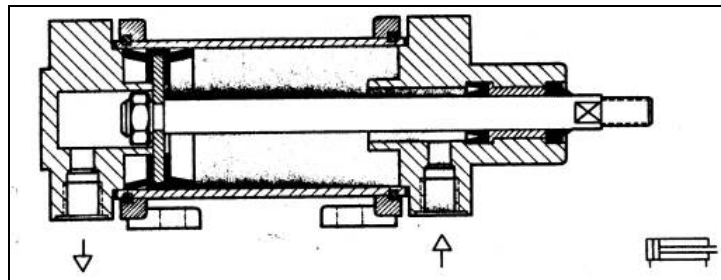


Figura 2.5.23 Cilindro de Doble Efecto³²

2.5.5.4 Cilindro diferencial:

Este cilindro presenta la misma apariencia externa que un cilindro de doble efecto normal. Su diferencia estriba en que la sección del émbolo es exactamente igual al doble de la del vástago. Por consiguiente, para una misma presión la fuerza desarrollada en la salida del vástago es justamente dos veces mayor que en la entrada.

Al ser las cámaras a llenar iguales, pero de distinto volumen dada las diferencias de áreas, las velocidades de carrera son inversamente proporcionales a la superficie.

2.5.5.5 Cilindros con amortiguación:

No es conveniente el choque de la cabeza del émbolo con las tapas externas de los cilindros por lo que se recomienda no sobrepasar la velocidad de 10 m/min., o aunque sean para velocidades superiores o inferiores con desplazamiento de masas de cierta consideración, es aconsejable colocar dispositivos de frenado para evitar daños mecánicos a las estructuras y a los mecanismos incluyendo en los cilindros amortiguación interna, con ellos se pueden trabajar a velocidades de hasta 30 m/min. Bajo demanda es posible alcanzar velocidades de hasta 100 m/min.

³² Manual Oleohidráulica Industrial, Vickers.

Normalmente los cilindros de doble efecto llevan cuatro sistemas de amortiguación para el frenado de fin de carrera, con el objeto de obtener una deceleración de la velocidad del vástago hasta su frenado.

Existen o se dan cuatro tipos de amortiguación:

- Fija, en un solo sentido del pistón.
- Fija, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en un solo sentido del pistón.

El control del grado de amortiguación se realiza desde el exterior mediante un tornillo regulable que sirve para fijar previamente la presión de frenado. El principio de funcionamiento, mayormente utilizado para la amortiguación, se basa en crear una cámara de fluido entre la cabeza del pistón y la tapa, antes de que el pistón efectúe todo su recorrido, de forma que el aceite contenido en dicha cámara se le permita descargar lentamente, por estrangulación, a través de un orificio de paso variable. La energía cinética que posee el cilindro es absorbida por el aceite atrapado en dicha cámara, hasta su total evacuación, con el consiguiente cambio de la velocidad que disminuirá progresivamente hasta el final del recorrido dando lugar al frenado.

2.5.6 Esquemas básicos

2.5.6.1 Mando de un cilindro de simple efecto

El vástago de un cilindro de simple efecto debe salir al accionar un pulsador y regresar inmediatamente al soltarlo.

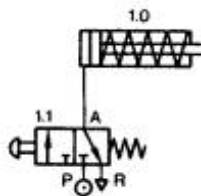


Figura 2.5.24 Mando de un cilindro de simple efecto³³

³³ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

Para realizar este mando se precisa una válvula distribuidora 3/2 cerrada en posición de reposo. Al accionar dicha válvula, el aire comprimido pasa de P hacia A; el conducto R está cerrado. Por el efecto del muelle de reposición de la válvula, el cilindro se pone en escape de A hacia R; el empalme de alimentación P se cierra.

2.5.6.2 Mando de un cilindro de doble efecto

El vástago de un cilindro de doble efecto debe salir o entrar según se accione una válvula.

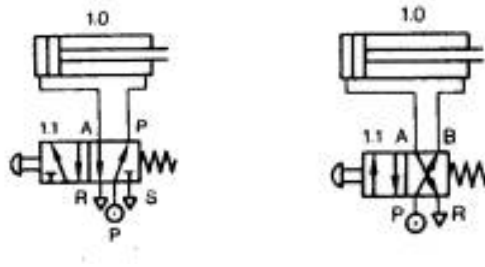


Figura 2.5.25 Mando cilindro de doble efecto ³⁴

Este mando de cilindro puede realizarse tanto con una válvula distribuidora 4/2 como con una 5/2. La unión de los conductos de P hacia B y de A hacia R en la 4/2 mantiene el vástago entrado en la posición final de carrera. Al accionar el botón de la válvula se establece la unión de P hacia A y de B hacia R. El vástago del cilindro se mueve hasta la posición final de carrera. Al soltar el botón, el muelle recuperador de la válvula hace regresar ésta a la posición Inicial. El vástago del cilindro vuelve a entrar hasta la posición final de carrera.

Si se emplea una válvula distribuidora 5/2, el escape se realiza por R ó S. Para regular la velocidad, basta incorporar válvulas de estrangulación.

³⁴ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

CAPITULO 3.

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 Características de Funcionalidad.

Se busca que cada elemento que va a ser parte de la máquina compactadora de alimento presente la mayor eficiencia en las funciones que le corresponde, es decir, debe ser práctico, eficaz y utilitario.

3.1.1 Facilidad de alimentación de la materia prima.

La dosificación ó alimentación puede practicarse, o bien manualmente, por sacos previamente ajustados, o bien por pesado de los ingredientes que intervienen en la conformación del producto comprimido, con ayuda de un número considerable de sistemas apropiados, o bien, finalmente, por combinación de ambos métodos.

La cuestión es saber que sistema de alimentación en tal o cual caso. Aún que sea un poco difícil contestar esta pregunta con exactitud pueden, sin embargo, darse las siguientes reglas generales de modo de hacer la dosificación en función de:

- Tonelaje tratado por el fabricante
- Precisión requerida
- Agilidad exigida.

En nuestro caso la industria es pequeña lo cual con lleva a limitarse a lo dosificación manual con sacos sobre la premezcla. No obstante, como la composición del bloque multinutricional se produce según fórmulas simplificadas al máximo, nos interesa acudir a la dosificación por báscula, sencilla y económica.

Por esta razón la alimentación de materia prima hacia la máquina se lo hará mediante una celda de dosificación (tolva).

Las celdas de dosificación son capacidades que forman parte integrante del sistema de dosificación. Se diferencian netamente, por su función que condicionan sus características, de las capacidades de almacenamiento. Su volumen y su número quedan determinados por el estudio previo que acabamos de hacer, por lo que sus características son diferentes según los productos para cuya dosificación sirven.

Para nuestro caso debemos tomar en cuenta que la celda de dosificación debe de ser para productos de difícil deslizamiento, es decir, para productos pulverulentos.

Existen determinados productos cuya dosificación es difícil. Señalaremos determinadas harinas de animales muy grasas, en raíces en harina, las algarrobas, la sal.

En la composición del bloque multinutricional se trabaja sobre premezclas, es decir que tendremos que dosificar algunos productos en esta forma; si, por el contrario, trabaja únicamente sobre harinas, todos los depósitos deberán estar equipados.

No cabe duda del problema de la dosificación, según las necesidades requeridas del productor; así que citamos los principales problemas que nos podemos encontrar:

- Algunos de los ingredientes que conforman el bloque multinutricional tienen tendencia, bajo influencia de la presión, a bloquearse en masa, a adherirse a lo largo de las paredes de la matriz, y sobre todo a nivel de la tolva, el fenómeno de abovedado.
- Como consecuencia del citado inconveniente, determinadas masas premezcladas pueden quedar suspendidas en los ángulos de la tolva durante mucho tiempo. Corren el peligro de fermentar y de contaminar fabricaciones sucesivas.
- Finalmente, es sabido que muchos productos premezclados, almacenados incluso muy poco tiempo, cogen temperatura por lo cual puede causar un cambio en las propiedades físico químicas de los productos a ser compactados

El instalador deberá, pues, conocer a fondo el problema plantado por cada producto y evitar los citados tropiezos. Se seguirán con provecho los

consejos dados en las obras que tratan del almacenamiento de los ingredientes.

He aquí algunos consejos que deben presidir a la construcción de la tolva:

1. La superficie del orificio de base será al menos igual a la mitad de la sección de la tolva.
2. Las pendientes en la parte inferior están frente a frente, serán siempre asimétricas en por lo menos 10° . La menor pendiente formará un ángulo de 70° con la horizontal.
3. Se evitara las pendientes adyacentes que con la horizontal formen un ángulo inferior a 70° .
4. El lado de la tolva pequeña de sección cuadrada tendrá 0,4 a 0,6m, así como el diámetro de la tolva de sección redonda.
5. La anchura de la tolva pequeña tendrá de 0,20 a 0,40 m.
6. Con esta variación la altura de la tolva estará entre 1 a 2m, sólo tendrá escasa influencia.
7. Todos los ángulos de las aristas verticales tendrán un chaflán de, por lo menos, 0,05m de radio. El radio de los ángulos de arista horizontal será igual al tercio de la anchura de la tolva.
8. Los resultados de los cálculos de los esfuerzos habituales tienen menos importancia que la concepción de la tolva, y particularmente, de las partes bajas, que deberán ser masivas. Las vigas, de secciones trapezoidales, que forman el recuadro en la base, son más racionales y económicas.
9. Finalmente, se tomarán las medidas necesarias para evitar que la estructura de la celda esté sometido a vibraciones.

Se evitarán las tolvas con escasa sección en relación con la altura. Se puede considerar como una buena proporción, aquella en que la altura no es nunca superior a cuatro veces al lado o el diámetro. Se preferirán ángulos las secciones que no presenten ángulos demasiados cerrados.

3.1.2 Obtención de los parámetros de prueba.

Los parámetros de prueba para la elaboración del diseño y posteriormente la construcción de la máquina y su respectiva importancia cuantificada se detallara a continuación:

Funcionalidad.

La funcionalidad que va a operar la prensa es su mayor parámetro, la variedad de operaciones que se pueden realizar, la facilidad de acoplamiento de las diversas herramientas de trabajo y la accesibilidad al área de trabajo, determina la funcionalidad de la máquina. Su puntaje es de 5.

Rendimiento.

Dentro de este marco se considera la capacidad de la prensa, la velocidad de desplazamiento del pistón, el área de trabajo disponible, este parámetro es aplicable principalmente al sistema hidráulico. Su puntaje asignado es de 4 puntos.

Mantenimiento.

Es necesario seleccionar elementos simples, de fácil mantenimiento y cuyos repuestos y accesorios sean de fácil adquisición en el mercado local en caso de ser requerido. Se le asigna un puntaje de 4 puntos.

Fiabilidad.

Se refiere al funcionamiento satisfactorio de la máquina en cualquier condición de trabajo. Su valor asignado es de 2 puntos.

Operación de control.

Pese al amplio campo de aplicación de la prensa hidráulica es necesario que su funcionamiento sea simple, y de igual manera su operación. Se asigna un puntaje de 4.

Rigidez.

De la rigidez del bastidor depende el correcto funcionamiento de la máquina, calidad del trabajo realizado y la vida útil de las herramientas utilizadas. Por tanto se debe tener rangos sumamente bajos, en cuanto a la deformación de sus elementos. Por su importancia el puntaje es de 4 puntos.

Dentro del aspecto económico es necesario determinar un valor estimado para cada alternativa, este valor se obtendrá teniendo en cuenta los factores que a continuación se enuncian.

Materiales.

Un diseño económico requiere de una selección de materiales de fácil adquisición y de buenas propiedades mecánicas, además las dimensiones de estos materiales de gran importancia con el fin de evitar desperdicios. Se puede citar como ejemplo de economía en cuanto a materiales el uso de perfiles estructurales, los cuales no precisan de mecanizado adicional y cuya sección esta calculado para máxima resistencia con el mínimo de peso, edemas son las más comunes en el mercado. Se asigna este parámetro con un valor de 5 puntos.

Proceso de fabricación.

Es necesario evitar procesos complicados o que requieran de la utilización de maquinaria sofisticada, esta manera esta economizando tiempo como dinero, que es una de los fines del proyecto. Se aplica este factor a la estructura y se da un valor de 5 puntos.

Tolerancia.

El diseño de una máquina que tiene tolerancias pequeñas, tales como: ejes, bocinas, guías; las mismas que encarecen enormemente el producto, y se debe evitar el uso de este tipo de elementos en el diseño, este factor se refiere principalmente al bastidor. Su puntaje asignado es de 4 puntos.

Existen adicionalmente otros factores que pueden tomarse en cuenta para evaluar las diferentes alternativas y que serán mencionadas en caso de requerirlas

3.1.3 Operatividad del proceso.

La máquina compactadora deberá ser operada por una persona con los suficientes conocimientos de funcionamiento de la máquina, la misma que deberá realizar los trabajos de alimentación de la materia prima, puesta en marcha de la máquina y posteriormente el empaque del producto terminado.

El proceso de compactación, extracción y expulsión del producto es realizado en su totalidad por la máquina, no así, la alimentación y la salida al empaque la cual se la realizara manualmente.

3.1.4 Extracción del producto de la matriz.

Las operaciones que se realizan por medio de corte ya sea de láminas barras y otros perfiles tienen diversos propósitos. En un sentido específico significa separar una pieza con un corte a lo largo de una sola línea retirando desperdicio entre la matriz y el bloque para separarlas.

En el compactado, el corte del bloque multinutricional densificado puede realizarse como un proceso aparte y de forma manual alineando el material conforme sale de la máquina y luego proceder a separarlos en los tamaños más convenientes para su transporte, almacenamiento y venta. Es posible automatizar este proceso diseñando un mecanismo para hacer uso de métodos comunes en la industria.

El corte por cizallado necesita de un punzón y un bloque o matriz de dado. El punzón tiene la misma forma en todo su perímetro que la abertura en el bloque, excepto que es más pequeño en cada lado por una cantidad llamada claro de ruptura. Conforme el punzón entra en el material le empuja hacia abajo dentro de la abertura. Los esfuerzos en el material se vuelven más altos en los filos del punzón y del dado y el material comienza a agrietarse allí. Si el claro de ruptura es correcto las grietas se encuentran unas con otras y la ruptura se completa. Si el claro es demasiado grande o demasiado pequeño, las grietas no se encuentran, debe realizarse un trabajo adicional de corte y resulta una ruptura dispareja. La cantidad

apropiada de claro de ruptura depende de la clase de dureza y espesor con que se compacte los ingredientes.

Conforme el punzón en su curso hacia abajo entra al material, la fuerza ejercida se acumula. Si el claro es correcto, el material se rompe repentinamente cuando el punzón alcanza una penetración definitiva y la fuerza se desvanece; si el claro de rotura no es correcto, la fuerza no cae repentinamente.

Por lo cual el mecanismo seleccionado para este propósito es el cilindro hidráulico de doble efecto, en vista que podemos regular la velocidad de avance del sistema de expulsión.

3.1.5 Expulsión del producto para el empaque.

Debido a que el sistema de expulsión deberá ser semiautomático, y tomando en cuenta que una vez fuera el conjunto (matriz-producto) de la máquina, debemos expulsar el producto terminado de la matriz hacia el rampa para posteriormente proceder al empaque.

Para la ejecución de este trabajo se utilizará un cilindro hidráulico de doble efecto el mismo empujará el bloque multinutricional para separar el mismo de la matriz, en vista que la matriz sale de la máquina con dos paredes unidas al producto terminado, y así terminando con el proceso de compactación, extracción producto-matriz y expulsión del producto.

3.1.6 Mantenimiento.

Todo dispositivo mecánico-electrónico requiere de mantenimiento adecuado para que sus condiciones de funcionamiento sean las adecuadas y no se tenga que realizar manutención.

3.2 Características de Construcción.

Estas características constan de:

- Facilidad de Construcción.
- Costos de Construcción.

3.2.1 Facilidad de construcción.

La construcción de la máquina compactadora se basará en la adquisición de materiales cuyos precios sean accesibles para la empresa, tratando de disponer del mercado nacional en su mayoría, pero determinadas partes deberán ser de procedencia extranjera, ya que su fabricación en el país significaría una alta inversión, por lo que no podría competir con sus similares extranjeras.

3.2.2 Costos de construcción.

Como se mencionó anteriormente existen algunos elementos cuya fabricación exigiría una elevada inversión, tecnología apropiada, escala de producción considerable y mano de obra calificada, por lo que es conveniente importarlos.

3.3 Matriz de decisiones.

Una vez obtenido los parámetros de prueba, se procederá a presentar las diversas alternativas de acuerdo a los resultados obtenidos en la matriz de decisión para cada caso.

3.3.1 Cilindro hidráulico.

Después de analizar los tipos de cilindros, es evidente que el cilindro hidráulico de doble efecto es el mas conveniente para los requerimientos particulares del presente diseño, pues, en primer lugar, se utiliza la potencia del motor tanto para el avance como para el retorno del pistón, Y en segundo lugar la velocidad de retorno del pistón es mayor que la del avance, mejorando el rendimiento total de la máquina en cuanto a productividad se refiere.

3.3.2 Bomba.

Para la selección de una bomba debemos tomar en cuenta que el funcionamiento en si de la bomba será el de un convertidor de energía, generando presión y velocidad en el fluido.

Los factores más importantes que permiten escoger un sistema de bombeo adecuado son: presión última, presión de proceso, velocidad de bombeo, tipo de gases a bombear (la eficiencia de cada bomba varía según el tipo de gas).

Un equipo de bombeo es un transformador de energía, mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc. Y la convierte en energía, que un fluido adquiere en forma de presión, de posición y de velocidad.

Entre los tipos de bombas más destacadas o de mayor importancia para la utilización en nuestro proyecto enunciaremos las siguientes:

3.3.2.1 Bomba de engranes

a) Externos

Produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (motriz), y este hace girar al otro (libre).

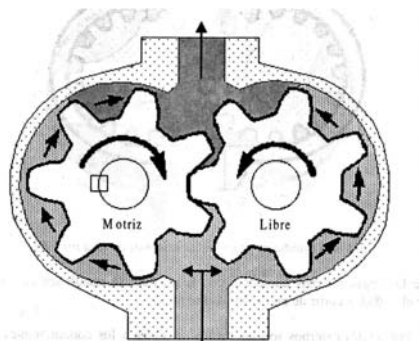


Figura 3.3.1 Bomba de engranes externos de baja presión³⁵

Lo que sucede es el origen de un vacío en la aspiración cuando se separan los dientes, por el aumento del volumen en la cámara de aspiración. En el mismo momento los dientes se van alejando, llevándose el

³⁵ Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers.

fluido en la cámara de aspiración. La impulsión se origina en el extremo opuesto de la bomba por la disminución de volumen que tiene lugar al engranar los dientes separados.

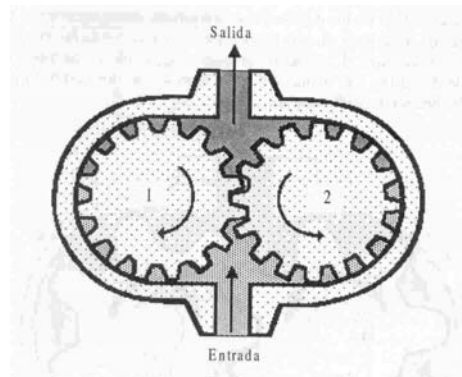


Figura 3.3.2 Bomba de engranajes externos de alta presión³⁶

El tipo de bomba más utilizado son las de engranajes rectos, además de las helicoidales y behelicoidales.

En condiciones óptimas estas bombas pueden llegar a dar un 93% de rendimiento volumétrico.

Son sin lugar a dudas las bombas más ruidosas del mercado. Por ello no se emplean en aplicaciones fijas e interiores, donde su nivel sonoro puede perjudicar a los operarios que las trabajan.

b) Internos.

Están compuestas por dos engranajes, externo e interno. Tienen uno o dos dientes menos que el engranaje exterior. Tienen un desgaste menor por la reducida relación de velocidad existente. Son utilizadas en caudales pequeños. Y pueden ser de dos tipos: semiluna y gerotor.

3.3.2.2 Bombas De Semiluna.

En estas bombas entre los dos engranajes hay una pieza de separación en forma de media luna. Está situada entre los orificios de entrada y salida, donde la holgura es máxima. La estanqueidad se consigue entre el extremo de los dientes y la semiluna; posteriormente en el orificio de salida, los

³⁶ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers

dientes se entrelazan, reducen el volumen y fuerzan a salir el fluido. Estas bombas se emplean actualmente para modelos de dos etapas para presiones superiores a 280 bares.

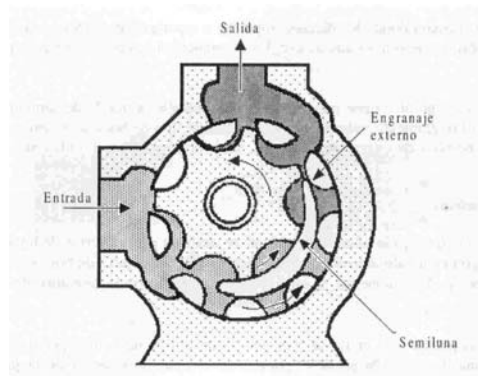


Figura 3.3.3 Bomba de semiluna³⁷

3.3.2.3 Bombas Gerotor

Consiste en un par de engranajes que están siempre en contacto. El rotor interno arrastra al externo que a su vez tiene un diente más, girando en la misma dirección.

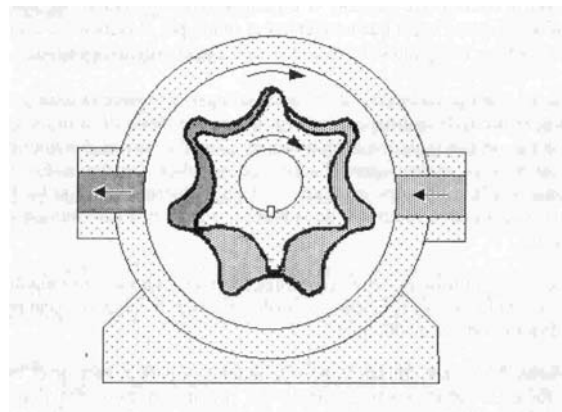


Figura 3.3.4 Bomba gerotor³⁸

El fluido entra a la cámara donde los dientes se separan y es expulsado cuando se entrelazan de nuevo.

3.3.2.4 Bombas de paletas

Un determinado número de paletas se desliza en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un anillo. Las cámaras de bombeo se generan entre las paletas, el rotor y el anillo.

^{37, 2} Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

Durante la rotación, a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un vacío que hace que entre el fluido por el orificio de aspiración. Cuando se reduce el espacio, se ve forzado a salir. La estanqueidad se consigue entre el conjunto paletas-rotor y las placas laterales, así como al ajustar el vértice de las paletas y el anillo.

Normalmente estas bombas no están recomendadas a trabajar en velocidades inferiores a 600 r.p.m.

a) No Compensadas

Aquí el alojamiento es circular y dispone de un solo orificio de aspiración y otro de presión. Teniendo las cámaras opuestas, generan cargas laterales sobre el eje motriz. Y pueden ser de caudal fijo o variable, normalmente usadas a presiones inferiores a 175 bares.

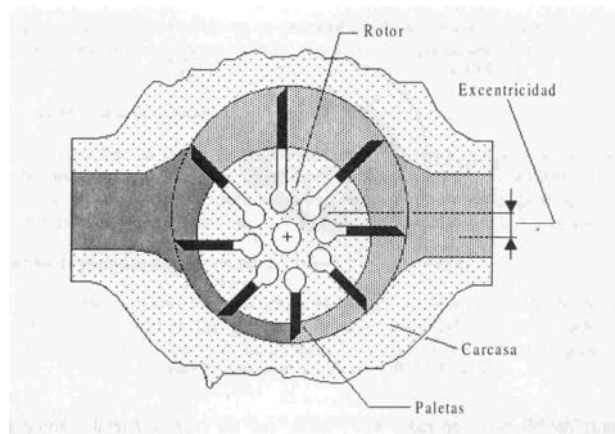


Figura 3.3.5 Bomba de paletas³⁹

b) Compensadas

Sólo existen para caudales fijos, se diferencian en que su anillo es elíptico, lo que permite utilizar dos conjuntos de orificios de aspiración y de impulsión. Los esfuerzos laterales, puesto que las dos cámaras están separadas 180 grados lo que hace que las fuerzas laterales se equilibren.

³⁹ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

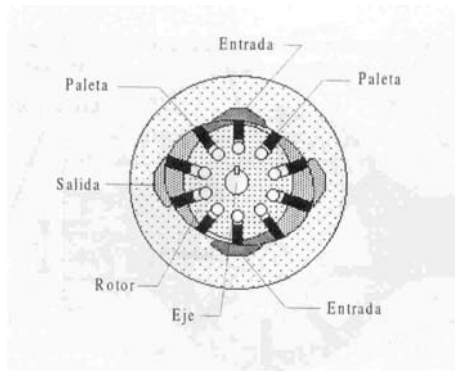


Figura 3.3.6 Bomba de paletas compensadas⁴⁰

c) Fijas

No se utilizan en sistemas hidráulicos por su pequeña cilindrada y por ser ruidosas. Tienen el rotor elíptico, anillo circular y paletas fijas internamente.

3.3.2.5 Bombas De Pistones

Son unidades rotativas, que disponen de conjuntos pistón-cilindro. Parte del mecanismo gira alrededor de un eje motor que crea un movimiento oscilante del pistón, haciendo que este aspira el fluido hacia el interior del cilindro en la carrera de expansión y expulsarlo en la carrera de compresión.

a) Axiales

Los pistones en estas bombas oscilan axialmente, es decir paralelos al eje así que el movimiento rotativo del eje motriz se convierte en un movimiento axial oscilante de los pistones. Suelen utilizar varios pistones y válvulas de retención.

⁴⁰ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

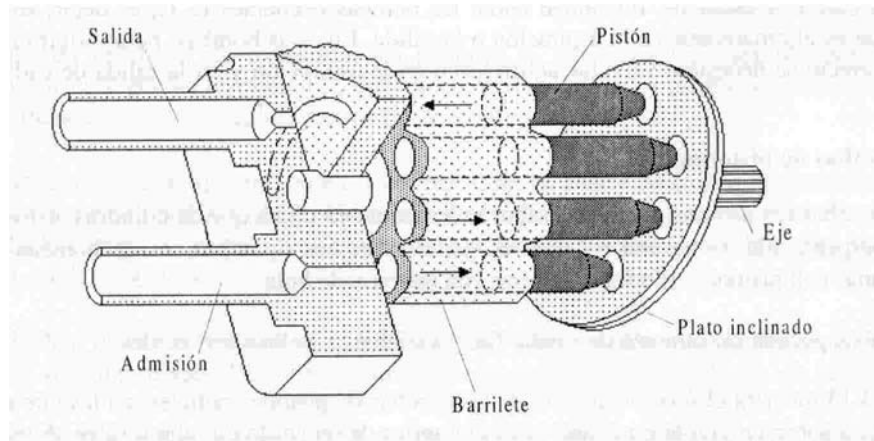


Figura 3.3.7 Bomba de pistones axiales⁴¹

b) Radiales

En estas bombas los pistones están ubicados radialmente en un bloque de cilindros, y se mueven perpendicularmente con relación al eje. Dos tipos básicos de bombas de pistones radiales son los de caudal fijo y caudal variable.

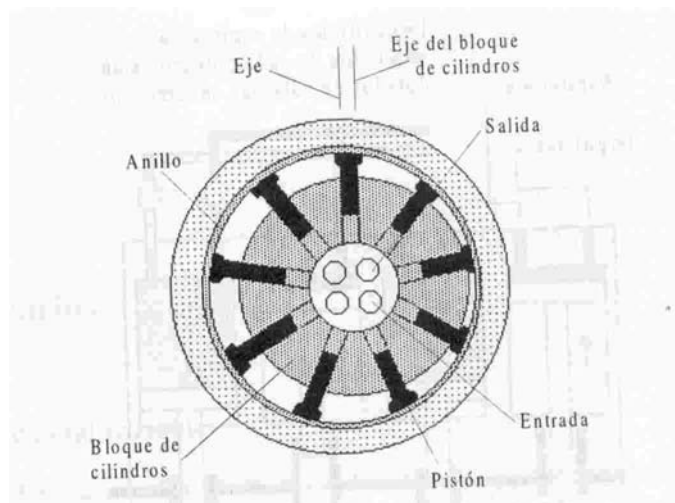


Figura 3.3.8 Bomba de pistones radiales⁴²

Esta figura muestra el bloque de cilindros que gira sobre un pivote estacionario en el interior de un anillo circular o rotor. A medida que el bloque gira, el pistón sigue la superficie interna del anillo.

^{41,2} Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers

c) Oscilantes

Al igual que un motor de explosión, los pistones se mueven en un sentido por el esfuerzo transmitido por un cigüeñal, una excentricidad del eje o un plato. La diferencia entre estas comparaciones es que lo que en el motor de explosión es el eje de salida, en la bomba es el eje primario por el que recibe la energía; y los pistones del motor son los que en la bomba generarían la presión y el caudal.

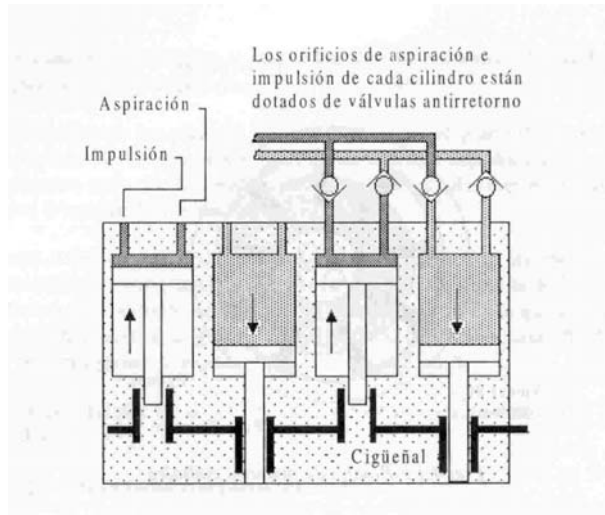


Figura 3.3.9 Bomba de pistones oscilantes⁴³

Estas bombas tienen como ventajas: ofrecen un sistema de estanqueidad mucho mejor entre la entrada y la salida, además que en estas bombas la lubricación de las partes móviles puede hacerse con un fluido distinto al bombeado.

Luego de haber analizado los diferentes tipos de bombas que puedan ser utilizadas en el proyecto, procedemos a realizar la matriz de decisión, la misma que nos indicara cual es la mejor alternativa para ser utilizada.

Parámetros	Alternativa			
	Engranajes	Paletas	Pistón	Ideal
Rendimiento	3	3	3	4
Operación y control	3	3	4	4
Mantenimiento	3	3	3	4
Fiabilidad	2	2	2	2
Total	11	11	12	14

⁴³ Manual de Oleohidráulica Industrial, Vickers.

Valor técnico	0,78	0,78	0,85	1
Valor estimado	1,30	1,30	1,40	1
Valor general de operación	0,65	0,65	0,64	1

Tabla 3.3.1 Matriz de decisión para Bomba

Después de analizar las opciones en cuanto a bombas se refiere, se ha llegado a la conclusión que la bomba de engranajes es la indicada no solo por su valor de operación general sino también por su costo siendo así esta la que esta mas acorde a las necesidades del proyecto.

3.3.3 Motor.

Existe en el mercado una gran variedad de motores que pueden ser utilizados como fuentes de potencia en los sistemas hidráulicos, entre estos se pueden anotar: Motores eléctricos, neumáticos, de combustión, de gas. Pero de todos estos, motor eléctrico de corriente alterna que es el que reúne las mejores características, tanto técnicas como económicas.

3.3.4 Válvulas y sistema de control.

Para el presente diseño los tipos de válvulas mencionados en el capítulo dos, son los mas comunes en un sistema de control simple como es el utilizado en una prensa hidráulica.

En cuanto al mecanismo de control, este puede ser manual, automático, semiautomático o mixto. Para las aplicaciones que va ha tener la prensa, el sistema "Semiautomático" es el mas recomendable.

3.3.5 Fluido hidráulico.

El fluido hidráulico, que casi siempre se utiliza es el aceite hidráulico, debe cumplir ciertos requisitos en cuanto a viscosidad, resistencia de película, resistencia a la formación de emulsiones y estabilidad química. Pero su selección queda determinada por las especificaciones y recomendaciones técnicas dadas por el fabricante de la bomba.

3.3.6 Bastidor.

Luego de haber revisado las tres alternativas en el capítulo 2.3.1, en cuanto se refiera a los bastidores más utilizados dentro de industria ecuatoriana, de las cuales por medio de una matriz de decisión escogeremos la más conveniente para nuestro proyecto.

Parámetros	Alternativa			
	Cuello de cisne	Columnas	Montante	Ideal
Funcionalidad	4	4	5	5
Mantenimiento	3	2	3	3
Fiabilidad	2	2	1	2
Rigidez	3	3	2	4
Total	12	11	11	14
Valor técnico	0,85	0,78	0,78	1
Material	3	3	5	5
Proceso	3	3	4	5
Tolerancia	3	2	4	4
Peso	2	3	3	3
Total	11	11	16	17
Valor estimado	1,55	1,55	1,06	1
Valor general de operación	0,54	0,50	0,74	1

Tabla 3.3.2 Matriz de decisión para Bastidor

3.4 Evaluación de alternativas y especificaciones de una solución.

En conclusión, se puede definir que la alternativa más económica y funcional como: una prensa hidráulica con bastidor de cuatro montantes con mesa de compresión fija y matriz cambiable que consta de dos cilindros hidráulicos del tipo de doble efecto fijados en lugares que se indicaran posteriormente según la necesidad del diseño. Una bomba hidráulica de engranes accionada por medio de un motor eléctrico, un sistema de mando de control eléctrico, formado por dos válvulas direccionales de cuatro vías y tres posiciones, una válvula de reguladora de presión, un depósito de aceite y un tablero de control.

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MÁQUINA

COMPACTADORA DE ALIMENTO

4.1 Diseño de la máquina.

El diseño de esta máquina se lo hará en dos partes, puesto que se compone de un bastidor y de un sistema hidráulico; pero estos componentes son independientes de la prensa, y su única relación es la capacidad final de la misma, se diseñará primeramente el bastidor y sus elementos, para luego proceder al diseño y selección de las partes del sistema hidráulico.

4.1.1 Diseño estructural de la máquina.

4.1.1.1 Diseño del bastidor

En la figura 4.1.1 se representa un esquema del bastidor con sus principales elementos, los cuales deben ser diseñados y seleccionados en el presente capítulo.

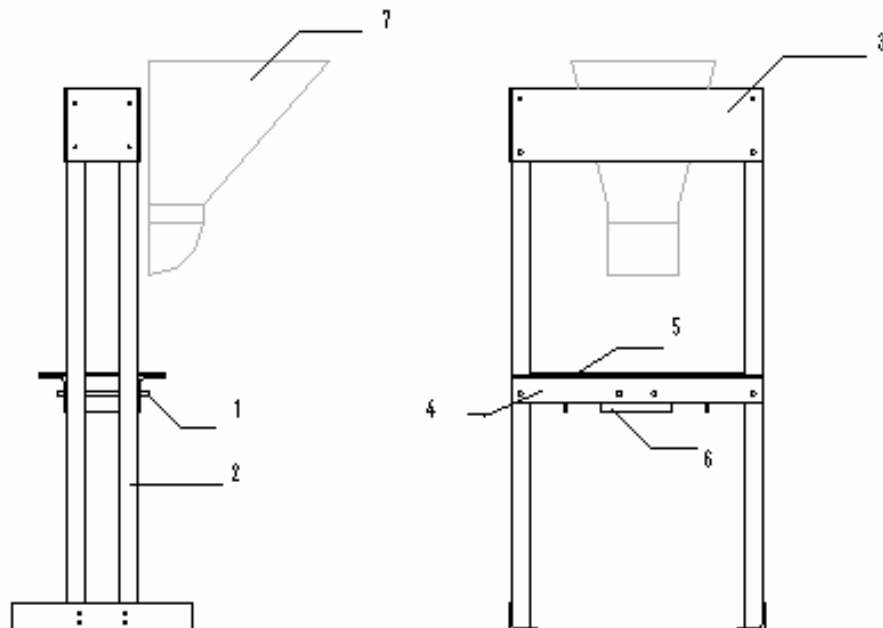


Figura 4.1.1 Elementos del bastidor

1. Pasadores de apoyo de la mesa de compresión
2. Montantes
3. Capitel
4. Soporte de la mesa de compresión.
5. Mesa de compresión.
6. Soporte cilindro de expulsión
7. Tolva de alimentación (diseño)

4.1.1.1 Pasadores de apoyo de la mesa de compresión

Estos elementos serán diseñados a corte puro, dado la gran rigidez que brinda un límite de deflexión de 1/1500 impuesto. Además, el juego prácticamente nulo entre los montantes y el soporte de mesa de compresión impide que exista flexión en estos elementos. En la figura 4.1.2 se representa la carga actuante sobre los pasadores.

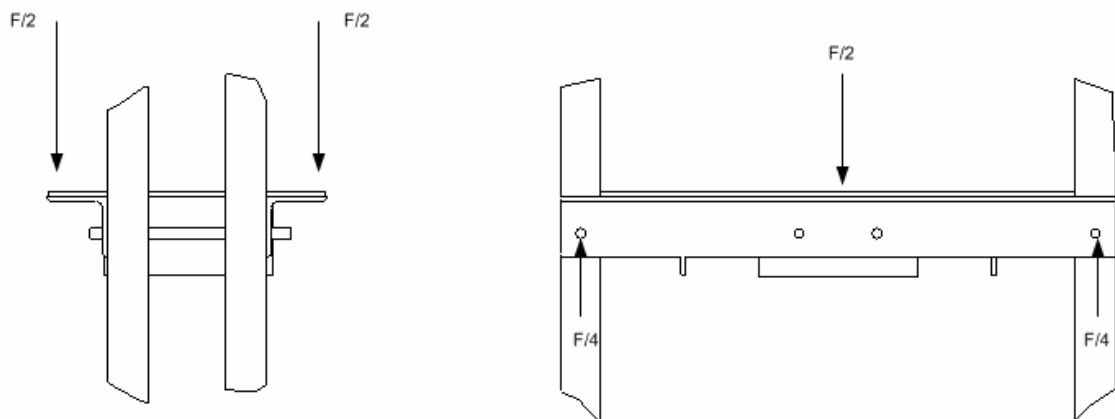


Figura 4.1.2 Carga en los pasadores de apoyo.

Carga en los pasadores de apoyo

La carga total es: 9,8 KN (1 TON) parámetro de diseño y

$$F' = \frac{F}{4}$$

$$F' = 2.45 \text{ KN}$$

El esfuerzo a corte para estos elementos, y su condición de fiabilidad vienen dados por:

$$\tau = \frac{F'}{A} < [\tau] \quad (4-1)$$

La AISC recomienda para miembros sometidos a cortadura utilizar un valor permisible.

$$[\tau] = 0,4 * \sigma_y \quad (4-2)$$

Para la fabricación de los pasadores se utilizará barra de acero C 1018, cuyo límite de fluencia es:

$$\sigma_y = 23.5 \frac{KN}{cm^2}$$

Por tanto:

$$\tau = 9.4 \frac{KN}{cm^2}$$

La sección de pasador es:

$$A = \frac{1}{4} * \pi * d^2$$

$$\tau = \frac{F'}{\frac{1}{4} * \pi * d^2}$$

Despejando el diámetro:

$$d \geq \sqrt{\frac{F'}{[\tau] * \pi}}$$

$$d \geq 0,486cm$$

Se selecciona un diámetro de $d = 1,27cm$. (0,5plg.) de fácil adquisición en el mercado y que cumple con la resistencia requerida. Ver anexo D

La verificación de la resistencia al aplastamiento del pasador no es necesaria, puesto que material empleado es de mejores propiedades mecánicas que el acero estructural A-36 que se utilizará en los elementos del bastidor.

4.1.1.1.2 Montantes

Como ya se indicó, el bastidor debe constar de cuatro montantes. En la figura 4.1.3 se encuentran algunas de las disposiciones que pueden adoptar para los montantes, siempre empleando perfiles de acero estructural A-36, y para las dimensiones dadas de la mesa de compresión.

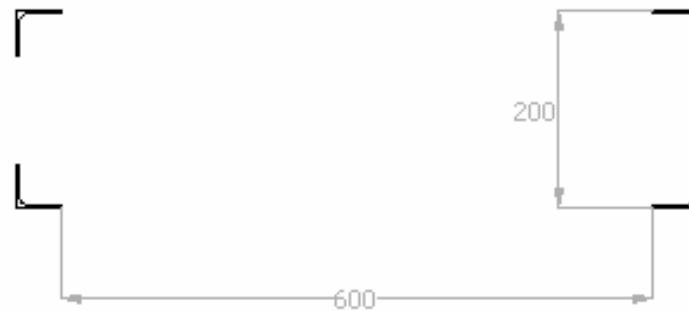


Figura 4.1.3 Disposición de los montantes

Según se muestra en la figura 4.1.4, la carga total se divide entre cuatro montantes, produciéndose en un esfuerzo de tracción de los mismos.

Para miembros sometidos a tensión con agujeros para pasadores, la AISC recomienda:

$$(\sigma) = 0,45 * \sigma_y \quad (4-3)$$

Para el acero estructural A-36 el límite de fluencia es:

$$(\sigma) = 11.17 \frac{KN}{cm^2}$$

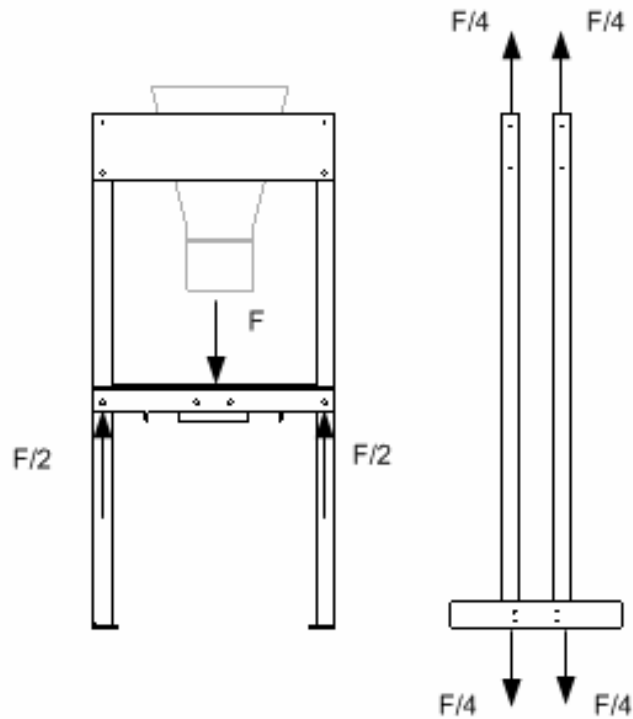


Figura 4.1.4 Carga en los montantes

Carga en los montantes

El área neta necesaria para soportar la carga $F' = \frac{F}{4}$ viene dada por:

$$A_{neta_nec} = \frac{F'}{(\sigma)} \quad (4-4)$$

$$A_{neta_nec} = 0.22 \text{ cm}^2$$

Para determinar el área neta de los agujeros en el perfil, se recomienda aumentar 0,318 cm. (1/8 plg.) al diámetro del pasador.

$$A_{ag} = (d + 0.318) * tw \quad (4-5)$$

Asumiendo para el alma del perfil un espesor

$$tw = 0.4 \text{ cm.}$$

$$A_{ag} = (1.27 + 0.318) * tw$$

Se tiene:

$$A_{ag} = 0.635 \text{ cm}^2$$

Requiriendo un área total de:

$$A_{total_req} = A_{neta_nec} + A_{ag} \quad (4-6)$$

$$A_{total_req} = 0.855 \text{ cm}^2$$

Del manual AISC se selecciona un perfil L2x2x1/4 pulg. (Ver Anexo C), cuyas características principales son:

$$A_{total} = 6.0516 \text{ cm}^2$$

$$t_w = 0.635 \text{ cm.}$$

$$r_{min} = 1.54686 \text{ cm.}$$

Calculando el área real del agujero con el espesor del alma del perfil seleccionado:

$$A_{ag_real} = (1.27 + 0.318) * t_w$$

$$A_{ag_real} = 1.008 \text{ cm}^2$$

Y el área total requerida:

$$A_{total_req} = A_{neta_nec} + A_{ag_real}$$

$$A_{total_req} = 1.228 \text{ cm}^2$$

$$A_{total_req} \leq A_{total}$$

Además, según la AISC se debe cumplir que:

$$A_{neta_real} = 0.85 * A_{total} \text{ (4-7)}$$

$$A_{neta_real} = 5.144 \text{ cm}^2$$

$$A_{neta_real} \geq A_{neta_nec} \text{ (4-8)}$$

La esbeltez permisible recomendada por la AISC para miembros principales sometidos a tensión es:

$$\frac{L}{r_{min}} < 240 \text{ (4-9)}$$

Asumiendo para L el valor de la altura total del montante, L=150 cm. se tiene:

$$L = 150 \text{ cm.}$$

$$\frac{L}{r_{min}} = 96.971$$

$$96.971 < 240$$

Cumpléndose el requerimiento de esbeltez dado por la AISC.

Para verificar la deformación longitudinal o elongación unitaria del miembro, se aplica:

$$\varepsilon_{max} = \frac{F'}{E * A} < \frac{1}{1500} \text{ (4-10)}$$

Para el acero E= 20580 KN/cm² (2.1x10⁶ kg./cm²) y

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{50839} < \frac{1}{1500}$$

Es necesario verificar la resistencia del perfil al aplastamiento provocado por la acción del pasador en los agujeros.

Para el aplastamiento simple de partes de acero en contacto en perfiles estructurales se tiene:

$$(\sigma_a) = 18.6 \frac{KN}{cm^2}$$

El esfuerzo de aplastamiento se calcula por:

$$\sigma_a = \frac{F'}{A} \quad (4-11)$$

Donde A es el área proyectada del agujero según muestra la figura 4.5

$$A_{proyec} = tw * d \quad (4-12)$$

$$A_{proyec} = 0.635 * 1.27$$

$$A_{proyec} = 0.806 \text{ cm}^2$$

Reemplazando los valores de $F' = \frac{F}{4}$, y de A en la ecuación (4-11)

$$\sigma_a = \frac{2.45}{0.806}$$

$$\sigma_a = 3.04 \frac{KN}{cm^2}$$

$$\sigma_a < (\sigma_a) \quad (4-13)$$

$$3.04 < 18.6$$

Como se puede apreciar, el perfil seleccionado cumple con el requerimiento de resistencia de aplastamiento.

Dándonos como resultado un factor de seguridad al aplastamiento:

$$FS = \frac{(\sigma_a)}{\sigma_a} \quad (4-14)$$

$$FS = \frac{18.6}{3.04}$$

$$FS = 6$$

4.1.1.1.3 Capitel

Debido a que el cilindro será fijado en la parte central del capitel, este soporta una carga que puede considerarse puntual en el centro del miembro, determinándose que exista flexión en el mismo.

Debido a la pequeña cantidad de carga que este soportará, no justifica hacer el diseño matemático del perfil que soportará la parte central donde estará fijado tanto para el cilindro de compresión como de expulsión, pues se desperdiciaría la mayor parte de él; pero se lo utiliza porque va a existir sobrante de material del soporte de la mesa de compresión.

Por tanto, se procederá a diseñar los elementos formándolos con plancha de acero laminado en caliente A-36, cuyo esfuerzo de fluencia es:

$$\sigma_y = 24.82 \frac{KN}{cm^2}$$

El esfuerzo recomendado por la AISC para esta clase de elementos sometidos a flexión es:

$$[\sigma] = 0,6 * \sigma_y (4-15)$$

$$[\sigma] = 149 \frac{KN}{cm^2}$$

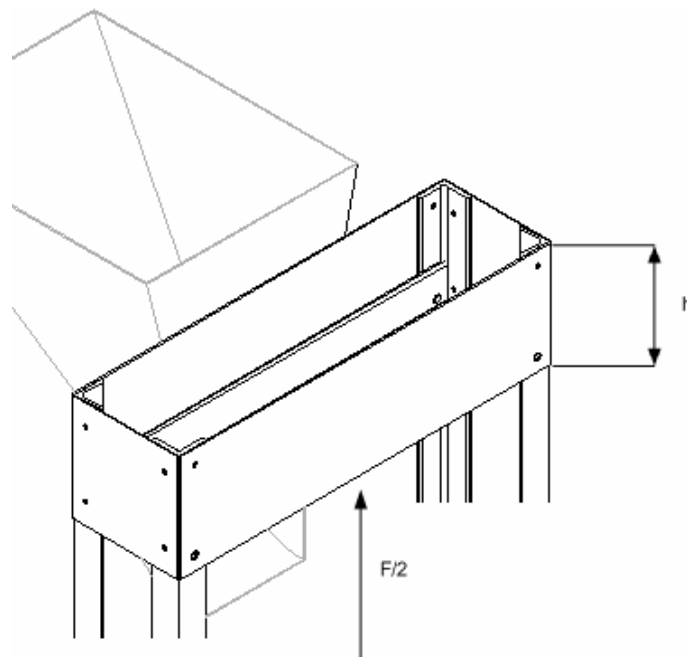


Figura 4.1.5 Cargas que actúan sobre el capitel

Cargas que actúan sobre el capitel

La figura 4.1.7 muestra la disposición del capitel sobre los montantes. El capitel está formado por dos planchas sujetas a los montantes por medio de pernos, y sometidas a las cargas que se indican en la figura.

Los pernos pueden dimensionarse según una de las dos bases siguientes:

1. El rozamiento entre la plancha y el montante, soporta la carga de cizalladura.
2. El perno actúa como pasador y soporta la carga de cizalladura.

En el presente caso, conviene hacer actuar el perno como pasador, de manera que las planchas de capitel puedan considerarse como articuladas con los montantes y no se generen momentos flectores en estos últimos. Sin embargo, para mayor seguridad, se verificará ambos casos.

El cociente de rozamiento entre los elementos de la unión empernada, considerando estos con sus superficies de laminación en bruto, puede considerarse con un valor de 0,25.

El esfuerzo cortante a que está sometida la unión es:

$$F' = \frac{F}{8}$$

$$F' = 1.225 \text{ KN}$$

Y la fuerza de rozamiento entre las superficies de unión está dada por:

$$Fr = \mu * Fi = F'$$

Donde Fi es la fuerza de pretensado necesaria para evitar el deslizamiento.

$$Fi = \frac{F'}{\mu}$$

$$Fi = 4.9 \text{ KN}$$

El pretensado recomendable para los pernos es:

$$Fi = 0.9 * \sigma_p * \left(\frac{\pi * d^2}{4} \right) \quad (4-16)$$

Donde d es el diámetro nominal del perno y σ_p es la carga de prueba del mismo. Para un perno de grado SAE 3, (Ver Anexo D) $\sigma_p = 55.1 \frac{KN}{cm^2}$ lo cual

es equivalente a $5625 \frac{Kg}{cm^2}$

Despejando de la ecuación 4-16, y sustituyendo valores se obtiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F_i}{0.9 * \pi * \sigma_p}}$$

$$d = 0.355 \text{ cm.}$$

Seleccionando un perno de diámetro $\frac{1}{4}$ " (0.635cm.) se satisface el requerimiento de resistencia al pretensado del perno.

El torque requerido para conseguir el pretensado está dado por:

$$T = K * F_i * d$$

Donde K es el cociente de par, para que un diámetro de $\frac{1}{4}$ " UNF es de 0.20 (tabla shigley 8.5 – Ver Anexo E), luego:

$$T = 0.20 * 4.9 * 0.635$$

$$T = 0.348 \text{ KN*cm.}$$

Verificando ahora el perno a cizalladura:

$$\tau = \frac{F'}{A}$$

El área del núcleo del perno es 0.1735 cm^2 luego:

$$\tau = 7.061 \frac{KN}{cm^2}$$

Considerando la carga de prueba del perno como su límite de fluencia, que es ligeramente mayor al valor asumido, el valor permisible para cortadura del perno es:

$$(\tau) = 0.4 * \sigma_p$$

$$(\tau) = 22.04 \frac{KN}{cm^2}$$

Por tanto, queda verificada la resistencia del perno al cizallamiento. Una vez seleccionados los pernos de unión, se procede a diseñar las planchas

del capitel considerándolas como vigas articuladas en sus extremos y sometidas a una carga central F dividida en dos en vista que la carga se distribuye en ambos lados del capitel.

En la figura 4.1.6 se ilustra el diagrama de momento flector correspondiente a este elemento, y cuyo valor máximo está dado por:

$$L = 70. \text{ cm.}$$

$$F = \frac{F}{2}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{F * L}{4} \quad (4-17)$$

$$M_{\text{max}} = 85.946 \text{ KN*cm.}$$

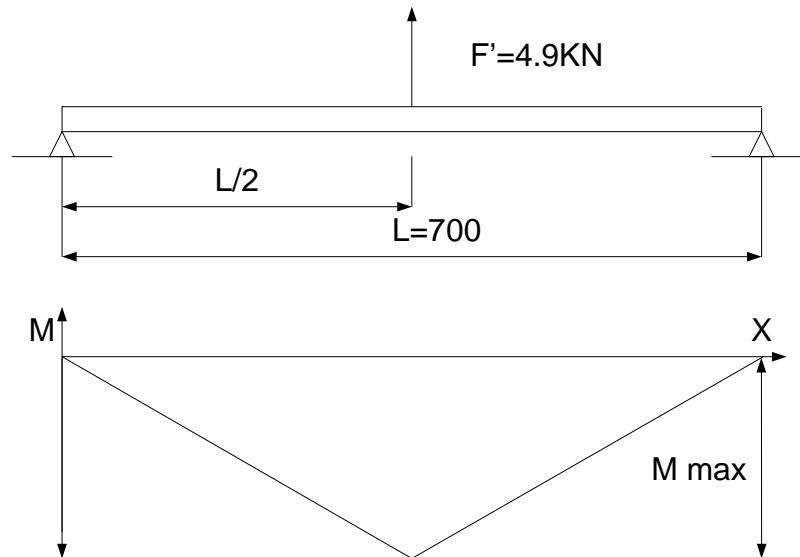


Figura 4.1.6 Diagrama de momento flector del capitel

Momento Flector del Capitel

El esfuerzo provocado por este momento, y la condición de fiabilidad para este miembro vienen dados por:

$$\sigma_b = \frac{M_{\text{max}}}{S_x} \leq [\sigma_b] \quad (4-18)$$

Donde S_x es el módulo de la sección del miembro, y para cuya plancha como se muestra en la ecuación 4.19 es:

$$S_x = \frac{M_{\text{max}}}{\sigma_b} \quad (4-19)$$

$$S_x = \frac{85.946}{14.9}$$

$$S_x = 5.71 \text{ cm}^3$$

Con este valor, debe determinarse el espesor de la plancha t y su altura h . El espesor de la plancha puede obtenerse de verificar el esfuerzo de aplastamiento provocado por los pernos, que esta dado por la ecuación 4-11.

$$\sigma_a = \frac{F'}{A} = [\sigma_a]$$

Despejando A :

$$A \geq \frac{F'}{[\sigma_a]} \quad (4-20)$$

El área proyectada por el agujero está dada por:

$$A = t * d$$

Entonces t es:

$$t = \frac{F'}{d * [\sigma_a]} \quad (4-21)$$

El esfuerzo permisible para el aplastamiento en perfiles laminados en acero de baja aleación es:

$$\sigma_a = 24.8 \frac{KN}{cm^2} = 2530 \frac{Kg}{cm^2}$$

Reemplazando valores en la ecuación 4-21 se tiene:

$$t = 0.139 \text{ cm.}$$

Se selecciona un espesor de la plancha $t = 1/8''$ (0.3175cm.) que puede soportar satisfactoriamente el esfuerzo de aplastamiento, y para este valor:

$$S_x = \frac{t * h^2}{6}$$

$$h \geq \sqrt{\frac{6 * S_x}{t^2}}$$

$$h \geq 18.534 \text{ cm.}$$

Se selecciona una altura de la plancha de 20 cm., para lo cual:

$$Area = 20 * 0.3175 = 6.35 \text{ cm}^2$$

$$Ix = \frac{1}{12} * 0.3175 * 20^2 = 211.667 \text{ cm}^4$$

$$Sx = \frac{0.3175 * 20^2}{6} = 21.167 \text{ cm}^3$$

$$rx = \sqrt{\frac{Ix}{Area}} = 5.774 \text{ cm.}$$

Verificando la deflexión unitaria máxima, esta viene dada por:

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{48} \frac{F' * L^2}{E * I} < \frac{1}{1500} \quad (4-22)$$

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{608273} < \frac{1}{1500}$$

Quedando verificado este requerimiento.

4.1.1.1.4 Soporte para cilindro de compresión

Una vez diseñado el capitel, para el soporte donde estará fijado el cilindro de compresión, se seleccionará el mismo perfil estructural para el soporte de la mesa de compresión.

El momento flector máximo está dado por la ecuación 4-17:

$$M \text{ max} = \frac{F' * L}{4}$$

Donde:

$$F' = \frac{F}{2}$$

$$L = 70 \text{ cm.}$$

Y Mmax es:

$$M \text{ max} = 85.75 \text{ KN*cm.}$$

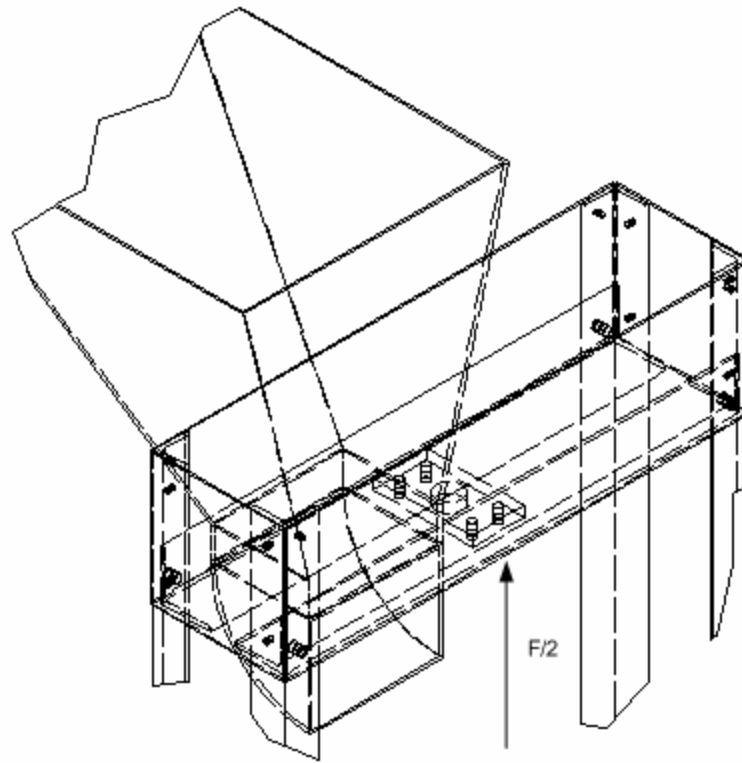


Figura 4.1.7 Soporte cilindro de compresión

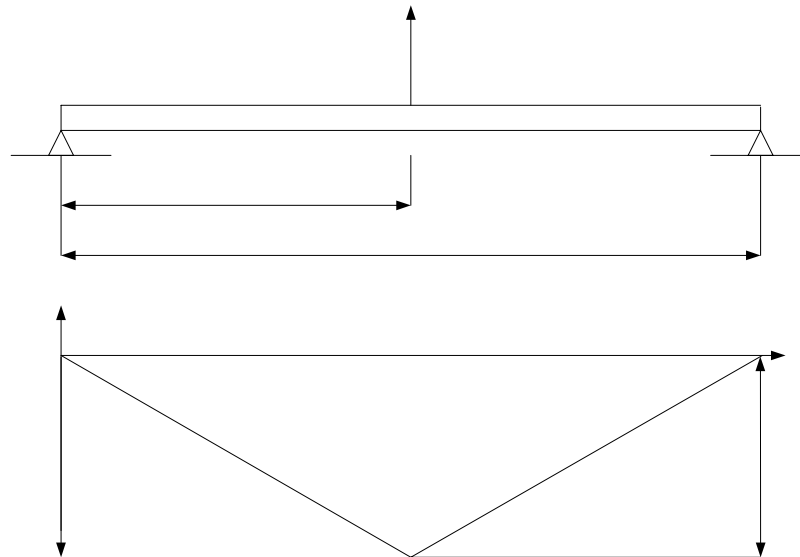


Figura 4.1.8 Diagrama de momento flector del soporte del cilindro de compresión

Se selecciona un perfil tipo de L 3x3x1/4" (Ver Anexo C), el cual tiene una S_x mayor al calculado anteriormente; teniendo los siguientes datos:

$$A = 9.3 \text{ cm}^2$$

$$Y = 2.14 \text{ cm.}$$

$$I_x = 51.613 \text{ cm}^3$$

$$S_x = 9.46 \text{ cm}^4$$

$$b = 7.62 \text{ cm.}$$

$$L = 70 \text{ cm.}$$

Verificando el pandeo lateral en el patín de compresión se tiene:

$$(\sigma b) = 1900 - 0.53 * \left(\frac{L^2}{b^2} \right) \quad (4-23)$$

Donde

$$(\sigma b) = 1895 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y

$$(\sigma b) = 18.57 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

El máximo momento permisible viene dado por:

$$M \text{ max perfil} = S_x * (\sigma b)$$

$$M \text{ max perfil} = 175.682 \text{ KN*cm.}$$

$$M \text{ max perfil} > M \text{ max}$$

Para verificar la deflexión unitaria máxima se debe aplicar la ecuación 4-22, según la cual:

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{48} \frac{F' * L^2}{E * I} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{2124} < \frac{1}{1500}$$

4.1.1.1.5 Soporte de la mesa de compresión

Este elemento está constituido por dos perfiles en acero estructural A-36, cuyo esfuerzo máximo a flexión es:

$$\sigma b = 0.6 * \sigma_y$$

$$\sigma b = 14.9 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Su forma, disposición, y las cargas que soporta están indicadas en la figura 4.1.9

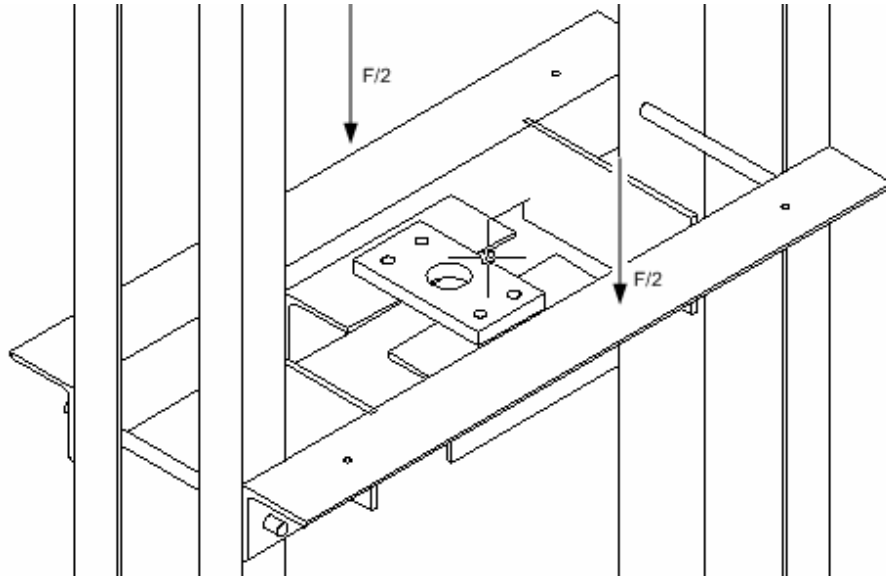


Figura 4.1.9 Forma y disposición del soporte de la mesa de compresión.

Aunque por presencia de la mesa de compresión, este miembro podría considerarse como viga uniformemente cargada en toda su longitud, debida al hecho que eventualmente se trabajará directamente sobre el soporte, sin utilizar la mesa de compresión, la solución más confiable es considerar cada plancha como una viga simplemente apoyada en sus extremos y sometida a una carga concentrada aplicada en el centro, y cuyo diagrama de momentos está indicado en la figura 4.1.10

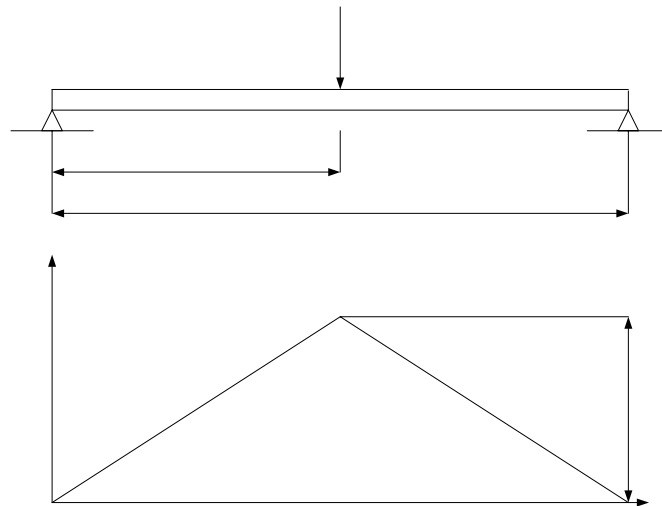


Figura 4.1.10 Diagrama del momento flector del soporte de la mesa de compresión.

El momento flector máximo está dado por la ecuación 4-17:

$$M_{\max} = \frac{F' \cdot L}{4}$$

Donde:

$$F' = \frac{F}{2}$$

$$L = 70 \text{ cm.}$$

Y M_{\max} es:

$$M_{\max} = 85.75 \text{ KN} \cdot \text{cm.}$$

El ancho de las alas del perfil, está determinado por las dimensiones de la mesa de compresión.

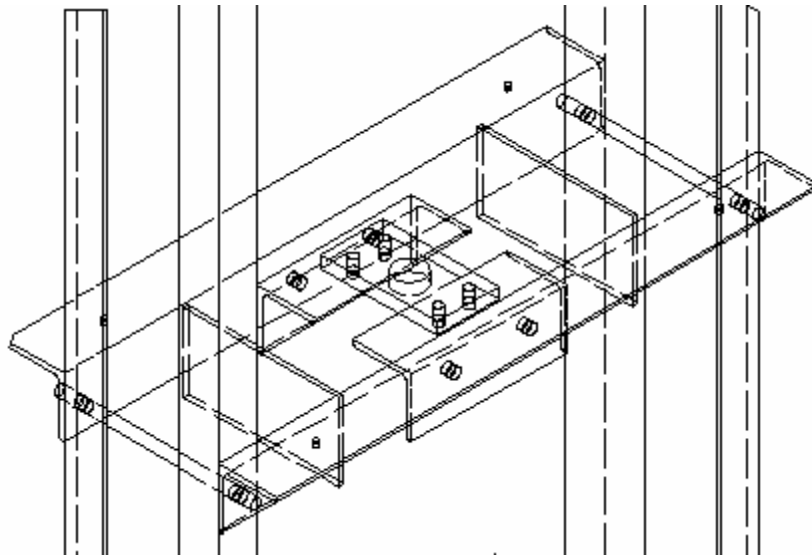


Figura 4.1.11 Perfil para soporte de la mesa de compresión.

Aplicando la ecuación 4-19 se obtiene el valor máximo requerido para el módulo de la sección S_x del perfil:

$$S_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

$$S_x \geq 5.755 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil tipo de L 3x3x1/4" (Ver Anexo C), el cual tiene una S_x mayor al calculado anteriormente; teniendo los siguientes datos:

$$A = 9.3 \text{ cm}^2$$

$$Y = 2.14 \text{ cm.}$$

$$I_x = 51.613 \text{ cm}^4$$

$$S_x = 9.46 \text{ cm}^3$$

$$b = 7.62 \text{ cm.}$$

$$L = 70 \text{ cm.}$$

Verificando el pandeo lateral en el patín de compresión se tiene:

$$(\sigma b) = 1900 - 0.53 * \left(\frac{L^2}{b^2} \right)$$

Donde

$$(\sigma b) = 1895 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y

$$(\sigma b) = 18.57 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

El máximo momento permisible viene dado por:

$$M \text{ max perfil} = S_x * (\sigma b)$$

$$M \text{ max perfil} = 175.682 \text{ KN*cm.}$$

$$M \text{ max perfil} > M \text{ max}$$

Para verificar la deflexión unitaria máxima se debe aplicar la ecuación 4-22, según la cual:

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{48} \frac{F' * L^2}{E * I} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{2124} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \text{ max} < \varepsilon$$

Resta verificar la resistencia del miembro al aplastamiento provocado por el pasador. El esfuerzo de aplastamiento viene dado por la ecuación 4-11:

$$\sigma a = \frac{F'}{A} = [\sigma a]$$

Donde A es el área proyectada del agujero:

$$A = t * d$$

$$A = 0.635 * 1.27$$

$$A = 0.80645 \text{ cm}^2$$

Entonces,

$$\sigma a = 6.08 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo permisible para el aplastamiento en perfiles laminados en acero de baja aleación es:

$$[\sigma_a] = 24.8 \frac{KN}{cm^2}$$

Valor mayor al esfuerzo aplicado.

Teniendo entonces con un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{[\sigma_a]}{\sigma_a}$$

$$FS = 4$$

4.1.1.1.6 Mesa de Compresión

La mesa de compresión es una placa apoyada sobre el soporte y debidamente sujeta al mismo. Es necesario realizar dos tipos de verificaciones para determinar el espesor de la plancha:

En primer lugar, hay que verificar a corte donde la mesa se apoya en los soportes. Según se muestra en la figura 4.1.12, la carga total F está aplicada en el centro de la mesa, y es la resultante de la cara distribuida sobre la superficie de la mesa.

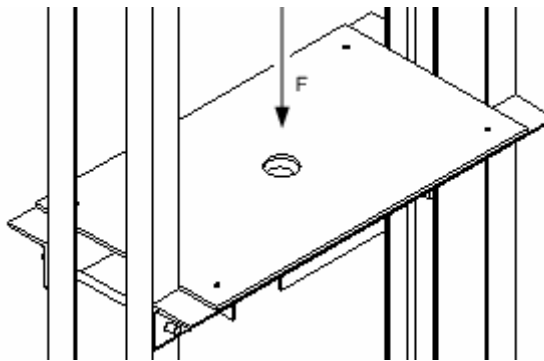


Figura 4.1.12 Cargas sobre la mesa de compresión

El área total sometida a corte es:

$$A = 2*(t*60)$$

El material a utilizarse es el mismo utilizado en los dos miembros anteriormente diseñados, cuyo límite de fluencia es:

$$\sigma_y = 24.82 \frac{KN}{cm^2}$$

Y el esfuerzo admisible a cizalladura según la ecuación 4-2 es:

$$[\tau] = 0,4 * \sigma_y$$

$$[\tau] = 9.92 \frac{KN}{cm^2}$$

Es esfuerzo de cizalladura ocasionado por la aplicación de la carga está dado por la ecuación 4-1:

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

Para un espesor de la plancha $t = 0.635 \text{ cm}$. ($1/4''$):

$$A = 60 * (t_{\text{perfil}} + t_{\text{plancha}})$$

$$A = 76.2 \text{ cm}^2$$

Y

$$\tau = 0.13 \frac{KN}{cm^2}$$

Este valor es menor al esfuerzo admisible de la plancha seleccionada.

$$\tau < [\tau]$$

En segundo lugar, se debe verificar la resistencia del miembro a la flexión. Considerando la plancha como una viga simplemente apoyada, su diagrama de momento flector se muestra en la figura 4.1.13

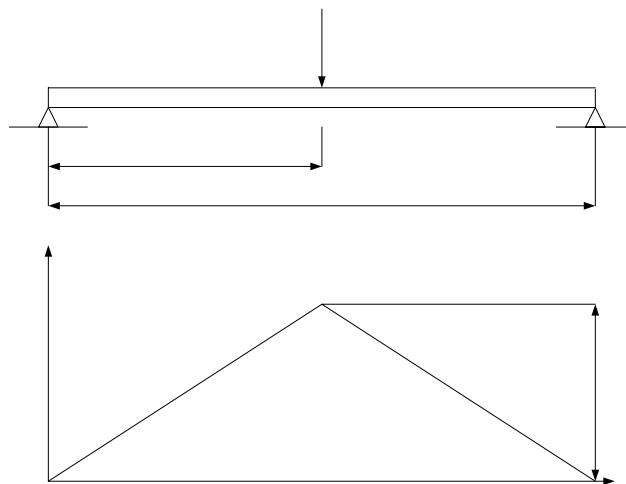


Figura 4.1.13 Diagrama de momento flector de la mesa de compresión

El momento flector máximo es:

$$F = 9.8 \text{ KN}$$

$$L = 20 \text{ cm}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{(F * L)}{4}$$

$$M_{\text{max}} = 49 \text{ KN*cm.}$$

Y es esfuerzo de flexión provocado por la carga F y la condición de fiabilidad para el miembro están dadas por la ecuación 4-18, y de la ecuación 4-19 se obtiene el valor mínimo requerido para el módulo de la sección S_x :

$$[\sigma_b] = 14.9 \frac{KN}{cm^2}$$

$$S_x = \frac{M \max}{[\sigma_b]}$$

$$S_x = 3.29 \text{ cm}^3$$

Para el espesor seleccionado de la plancha se obtiene el valor de S_x :

$$b = 7.62 \text{ cm. (Ancho del ala del perfil)}$$

$$S_x = \frac{(b * t^2)}{6}$$

Por tanto, es necesario determinar un espesor mayor que cumpla con la sollicitación de flexión de la plancha. Este espesor sería:

$$t = \sqrt{\frac{6 * S_x}{b}}$$

$$t = 1.61 \text{ cm.}$$

Sin embargo, y puesto que este último valor calculado es sumamente grande, es posible aumentar la rigidez de la plancha mediante la adición de perfiles rigidizadores en su parte inferior, de manera que, utilizando las mismas platinas de los montantes, estos podrían quedar dispuestos como se muestra en la figura 4.1.14

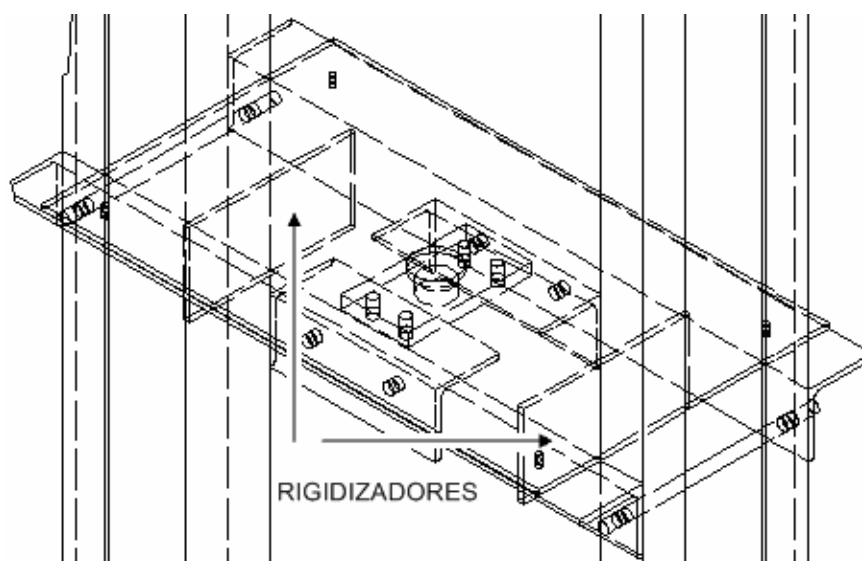


Figura 4.1.14 Sección transversal de la mesa de compresión

Tomando como referencia el plano inferior de la sección, se localiza el centroide de la misma a una distancia Y' de dicho plano.

$$Y' = \frac{(A1 * Y1 + 2 * A2 * Y2)}{(A1 + 2 * A2)} \quad (4-24)$$

Para la placa de mesa de compresión:

$$A1 = 0.635 * 60 = 38.1 \text{ cm}^2$$

$$I1 = \frac{1}{12} * 60 * 0.635^3 = 1.28 \text{ cm}^4$$

$$Y1 = 10.3175 \text{ cm.}$$

Y para los rigidizadores:

$$A2 = 0.635 * 10 = 6.35 \text{ cm}^2$$

$$I = \frac{1}{12} * 0.635 * 10^3 = 52.92 \text{ cm}^4$$

$$Y2 = 5 \text{ cm.}$$

Entonces:

$$Y' = 8.988 \text{ cm.}$$

El momento de inercia con respecto al eje x-x viene dado por:

$$Ix = I1 + A1 * d1^2 + 2 * I2 + 2 * A2 * d2^2 \quad (4-25)$$

Donde

$$d1 = Y1 - Y'$$

$$d2 = Y' - Y2$$

$$d1 = 1.329 \text{ cm.}$$

$$d2 = 3.988 \text{ cm.}$$

Entonces:

$$Ix = 376.441 \text{ cm}^4$$

Además

$$Sx = \frac{Ix}{Y'}$$

Con estas acotaciones, y para las dimensiones seleccionadas de plancha y rigidizadores:

$$Sx = 41.88 \text{ cm}^3$$

$$Ix = 376.441 \text{ cm}^4$$

Verificando el esfuerzo de flexión, tomando en cuenta el valor permisible del material de la platina, está dado por:

$$\sigma_y = 24.8 \frac{KN}{cm^2}$$

$$[\sigma_b] = 0.66 * \sigma_y$$

$$[\sigma_b] = 16.38 \frac{KN}{cm^2}$$

Aplicando la ecuación 4-18, se obtiene el esfuerzo de flexión en el miembro:

$$\sigma_b = \frac{M \max}{S_x}$$

$$\sigma_b = 1.17 \frac{KN}{cm^2}$$

El esfuerzo a que está sometido el miembro es mucho menor al esfuerzo permisible para la platina. Se considera como satisfactorio la resistencia de la mesa en conjunto pues el esfuerzo permisible para la plancha es mayor, además, la fuerza aplicada nunca será puntual, sino estará distribuida según la herramienta que se utilice, disminuyendo el momento flector en el miembro.

Verificando por último, la deflexión unitaria de la mesa de compresión, aplicando la ecuación 4-22, se tiene:

$$\varepsilon \max = \frac{1}{48} \frac{F' * L^2}{E * I} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \max = \frac{1}{94876} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \max < \varepsilon$$

4.1.1.2 Diseño de carga semiautomática de materia prima

4.1.1.2.1 Tolva de alimentación

Se debe denotar que se realizará el diseño de la tolva de alimentación, pero al principio de operación de la máquina compactadora de alimento la carga de la materia prima se hará de forma manual, es decir de forma directa a los moldes de la máquina. Además este diseño no forma parte de la

construcción general de la máquina compactadora en vista que hay que hacer algunas adecuaciones de carácter estructural al sitio donde trabajará dicha máquina.

La tolva de alimentación debe ser dimensionada con un volumen necesario para conseguir la capacidad compactación correcta y también con el número de veces que el operario de la máquina debe cargar la tolva en un intervalo de tiempo fijo.

De acuerdo a los datos obtenidos y registrados, la densidad del bloque multinutricional es 0.75 gr/cm³ aproximadamente.

Está planificado que el operario de la máquina cargue la tolva con materia prima una vez cada 15 minutos.

Para cumplir con este requerimiento se necesita una tolva de aproximadamente 64000 cm³. Si este volumen fuera un cubo tendría aristas de 40 cm., pero la tolva de alimentación a medida que se acerca al molde, disminuye su sección, esto quiere decir que la boca de entrada y su altura deben ser mayores a 40 cm.

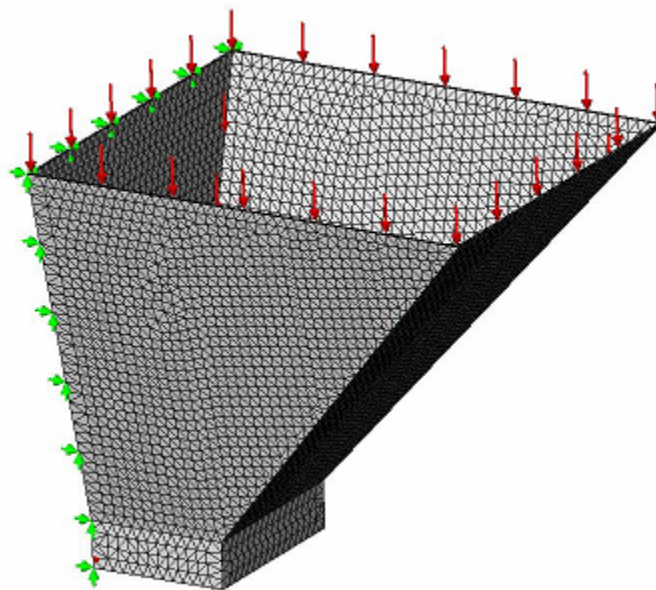


Figura 4.1.15 Malla - Tolva alimentación

El programa usado es el COSMOS, Inventor trae incorporado una versión de COSMOS, esta versión es utilizada para análisis de piezas sencillas o para análisis preliminares del diseño de elementos complejos. Debido a que las restricciones en cuanto a la fijación de la tolva no son complejas, y su

geometría tampoco, se determinó que la utilización de esta herramienta es la adecuada y suficiente para conocer si el elemento puede fallar o no. La tolva en el cosmos se selecciona las caras que son parte de las restricciones y se coloca el peso a manera de presión distribuida como se observa a continuación.

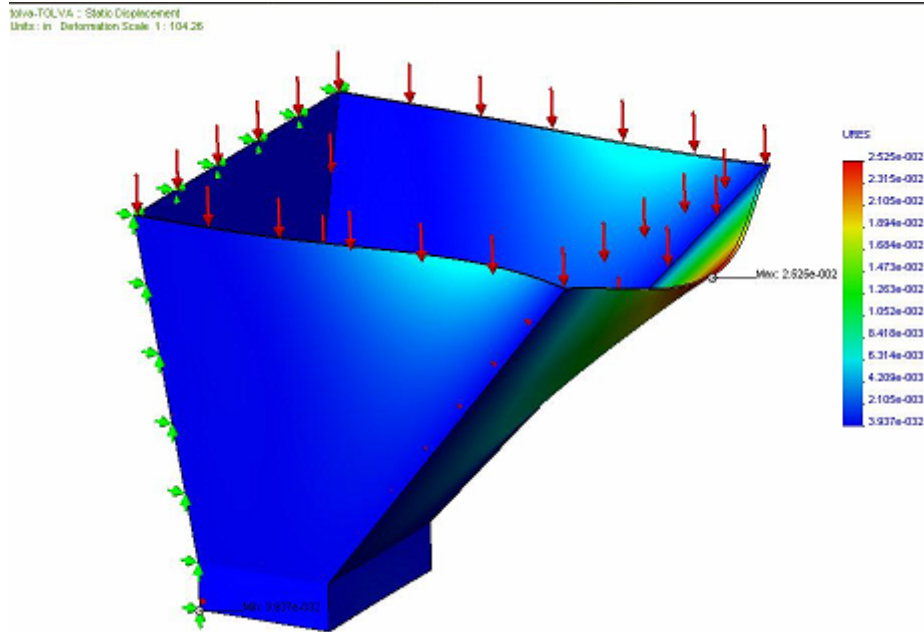


Figura 4.1.16 Desplazamiento.

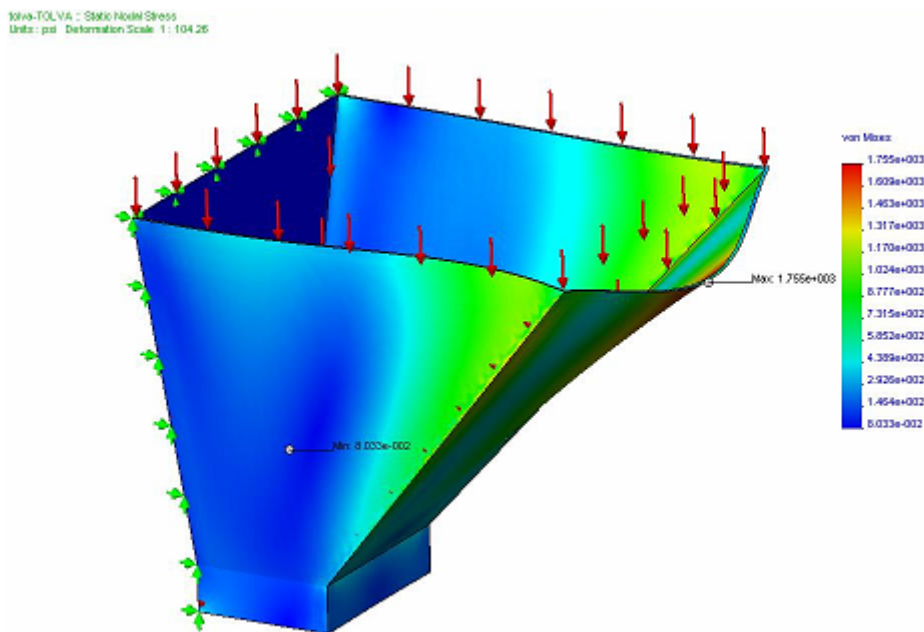


Figura 4.1.17 Estado de esfuerzos

Cuando el programa ejecuta el análisis el primer resultado importante es factor de seguridad cuyo valor es 2.9 lo que la geometría, el costo y la facilidad para la construcción justifican plenamente el espesor de la tolva.

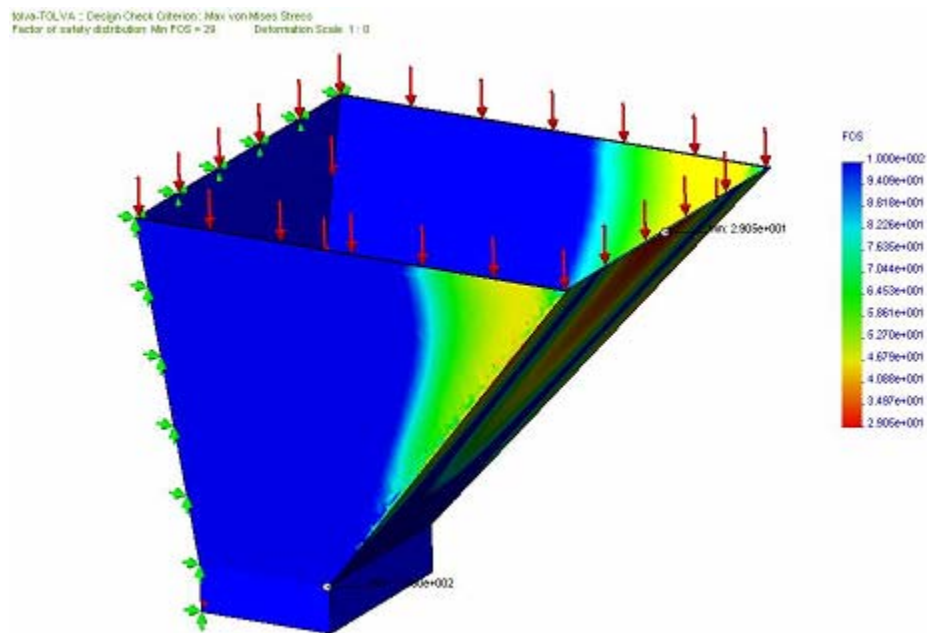


Figura 4.1.18 Factor de seguridad obtenidos en Cosmos

4.1.1.3 Diseño de descarga semiautomático del producto.

Se debe diseñar la placa donde cae el perno central del cilindro hidráulico, como una fuerza puntual, el cual controla la profundidad que se requiere para que ingresen las placas o tapas del molde. Se debe hacer notar las condiciones de trabajo, la fuerza que se ejerce siempre va a ser la misma aún cuando las matrices son distintas, es decir que hay que hacer el análisis para ambos casos de los moldes.

Esta placa que va a expulsar al producto terminado, se considera como una viga de sección constante, empotrada en los extremos con carga central. El compactador o cilindro hidráulico tiene una caída máxima de 40 cm.

4.1.1.3.1 Soporte para cilindro de expulsión

El momento flector máximo está dado por la ecuación 4-17:

$$M_{\max} = \frac{F^*L}{4}$$

Donde:

$$F' = \frac{F}{2}$$

$$L = 20 \text{ cm.}$$

Y Mmax es:

$$M_{\text{max}} = 24.5 \text{ KN*cm.}$$

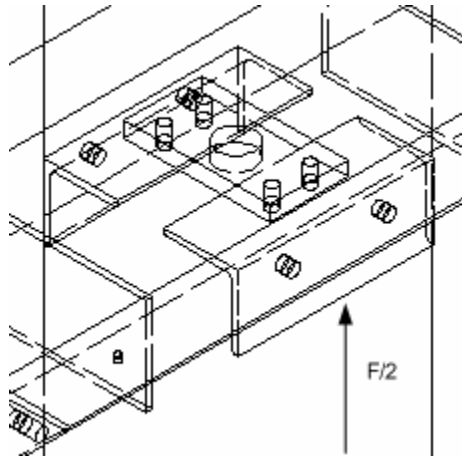


Figura 4.1.19 Soporte cilindro de expulsión.

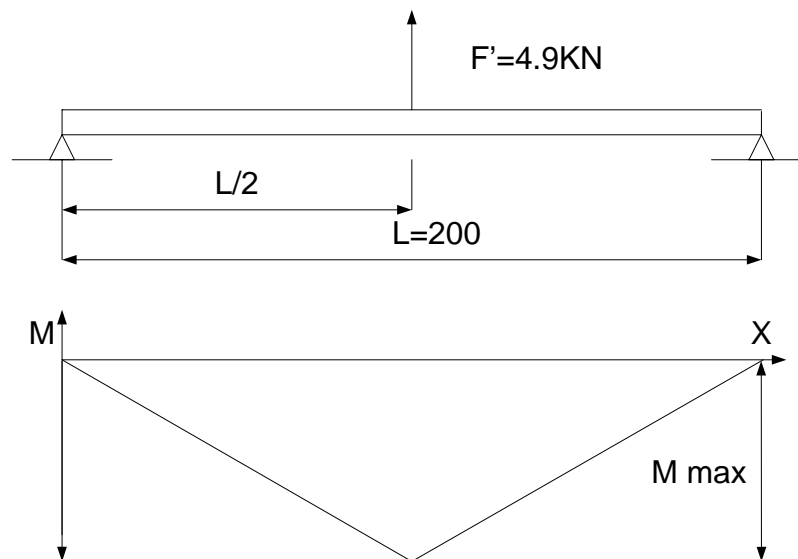


Figura 4.1.20 diagrama momento flector soporte del cilindro de expulsión

Se selecciona un perfil tipo de L 3x3x1/4" (Ver Anexo C), el cual tiene una S_x mayor al calculado anteriormente; teniendo los siguientes datos:

$$A = 9.3 \text{ cm}^2$$

$$Y = 2.14 \text{ cm.}$$

$$I_x = 51.613 \text{ cm}^3$$

$$S_x = 9.46 \text{ cm}^4$$

$$b = 7.62 \text{ cm.}$$

$$L = 70 \text{ cm.}$$

Verificando el pandeo lateral en el patín de compresión se tiene:

$$(\sigma_b) = 1900 - 0.53 * \left(\frac{L^2}{b^2} \right)$$

Donde

$$(\sigma_b) = 1895 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y

$$(\sigma_b) = 18.57 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

El máximo momento permisible viene dado por:

$$M \text{ max perfil} = S_x * (\sigma_b)$$

$$M \text{ max perfil} = 175.682 \text{ KN*cm.}$$

$$M \text{ max perfil} > M \text{ max}$$

Para verificar la deflexión unitaria máxima se debe aplicar la ecuación 4-22, según la cual:

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{48} \frac{F * L^2}{E * I} < \frac{1}{1500}$$

$$\varepsilon \text{ max} = \frac{1}{26015} < \frac{1}{1500}$$

4.1.1.4 Placas de compresión y expulsión para la matriz 1 (molde A)

Como primer paso vamos a calcular la inercia de la placa:

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3$$

$$I = \frac{1}{12} * 40 * (0.635^3)$$

$$I = 0.853 \text{ cm}^4$$

Una vez calculada el momento de inercia de la placa, procedemos a calcular la deflexión máxima:

$$Y = \frac{(F * l^3)}{192 * E * I} \quad (4-26)$$

$$Y = 0.186 \text{ cm.}$$

Cumpliendo que una deflexión que no puede exceder de 2mm. Que es una tolerancia razonable en comparación a similares procesos.

Procedemos a calcular el momento flector que se produce en la placa, considerando con viga empotrada con carga central:

$$M = \frac{F * L}{8} \quad (4-27)$$

$$M = 49 \text{ KN*cm.}$$

PLACA DE COMPRESIÓN

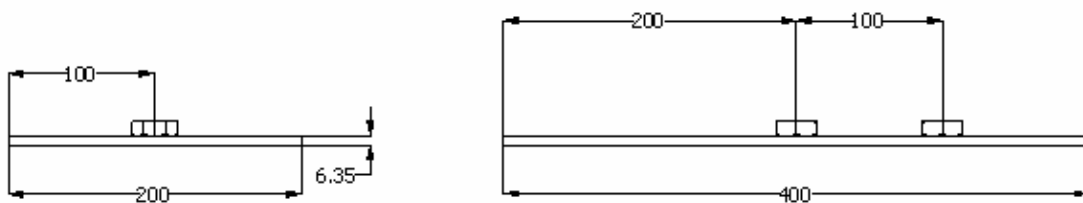


Figura 4.1.21 Placa de compresión matriz 1 (Molde A)

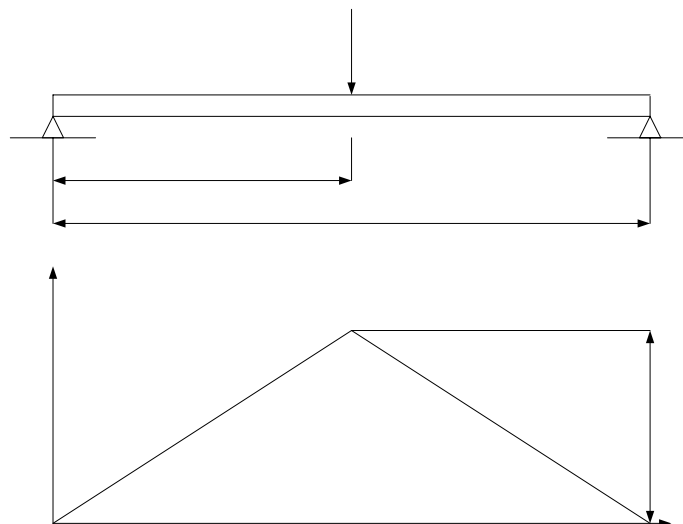


Figura 4.2.22 Diagrama momento flector de la placa de compresión matriz 1

PLACA DE EXPULSIÓN

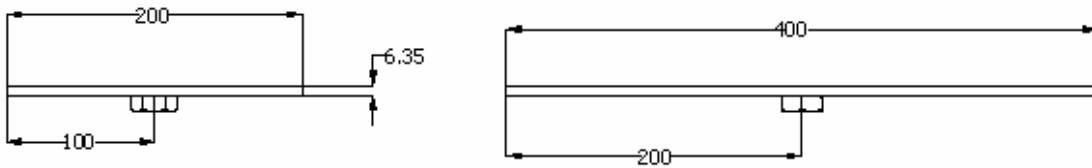


Figura 4.1.23 Placa de expulsión matriz 1 (Molde A)

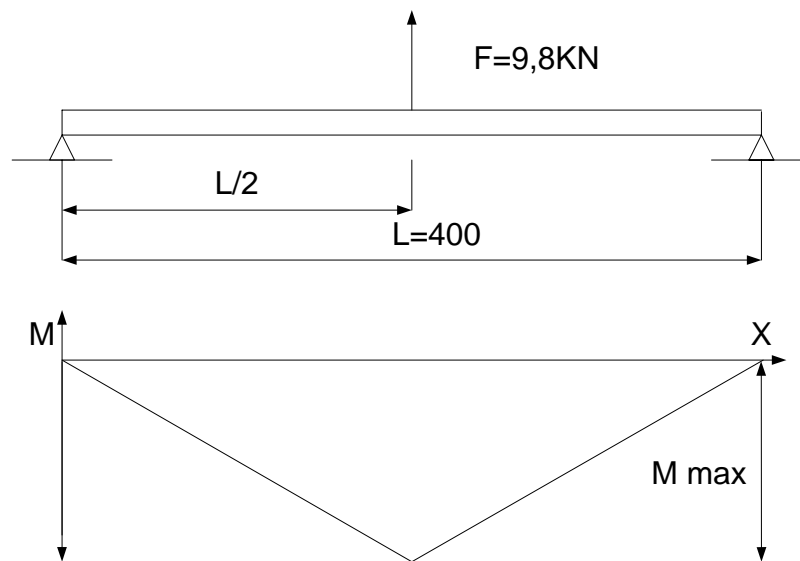


Figura 4.1.24 Diagrama momento flector de la placa de expulsión matriz 1

Calculamos el módulo resistente de la sección: $S = \frac{I}{Y}$

$$S = 4.267 \text{ cm}^3$$

Calculamos el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{M}{S} (4-28)$$

$$\sigma = 11.482 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Calculamos el factor de seguridad de esta placa para al molde A. Sabiendo que del material:

$$S_y = 32.48 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

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

$$FS = 2.83$$

Cumpliendo con el requerimiento impuesto.

4.1.1.5 Placas de compresión y expulsión para la matriz 2 (molde B)

Como primer paso vamos a calcular la inercia de la placa:

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3$$

$$I = \frac{1}{12} * 20 * (0.635^3)$$

$$I = 0.427 \text{ cm}^4$$

Una vez calculada el momento de inercia de la placa, procedemos a calcular la deflexión máxima aplicamos Ec. (4-26) es:

$$Y = \frac{(F * l^3)}{192 * E * I}$$

$$Y = 0.046 \text{ cm.}$$

Cumpliendo que una deflexión que no puede exceder de 2mm. Que es una tolerancia razonable en comparación a similares procesos.

Procedemos a calcular el momento flector que se produce en la placa, considerando con viga empotrada con carga central aplicamos Ec. (4-27) es:

$$M = \frac{F * L}{8}$$

$$M = 24.5 \text{ KN*cm.}$$

PLACA DE COMPRESIÓN

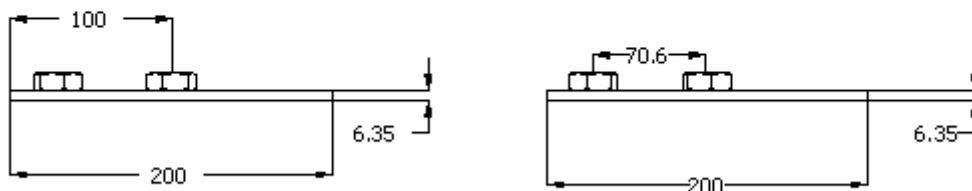


Figura 4.1.25 Placa de compresión matriz 2 (Molde B)

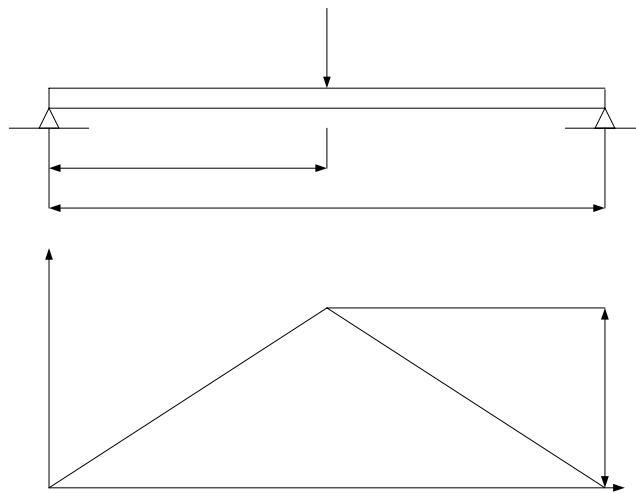


Figura 4.1.26 Diagrama momento flector de la placa de compresión molde B L/2

PLACA DE EXPULSIÓN

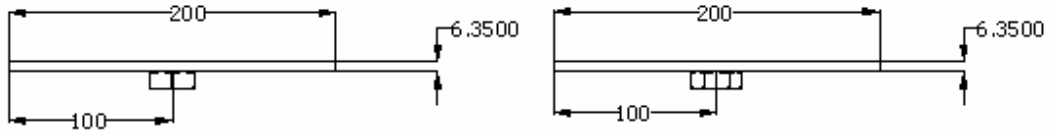


Figura 4.1.27 Placa de expulsión molde B

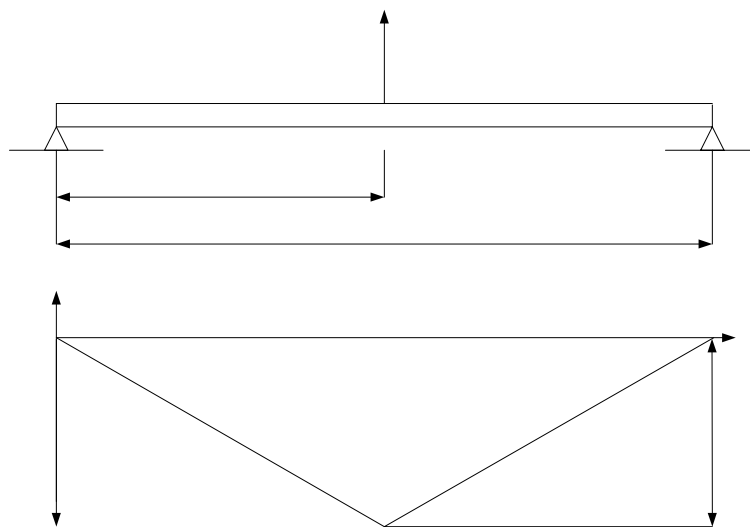


Figura 4.1.28 Diagrama momento flector placa de expulsión matriz 2

Calculamos el módulo resistente de la sección:

$$S = \frac{I}{Y}$$

$$S = 42.134 \text{ cm}^3$$

Calculamos el esfuerzo de flexión aplicamos Ec. (4-28) es:

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

$$\sigma = 11.482 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Calculamos el factor de seguridad de esta placa para al molde A. Sabiendo que del material:

$$S_y = 32.48 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

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

$$FS = 2.83$$

Cumpliendo con el requerimiento impuesto

4.1.2 Diseño de matrices cambiables.

La posición crítica del molde es cuando cae el compactador o la placa que lleva a cabo esa función para nuestro caso, y en la parte inferior del molde donde también el peso del producto a ser compactado.

De acuerdo con las dimensiones requeridas para los bloques multinutricionales es de 800 cm² (40x20) y 400 cm² (20x20) que se encuentran dentro de las necesidades del productor.

La profundidad del bloque se rigen también a las necesidades del productor pero en ambos casos la profundidad es de 20 cm.

El diseño de las paredes del molde se realiza en base a la teoría de las placas planas, es decir la presión que va a ejercer sobre las paredes del molde a momento de compactar.

Para el diseño de los molde, el molde de 800 cm² se llamaremos molde A y el molde de 400 cm² lo llamaremos molde B.

Es así que los moldes van a soportar una presión de:

Molde A:

$$F = 9.8KN$$

$$A = 800\text{ cm}^2$$

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

$$P = 0.012 \frac{KN}{\text{cm}^2}$$

En este caso luego del compactado, actúa como fluido incompresible, que sería caso crítico. Para el diseño de las paredes del molde se considera en primer lugar la deflexión que se producirá a la presión interna, la deflexión no puede exceder de 2mm. Que es una tolerancia razonable en comparación a similares procesos.

$$Y = 2\text{mm.}$$

$$L \text{ molde A} = 40\text{cm.}$$

$$H \text{ moldes} = 20\text{cm.}$$

e= espesor

w= carga distribuida

La carga distribuida se calcula en base a la presión y a la altura de la pared.

$$W = P * H \text{ (4-29)}$$

$$W = 0.245 \frac{KN}{\text{cm}}$$

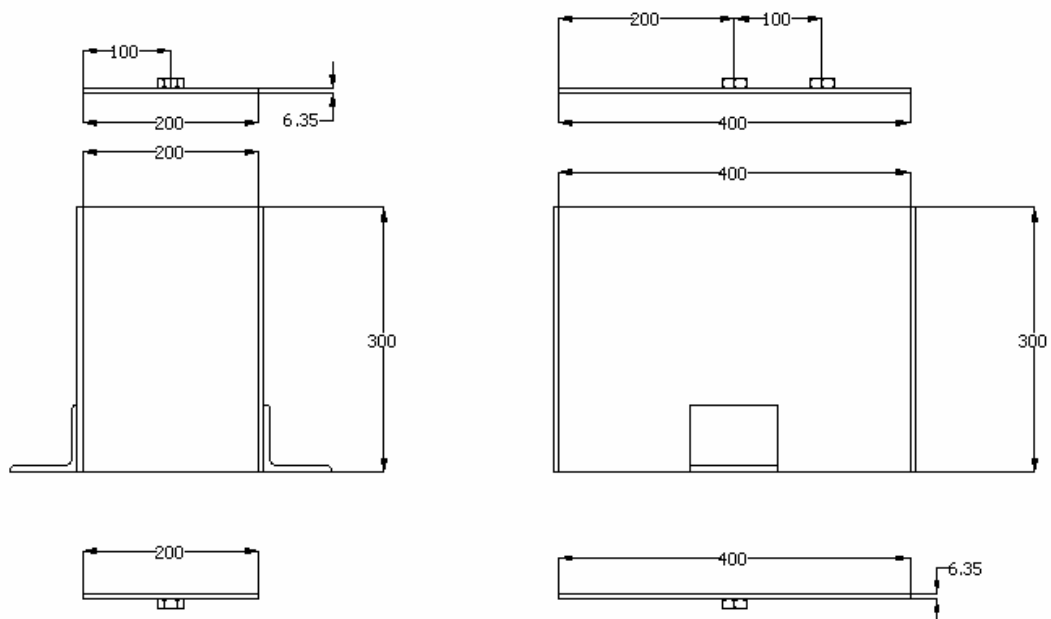


Figura 4.1.29 Matriz 1 (Molde A) placas de compresión y expulsión.

La deflexión máxima se produce a $L/2$, y considerando como una viga de doble empotramiento con carga uniforme y es igual a:

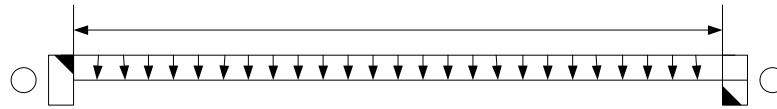


Figura 4.1.30 Diagrama de carga distribuida molde A

$$Y = \frac{1}{384} * \frac{W * L^4}{E * I} \quad (4-30)$$

Donde el momento de inercia es:

$$I = \frac{1}{12} * H * e^3 \quad (4-31)$$

Sustituimos en la fórmula de deflexión máxima y despejamos el espesor e .

$$e = \sqrt[3]{\left(\frac{P * L^4}{32 * Y * E}\right)} \quad (4-32)$$

$$e = 0.238 \text{ cm.}$$

Pero vamos a escoger un espesor de $\frac{1}{4}$ " ya que tenemos en existencia y además puede soportar aún mejor las tensiones provocadas.

Verificamos las tensiones producidas:

$$M_{\text{max}} = \frac{1}{12} * W * L^2 \quad (4-33)$$

Reemplazamos la carga distribuida:

$$M_{\text{max}} = \frac{1}{12} * P * H * L^2$$

$$M_{\text{max}} = 32.67 \text{ KN*cm.}$$

Ahora bien verificamos es el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{M * C}{I} \quad (4-34)$$

Sabiendo que el módulo resistente de la sección es:

$$\frac{I}{C} = S = \frac{H * e^2}{6} = 1.344 \quad (4-35)$$

Reemplazamos el módulo resistente de la sección en el esfuerzo de flexión:

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

$$\sigma = 24.304 \frac{KN}{cm^2}$$

Del material tenemos un:

$$S_y = 32.48 \frac{KN}{cm^2}$$

Y tenemos un factor de seguridad para molde A de:

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

$$FS = 1.34$$

Es un factor de seguridad de cumple con nuestro requerimiento.

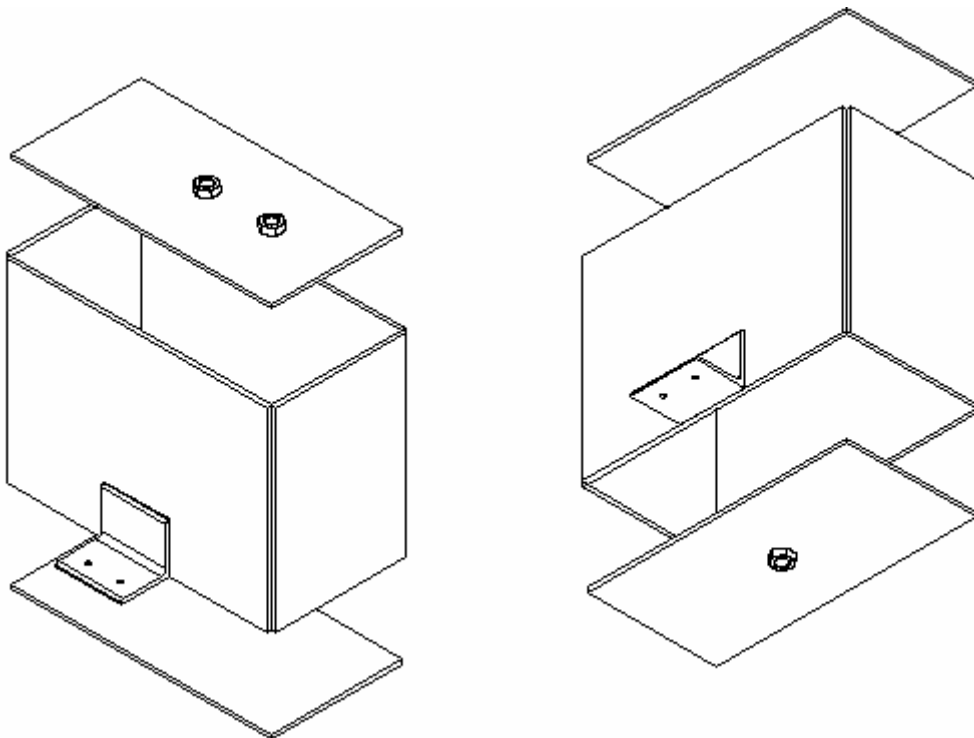


Figura 4.1.31 Matriz 1 (Molde A) - Placas de compresión y expulsión

Molde B:

$$F = 9.8KN$$

$$A = 800 \text{ cm}^2$$

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

$$P = 0.025 \frac{KN}{cm^2}$$

En este caso luego del compactado, actúa como fluido incompresible, que sería caso crítico. Al igual que para el anterior molde, el diseño de las paredes del molde se considera en primer lugar la deflexión que se producirá a la presión interna, la deflexión no puede exceder de 2mm. Que es una tolerancia razonable en comparación a similares procesos.

$$Y = 2\text{mm.}$$

$$L \text{ molde } B = 20\text{cm.}$$

$$H \text{ moldes} = 20\text{cm.}$$

e= espesor

w= carga distribuida

La carga distribuida se calcula en base a la presión y a la altura de la pared aplicamos Ec. (4-29) es:

$$W = P * H$$

$$W = 0.49 \frac{KN}{cm}$$

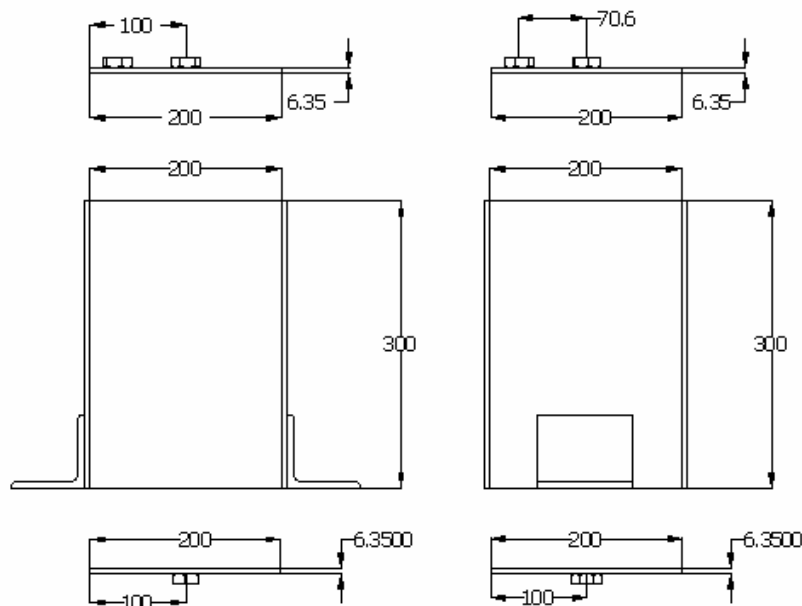


Figura 4.1.32 Matriz 2 (Molde B) placas de compresión y expulsión.

La deflexión máxima se produce a L/2, y considerando como una viga de doble empotramiento con carga uniforme, aplicamos (4-30):

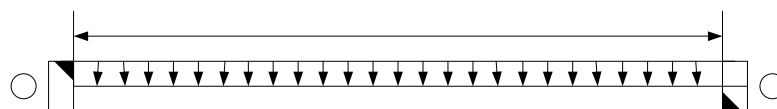


Figura 4.1.33 Diagrama de carga distribuida molde B

$$Y = \frac{1}{384} * \frac{W * L^4}{E * I}$$

Donde el momento de inercia aplicamos Ec. (4-31) es:

$$I = \frac{1}{12} * H * e^3$$

Sustituimos en la fórmula de deflexión máxima y despejamos el espesor e aplicamos Ec. (4-32) es.

$$e = \sqrt[3]{\left(\frac{P * L^4}{32 * Y * E}\right)}$$

$$e = 0.3 \text{ cm.}$$

Pero vamos a escoger un espesor de ¼" ya que tenemos en existencia y además puede soportar aún mejor las tensiones provocadas.

Verificamos las tensiones producidas aplicamos Ec. (4-33) es:

$$M_{\text{max}} = \frac{1}{12} * W * L^2$$

Reemplazamos la carga distribuida:

$$M_{\text{max}} = \frac{1}{12} * P * H * L^2$$

$$M_{\text{max}} = 16.334 \text{ KN*cm.}$$

Ahora bien verificamos es el esfuerzo de flexión aplicamos Ec. (4-34)

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

Sabiendo que el módulo resistente de la sección aplicamos Ec. (4-35) es:

$$\frac{I}{C} = S = \frac{H * e^2}{6}$$

Reemplazamos el módulo resistente de la sección en el esfuerzo de flexión:

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

$$\sigma = 12.152 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Del material tenemos un:

$$S_y = 32.48 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Y tenemos un factor de seguridad para molde A de:

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

$$FS = 2.67$$

Es un factor de seguridad de cumple con nuestro requerimiento.

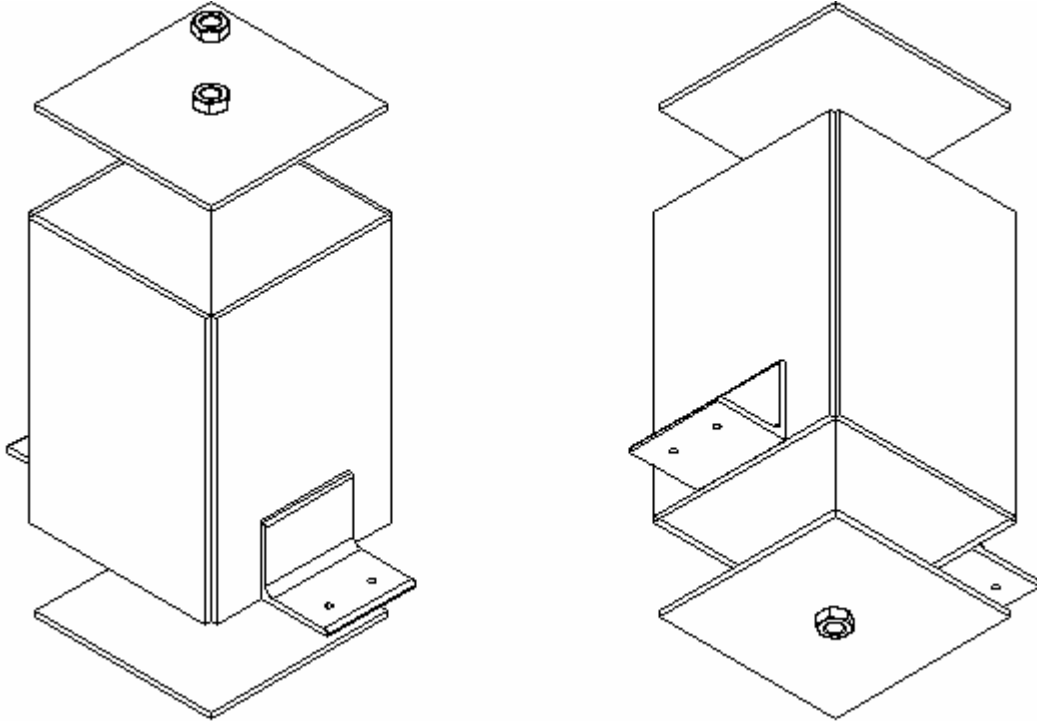


Figura 4.1.34 Matriz 2 (Molde B) – Placas de compresión y expulsión

4.2 Diseño de la línea hidráulica.

Para efectuar el diseño hidráulico, se comenzara por diseñar el circuito hidráulico, mismo que deberá cumplir con las necesidades de la máquina compactadora.

Estas necesidades son las de compactar el alimento para ganado por un lapso de 10 segundos, terminando el ciclo con la expulsión del alimento de la matriz.

La configuración del circuito hidráulico se presenta a continuación en la figura 4.2.1

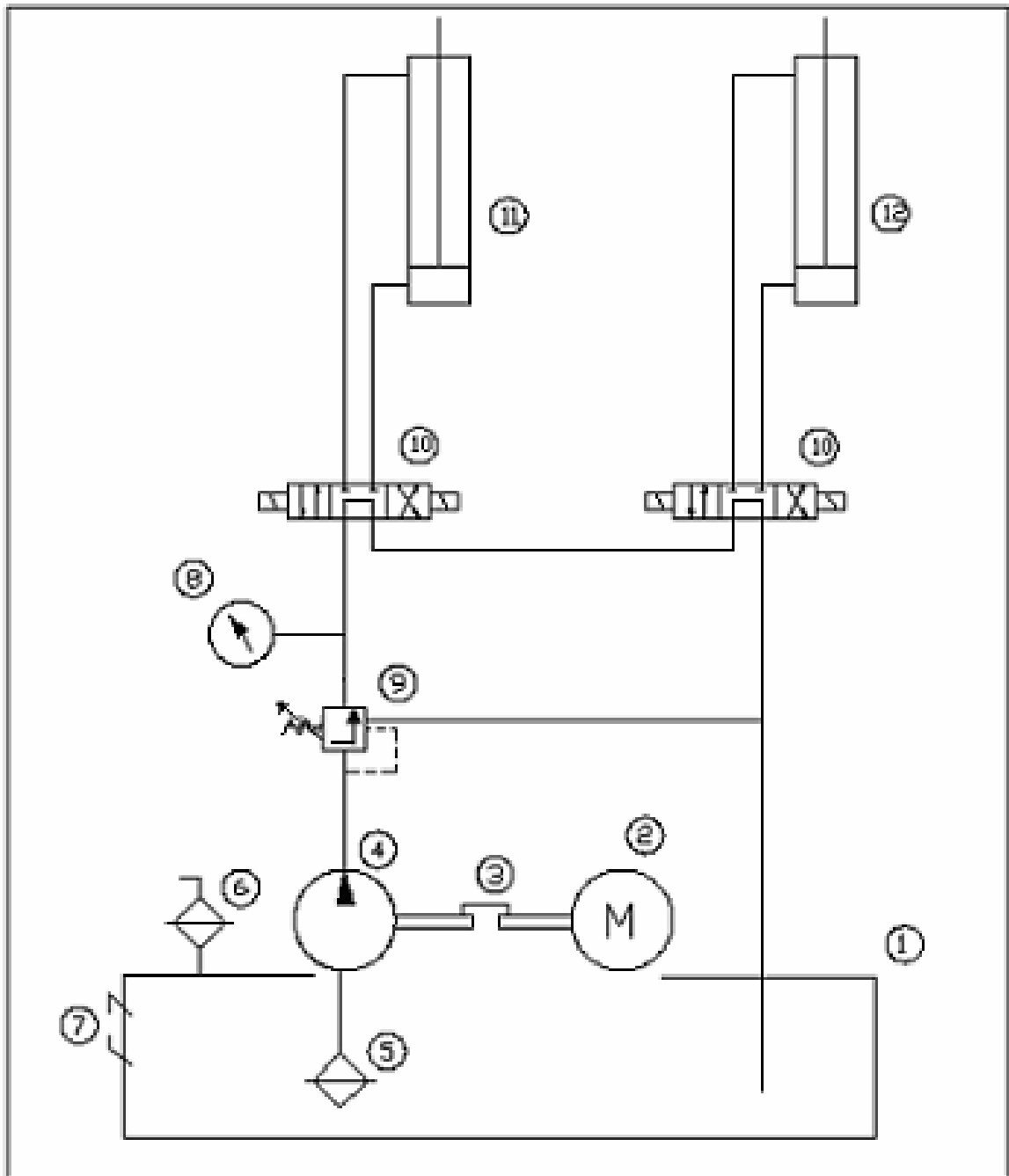


Figura 4.2.1 Circuito hidráulico

- 1.- Reservorio
- 2.- Motor eléctrico
- 3.- Acople flexible.
- 4.- Bomba de engranajes
- 5.- Filtro de succión.
- 6.- Filtro de Aire
- 7.- Visor de nivel
- 8.- Manómetro.

- 9.- Regulador de presión
- 10.- Electroválvulas 4/3
- 11.- Cilindro hidráulico de $d = 1.5''$ y carrera = 12''
- 12.- Cilindro hidráulico de $d = 1.5''$ y carrera = 16''

De las características particulares que posean de los elementos que se seleccionarán para el armado del circuito, dependerá el comportamiento del mismo

4.3 Selección de componentes.

La elección de cada uno de los componentes que serán utilizados en la instalación hidráulica se la realizara de acuerdo al requerimiento que demanda el circuito hidráulico, los mismos que se exhibirán a continuación:

$F = 1000 \text{ kgf}$	Fuerza de empuje
$p = 2100 \text{ psi}$	Presión máxima de trabajo

Los cálculos realizados para la obtención de los parámetros con los cuales se realizara la selección de los componentes para que estos cumplan un óptimo trabajo se lo efectuara a continuación:

$Q = 44.16 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$	Caudal de la bomba
--	--------------------

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

$$A = 677.302 \text{ mm}^2$$

$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$	Diámetro calculado del cilindro hidráulico
--------------------------------	--

$$d = 29.366 \text{ mm}$$

$d = 38.1 \text{ mm}$	Diámetro comercial del cilindro hidráulico
-----------------------	--

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A = 1140 \text{ mm}^2$$

$h = 400 \text{ mm}$ Carrera del Vástago

$$V = \frac{\pi}{4} * d^2 * h$$

$$V = 456000 \text{ mm}^3$$

$$v = \frac{Q}{A}$$

Velocidad de desplazamiento

$$v = 38.734 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

4.3.1 Bomba

Considerando los parámetros anteriores se ha seleccionado una bomba de engranajes la cual tiene las siguientes características:

Marca:	HR
Serie:	B1.282
Tipo:	Engranajes
Flujo a 1730 rpm:	0,5 GPM
Presión continua:	1500 psi
Presión intermitente:	3000 psi
Eficiencia:	70%
Salida:	3/4" – 16
Rotación:	Bidireccionales

4.3.2 Motor eléctrico

La potencia requerida para el motor eléctrico viene dada por:

$\eta_t = 0.7$ Eficiencia del motor

$$P = \frac{p * Q}{\eta_t}$$

Potencia requerida

$$P = 1.225 \text{ Hp}$$

Por lo tanto se eligió un motor con las siguientes características:

Marca:	WEG
Serie:	LR-38324
Tipo:	Eléctrico
RPM:	1730
Voltaje:	110/220
Frecuencia:	60 Hz.

4.3.3 Reservorio

El reservorio debe ser capaz de almacenar el volumen necesario para llenar el cilindro de mayor volumen, las mangueras y mantener un buen nivel de aceite en el tanque para que por la recirculación no aumente la temperatura del aceite, además que por la experiencia de nuestros proveedores se sabe que el reservorio debe tener una capacidad de 2.5 a 4 veces el caudal de la bomba por lo que la volumen requerido es de 5 galones, cumpliendo así todos los requerimientos anteriores, en su interior un filtro de succión y un visor de nivel de 3 plg, este ultimo en la parte exterior del depósito.

4.3.4 Válvula Reguladora de presión

Se eligió una válvula reguladora de presión marca DAB- ITALY de acción directa y es utilizada como elemento de seguridad para aliviar el flujo total generado por la bomba al llegar a su límite de presión.

4.3.5 Cilindro hidráulico

Se utilizara dos cilindros de doble efecto de las siguientes características:

Cilindro de compresión

Marca:	ROEMHEL
Serie:	HC0216
Tipo:	Doble efecto
Carrera:	16 plg
Diámetro:	1.5 plg

Cilindro de expulsión

Marca:	ROEMHEL
Serie:	HC0212
Tipo:	Doble efecto
Carrera:	12 plg
Diámetro:	1.5 plg

Se ha calculado la potencia hidráulica del pistón haciéndolo trabajar con una carga puntual y de acuerdo a la eficiencia del cilindro adquirida de la ficha técnica del mismo, obteniendo como resultado lo siguiente:

Calculamos primero el área del cilindro y del vástago.

$$A1 = \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{Cilindro}$$

$$A1 = 12.56 \text{ cm}^2$$

$$A2 = \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{Vástago}$$

$$A2 = 5.07 \text{ cm}^2$$

Luego calculamos el volumen:

$$V = (A1 - A2) * L$$

$$V = 304.4 \text{ cm}^3$$

Calculamos ahora el caudal con un tiempo de 7.5 segundos:

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

$$Q = 4.058 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Por ultimo calculamos la potencia hidráulica sabiendo que el cilindro tiene una eficiencia de 85% a una presión de 500 PSI

$$P = \frac{p * Q}{\eta}$$

$$P = 164.6 \text{ w}$$

Esta potencia es del cilindro de compresión; con el mismo procedimiento calculamos la potencia del cilindro de expulsión:

$$P = 123.3 \text{ w}$$

4.3.6 Electroválvula hidráulica

Se ha seleccionado dos electroválvulas del mismo tipo las mismas que cumplen la función requerida para el sistema y poseen las siguientes características:

Marca:	REXROTH
Serie:	T-2780 RN-176.91
Tipo:	4/3 Tandem
Caudal:	25 l/min
Presión de operación:	210 bar
Voltaje:	110/120

4.3.7 Mangueras

Se ha seleccionado mangueras flexibles de diámetro $\frac{1}{4}$ por las tomas que se encuentran tanto en los cilindros como en las electroválvulas, las mismas poseen las siguientes características:

Marca:	WEATHERIFAD
Serie:	H10404
Tipo:	Flexible
Diámetro:	$\frac{1}{4}$ plg.
Presión máxima:	3000 psi

Para encontrar la potencia hidráulica del sistema en general se encontró que en el catalogo de la empresa Enerpac en su dirección de Internet "<http://www.globalspec.com/supplier/catalog/ENERPAC>" la eficiencia de una prensa hidráulica de similares características a la nuestra es de $n = 80\%$, despreciando las perdidas en las mangueras por ser de corta distancia, con lo que se ha obtenido los siguientes resultados.

Partimos del área del cilindro:

$$A1 = \pi * \frac{d^2}{4}$$

$$A1 = 12.56 \text{ cm}^2$$

Luego comprobamos a que fuerza está ejerciendo este ya que la presión ideal de compactación es de 2100 PSI:

$$F = p * A1$$

$$F = 1.855 \text{ Kgf}$$

Sabemos además el caudal de la bomba

$$Q = 4.42 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Tenemos una potencia del sistema si sabemos que eficiencia total del sistema del 80%:

$$P = \frac{p * Q}{\eta}$$

$$P = 799.25 \text{ w}$$

Aproximadamente es de 800w la potencia del sistema, teniendo como referencia los 1100 W del motor que puede entregar al sistema, la rendimiento de la máquina estaría por el 75%.

4.4 Selección del Sistema de control.

Para el sistema de control se utilizo la siguiente configuración eléctrica en donde se indica todos los elementos utilizados:

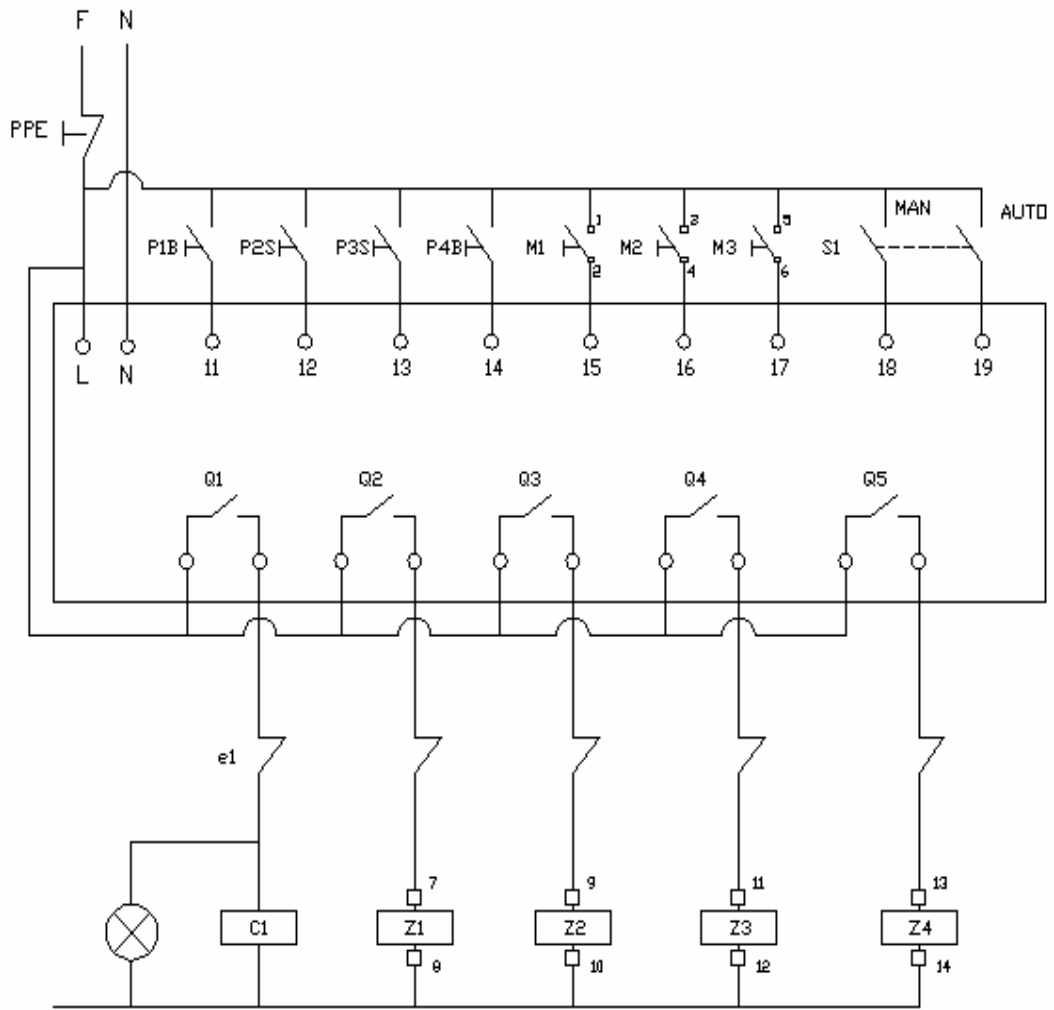


Diagrama 4.4.1 Diagrama de Control

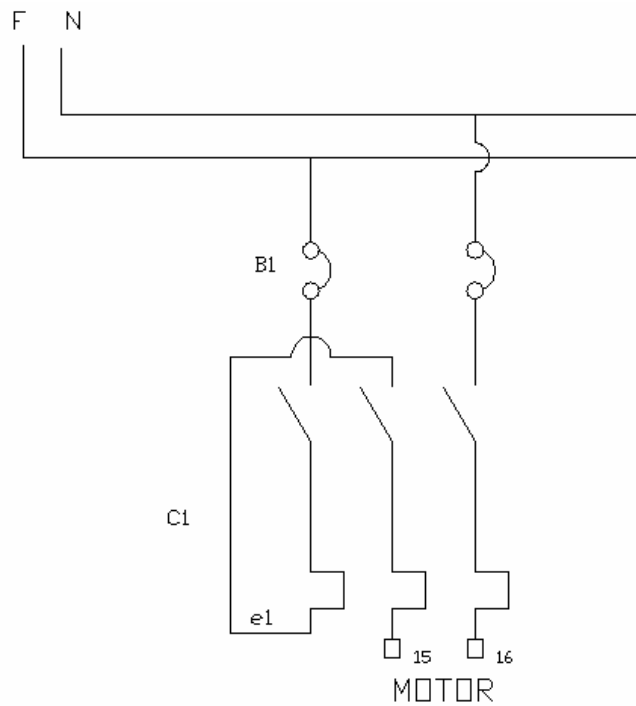


Diagrama 4.4.2 Diagrama de Fuerza

Conexión eléctrica

F-N: Voltaje de entrada fase y Neutro 110V
PPE: Pulsador para de emergencia
P1B: Pulsador de bajada Z1
P2S: Pulsador de subida Z2
P3B: Pulsador de bajada Z3
P4S: Pulsador de subida Z4
M1: Micro switch 1
M2: Micro switch 2
M3: Micro switch 3
S1: Selector manual-off-auto
e1: Rele de sobrecarga
Z1: Selenoide
Z2: Selenoide
Z3: Selenoide
Z4: Selenoide
B1: Breaker principal
H1: Luz de encendido
C1: Contactor.

Conexión de Bornes

1-2: Micro 1
3-4: Micro 2
5-6: Micro 3
7-8: Selenoide 1
9-10: Selenoide 2
11-12: Selenoide 3
13-14: Selenoide 4
15-16: Motor 1.5 Hp 110V

Todo el sistema eléctrico tanto de control y fuerza se encuentra manejado por un PLC's donde se ha programado la secuencia lógica de la máquina en la cual se incluyen los tiempos que se requieren para la correcta compactación del bloque multinutricional.

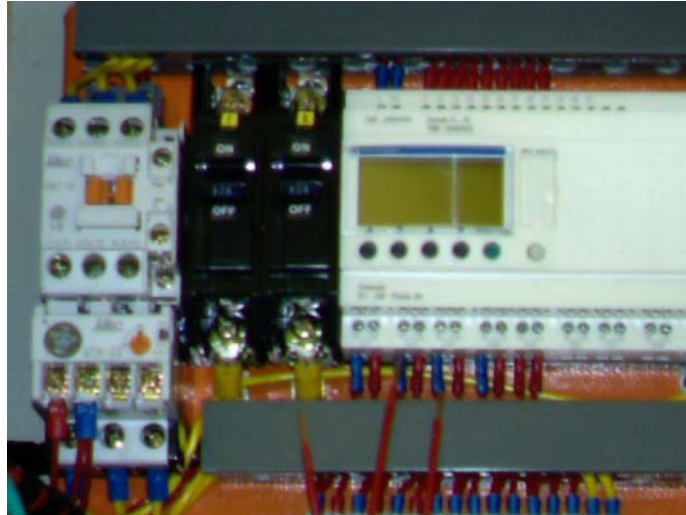


Figura 4.4.1 Elementos del sistema de control

El circuito antes mencionado esta ubicado dentro un tablero de control completamente señalizado para un fácil entendimiento del operario o de quien requiera como se indica en la figura 4.4.2



Figura 4.4.2 Tablero de Control

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCION – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

5.1 Construcción de la máquina compactadora de alimento.

5.1.1 Lista de materiales y equipos

Después de haber concluido con el diseño de la máquina, la siguiente etapa en el desarrollo de este proyecto es adquirir los materiales, herramientas y equipos necesarios para plasmar de una manera tangible lo que hasta el momento se encuentra en el papel. La lista que se detallará a continuación se divide en dos partes, la primera abarca a los componentes que no serán maquinados o trabajados (ejemplo, bomba aceite, motor, mangueras hidráulicas, etc.) y la segunda corresponde a los materiales que serán trabajados según los planos (planchas de acero, perfiles metálicos, etc.)

ITEM	DESCRIPCIÓN	MED.	CANTIDAD	MARCA
1	Motor eléctrico 1.5 HP, 1730 RPM	U	1	WEG
2	Acople flexible motor bomba	U	1	WEG
2	Bomba de engranajes 1.2 cc/rev	U	1	RH
2	Manómetro de glicerina 0 - 3000 PSI	U	1	WIKA
6	Válvula de presión regulable	U	1	D2B ITALY
6	Subplacas CETOP 3	U	2	REXROTH
6	Electroválvulas CETOP 3	U	2	REXROTH
9	Conectores DICC	U	4	REXROTH
10	Visor de nivel 3"	U	1	STUFF
11	Filtro de succión 1/2" NPT	U	1	WEATHERHEAD
12	Filtro de desgasificación tipo silenciador	U	1	WEATHERHEAD
13	Cilindros hidráulico Diam. 40 mm. x400mm	U	1	ROEMHEL
14	Cilindro hidráulico Diam. 40mm. x 320mm.	U	1	ROEMHEL
15	Limitadores de carrera, cableado y pernos	U	3	GOULD
16	Acoplamiento y mangueras hidráulicas	U	4	WEATHERHEAD
17	Perno de 1/4" SAE grado 3	U	40	ESTÁNDAR
18	Perno de 1/2" SAE grado 3	U	16	ESTÁNDAR
19	Perno de 7/16" SAE grado 3	U	8	ESTÁNDAR
20	Pulsador eléctrico	U	2	CAMSCO
21	Pulsador eléctrico - Paro emergencia	U	1	CAMSCO
22	Pulsador eléctrico – Encendido	U	1	CAMSCO
23	Pulsador eléctrico	U	2	SASIN
24	Contactador	U	1	MEC
25	Relé	U	1	MEC
26	PLC SR2 A201FU	U	1	Shneider Electric
27	Conector eléctrico 16 input/16output	U	1	Shneider Electric
28	Swicht Breaker	U	2	CAMSCO
29	Tablero eléctrico	U	1	BEAUCOUP

Tabla 5.1.1 Materiales no maquinados

Todos los materiales de la anterior tabla en la columna de "Medida" señalan "U", esto se refiere a unidad. En esta tabla se enlista básicamente los equipos y accesorios que se acoplarán a los elementos máquinados.

Las tablas 5.1 y 5.2 serán complementadas con los respectivos costos de cada material en el capítulo 7 (Análisis Económico y Financiero).

ITEM	DESCRIPCIÓN	MEDIDA	CANTIDAD	USO	PROVEEDOR
1	Tool de 4x4x1/4"	U	1	Soporte Bomba	IDMACERO
2	Angulo de 2x2x1/4"	U	1	Montantes	IDMACERO
3	Angulo de 3x3x1/4"	U	1	Soporte mesa compresión	IDMACERO
4	Pasador de 1/2" acero 1018	U	2	Pasadores de unión	ACEROS DEL SUR
5	Plancha de acero A-36 350x600x6	U	1	Mesa de Compresión	SERVICOR
6	Plancha de acero A-36 100X200x6	U	2	Rigidizadores	SERVICOR
7	Plancha de acero A-36 700X200x3	U	2	Capitel frontal	SERVICOR
8	Plancha de acero A-36 200X200x3	U	2	Capitel lateral	SERVICOR
9	Plancha de acero A-36 1220X300x6	U	1	Molde A	SERVICOR
10	Plancha de acero A-36 800X300x6	U	1	Molde B	SERVICOR
11	Plancha de acero A-36 400X200x6	U	2	Placa de compresión A	SERVICOR
12	Plancha de acero A-36 200X200x6	U	2	Placa de compresión B	SERVICOR
13	Plancha de acero A-36 180x40x3	U	1	Reservorio	SERVICOR

Tabla 5.1.2 Materiales a ser máquinados

Para construir la máquina compactadora, además de los planos constructivos, se elaboró diagramas de procesos básicos, esto se hizo con el fin de tener una idea más clara en lo referente a la programación del uso de máquinas y herramientas disponibles en el taller. Otra utilidad de estos diagramas es dar una idea del tiempo que se emplea en cada etapa de fabricación de una pieza previa a su inspección y por ende nos brinda un estimado del costo que generalmente se basa en el tiempo que toma la fabricación de piezas tanto en horas/hombre como en horas/máquina.

El proceso de construcción siguió un orden muy similar a lo indicado en la tabla 5.2, ese orden de construcción respondió a varios factores entre los

que se incluyó: prioridad de fabricación de piezas de mayor dificultad, disponibilidad de materiales en el mercado local, definición de medidas definitivas para cada elemento.

En este punto cabe señalar que la máquina puede dividirse en tres subsistemas, ordenados a continuación de acuerdo a su importancia:

- a. Sistema hidráulico de compactación.
- b. Estructura mecánica.
- c. Elementos complementarios.

Dentro de lo que denominamos como "Sistema hidráulico de Compactación" están incluidos: El motor eléctrico, bomba de aceite, electroválvulas, válvula de alivio, cilindros hidráulicos con sus limitadores de carrera, mangueras hidráulicas. Todos estos elementos que constituyen este subsistema están normalizados, es decir que a estos elementos se seleccionan más no se construyen.

La "estructura mecánica" comprende el bastidor construido con los perfiles metálicos (L 2x2x1/4" y L 3x3x1/4"), el perfil 2x2x1/4" actúa como columnas montantes y el perfil L 3x3x1/4" actúa como viga para ser el soporte de la mesa de compresión.

Los elementos complementarios abarcan los moldes matrices y sus placas tanto de compresión como de expulsión, el reservorio de aceite, soporte de los cilindros compresión y expulsión, soportes de las placas base, soporte del panel eléctrico y sus accesorios.

Estos dos últimos subsistemas pasan por el proceso de manufactura. A continuación tenemos los diagramas de procesos de cada uno de los elementos a fabricarse de cada subsistema.

DIAGRAMA DE PROCESO DE RESERVORIO DE ACEITE

Asunto Diagramado: Reservoirio de Aceite

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Hidráulica

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

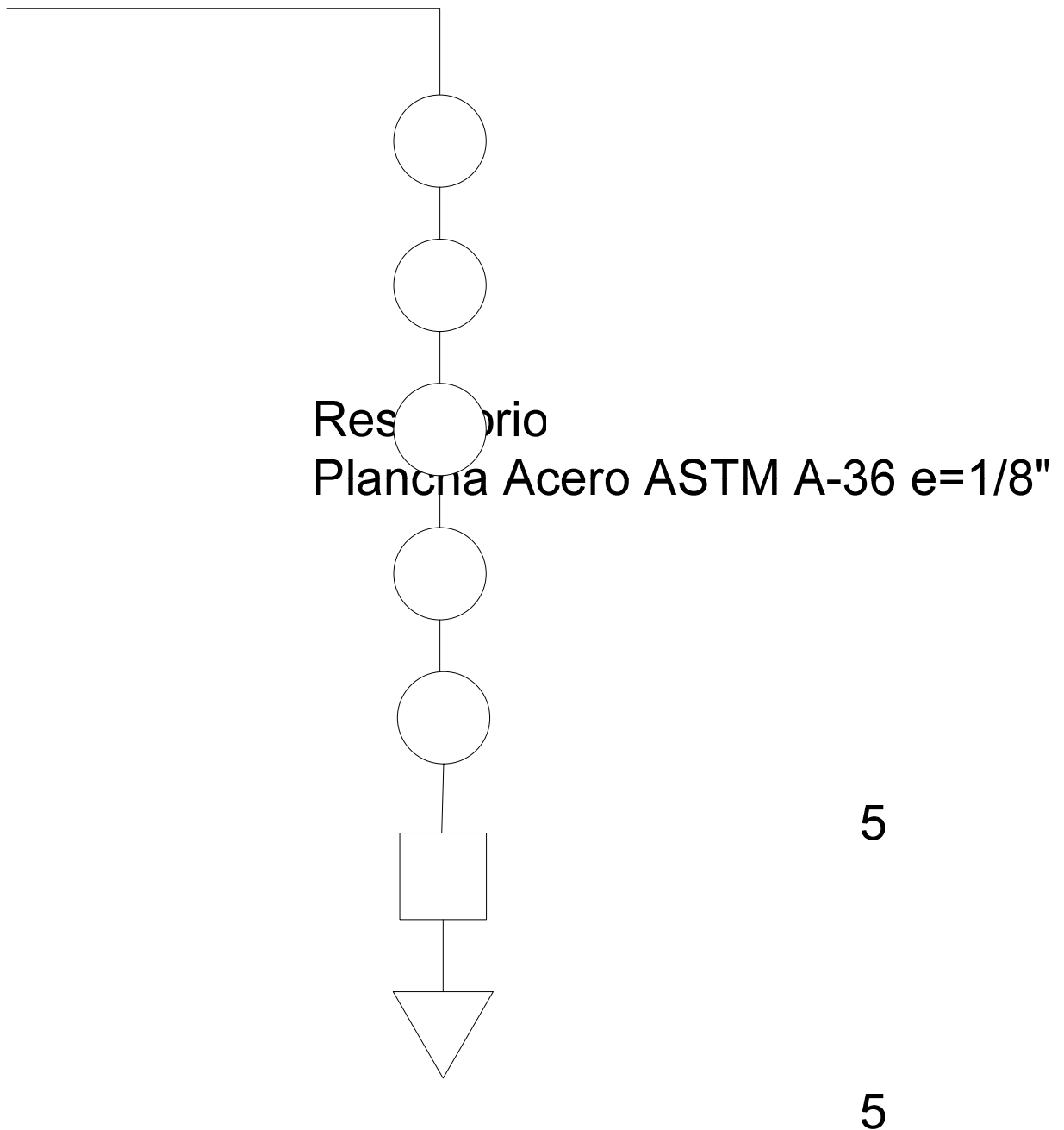


Diagrama 5.1.1 Proceso de construcción del reservorio de Aceite.

DIAGRAMA DE PROCESO DE SOPORTE- RESERVORIO DE ACEITE

Asunto Diagramado: Soporte Reservoirio

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Hidráulica

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

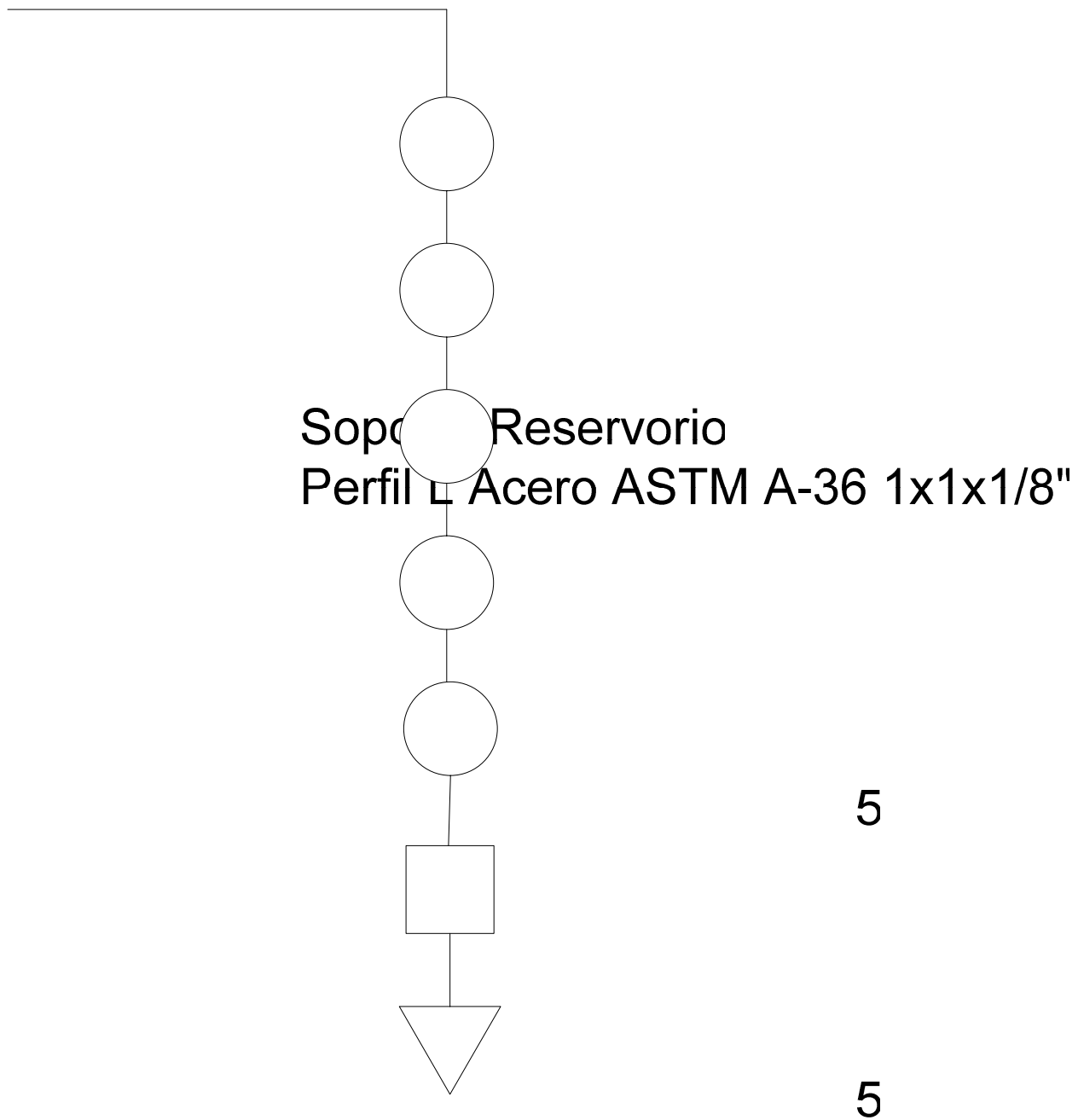


Diagrama 5.1.2 Proceso de construcción del soporte del reservorio de Aceite.

DIAGRAMA DE PROCESO DE CAPITEL

Asunto Diagramado: Capitel
Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.
Diagramado por:
Pablo León,
Alejandro Coba.

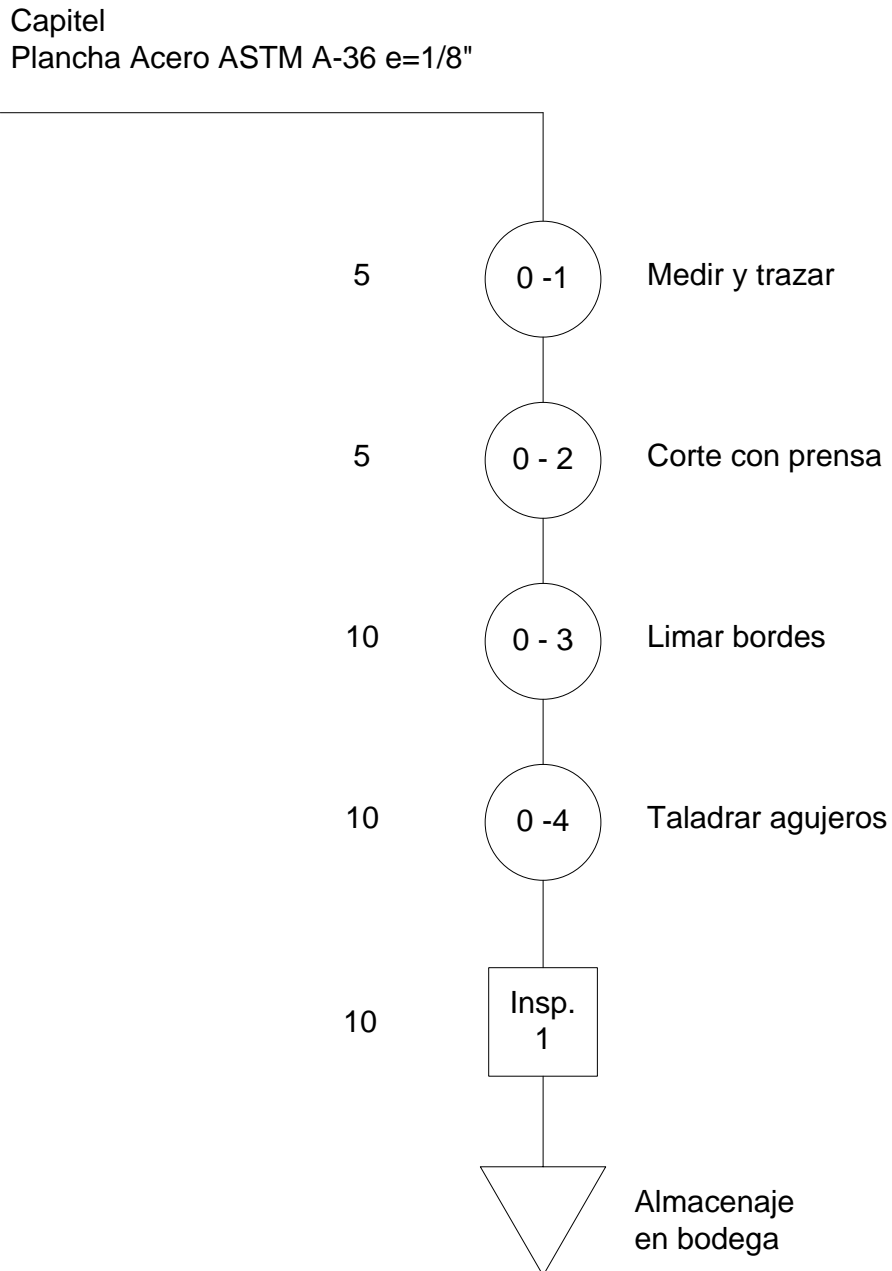


Diagrama 5.1.3 Proceso de construcción del Capitel.

DIAGRAMA DE PROCESO DE MOLDE A

Asunto Diagramado: Molde A

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

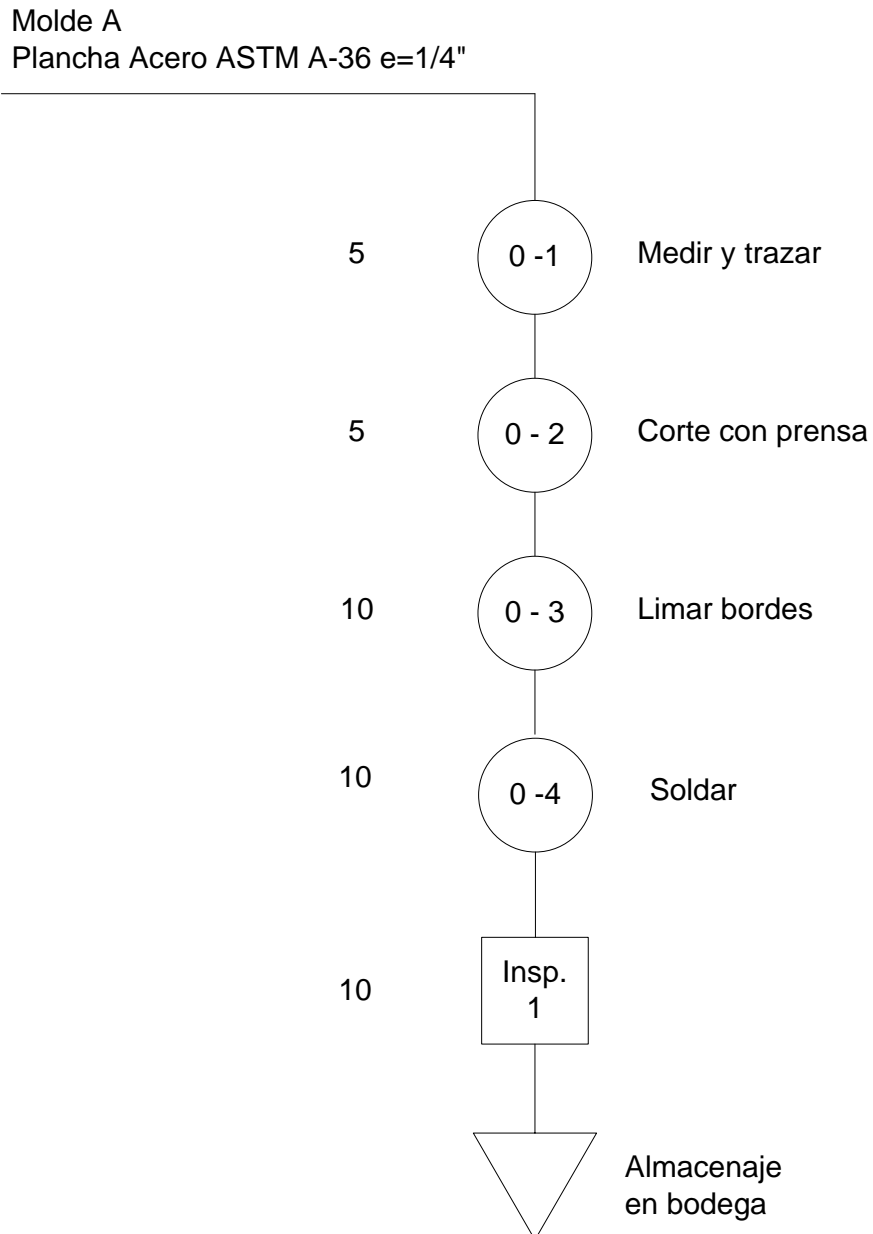


Diagrama 5.1.4 Proceso de construcción del Molde A.

DIAGRAMA DE PROCESO DE MOLDE B

Asunto Diagramado: Molde B

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

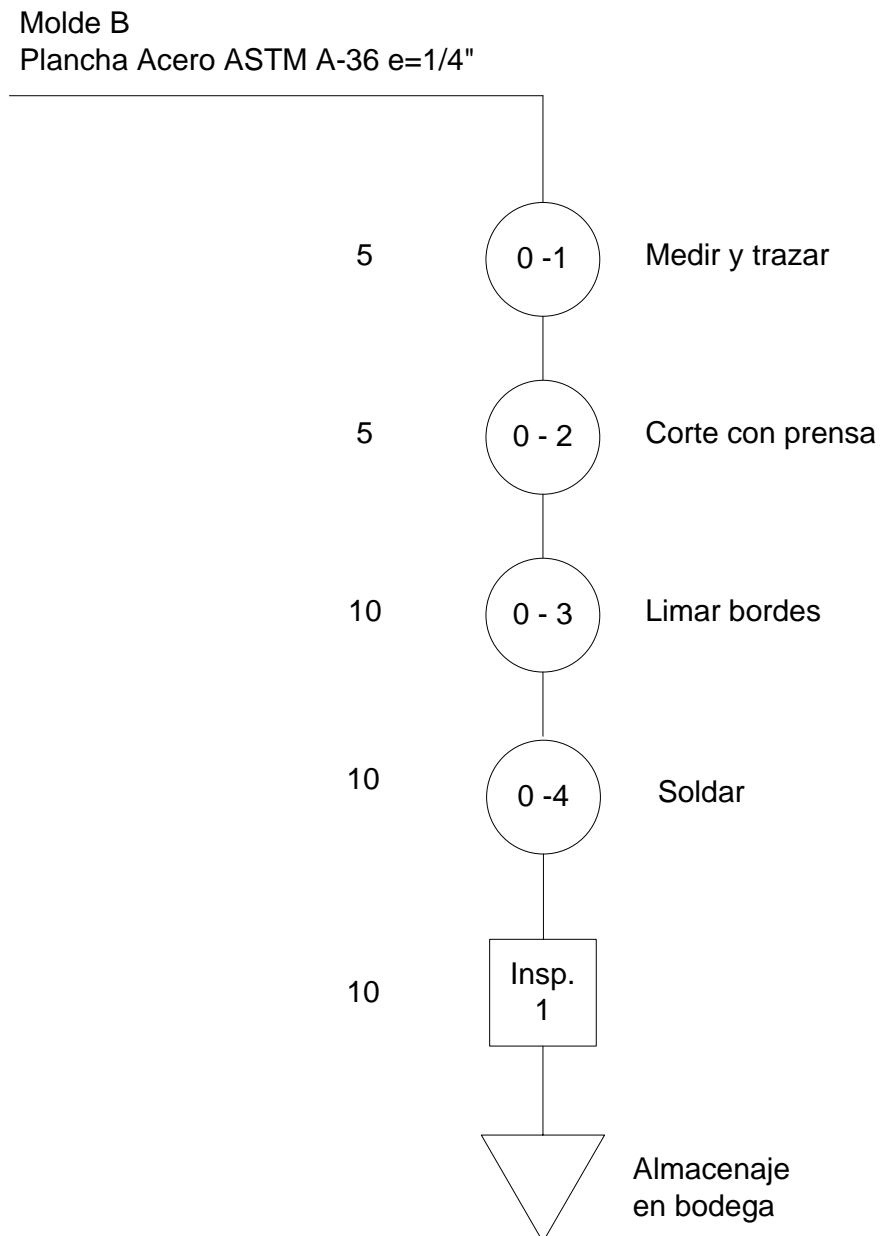


Diagrama 5.1.5 Proceso de construcción del Molde B.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACA DE COMPRESIÓN MOLDE A

Asunto Diagramado: Placa de compresión A

Sección: Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

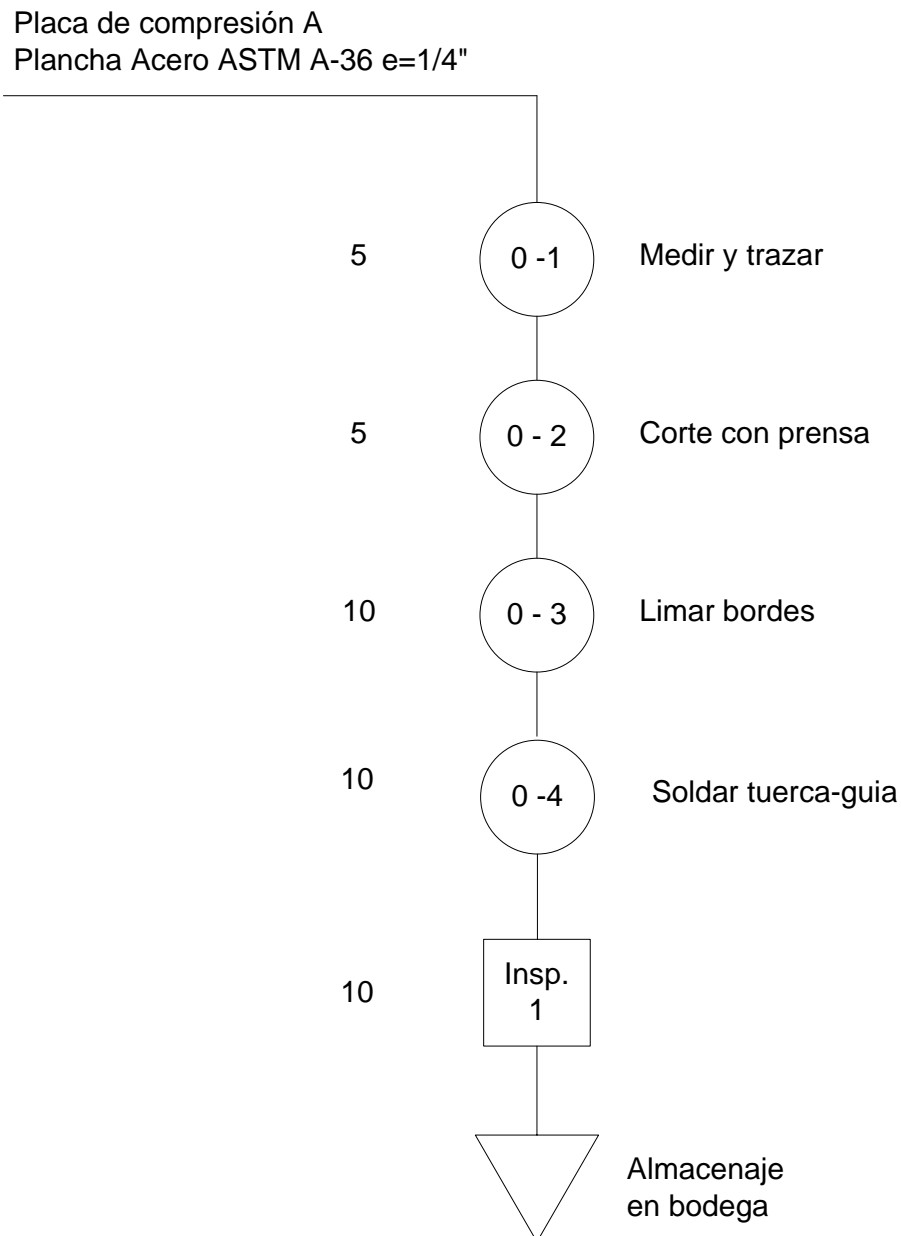


Diagrama 5.1.6 Proceso de construcción Placa de compresión -Molde A.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACA DE COMPRESIÓN MOLDE B

Asunto Diagramado: Placa de compresión B

Sección: Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

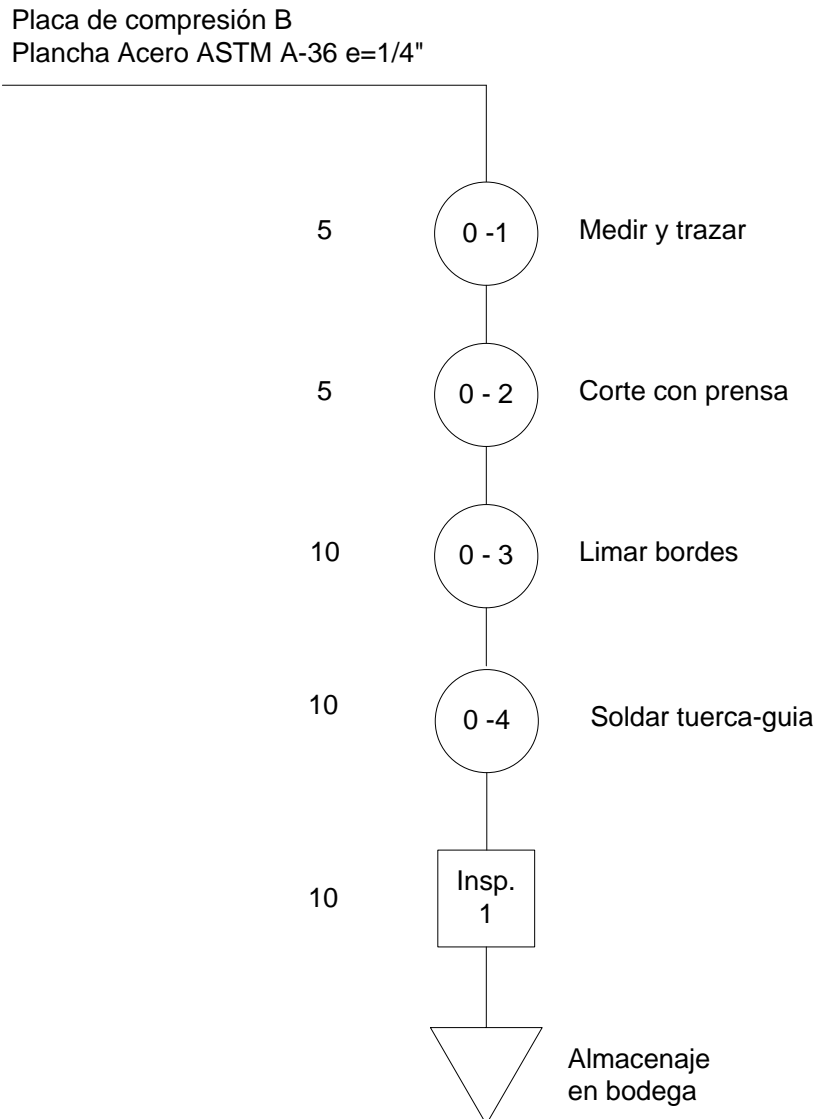


Diagrama 5.1.7 Proceso de construcción de Placa de compresión - del Molde B.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACA DE EXPULSIÓN MOLDE A

Asunto Diagramado: Placa de expulsión A

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

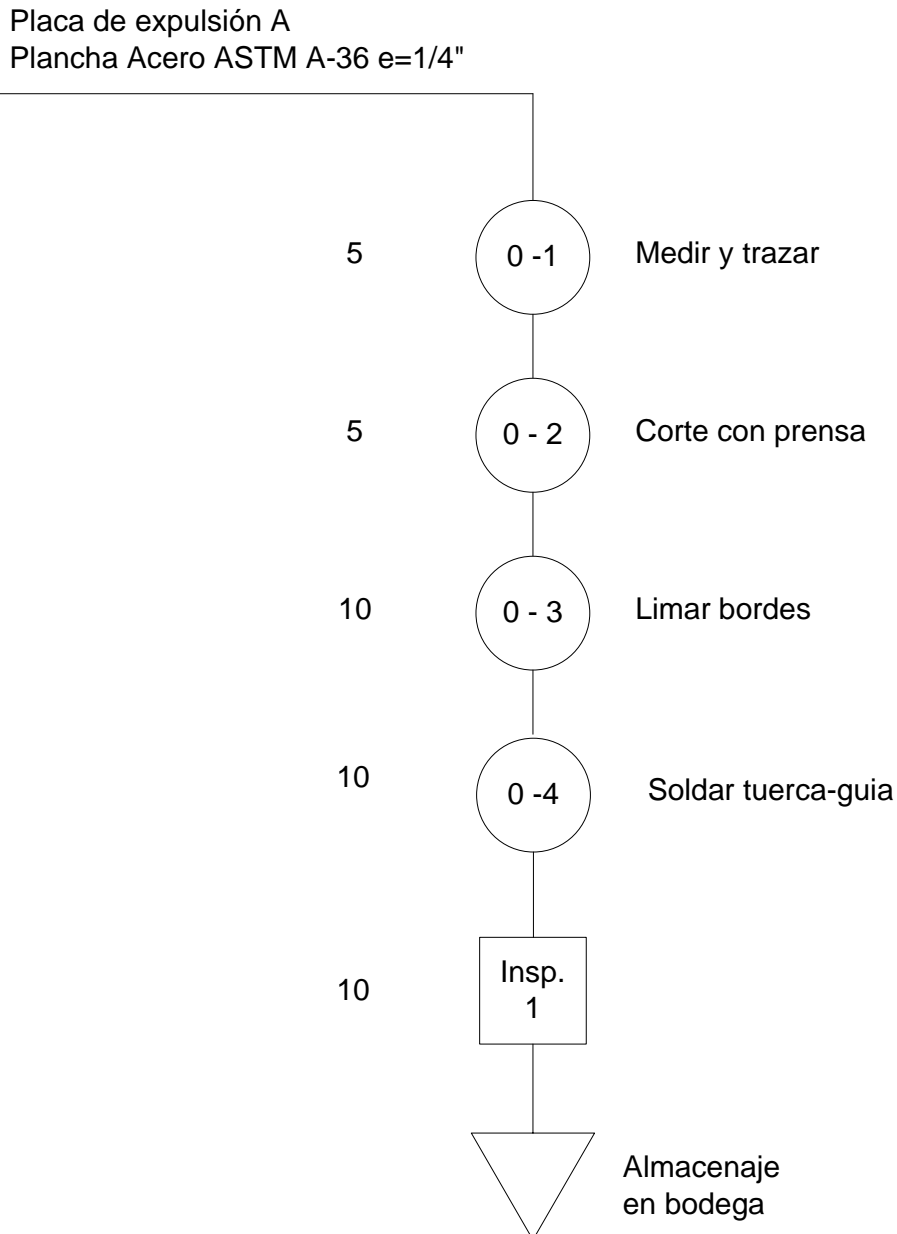


Diagrama 5.1.8 Proceso de construcción Placa de expulsión -Molde A.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACA DE EXPULSIÓN MOLDE B

Asunto Diagramado: Placa de expulsión B

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

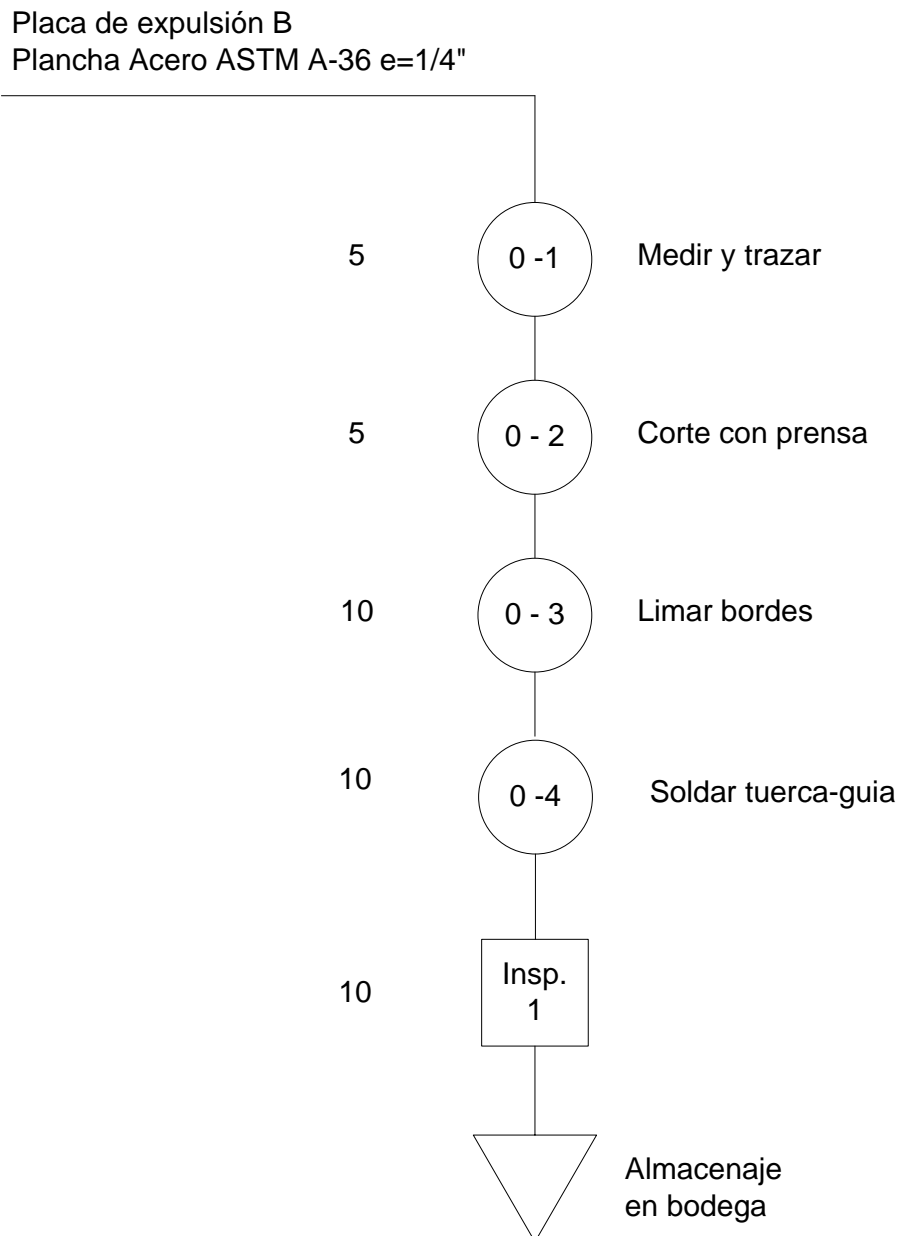


Diagrama 5.1.9 Proceso de construcción Placa de expulsión -Molde B.

DIAGRAMA DE PROCESO DE MESA DE COMPRESIÓN

Asunto Diagramado: Mesa de compresión

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

Mesa de Compresión
Plancha Acero ASTM A-36 e=1/4"



Diagrama 5.1.10 Proceso de construcción del Mesa de compresión.

DIAGRAMA DE PROCESO DE BASTIDOR - MONTANTES

Asunto Diagramado: Bastidor - Montantes

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

Bastidor - Montantes

Perfil L Acero ASTM A-36 2x2x1/4"

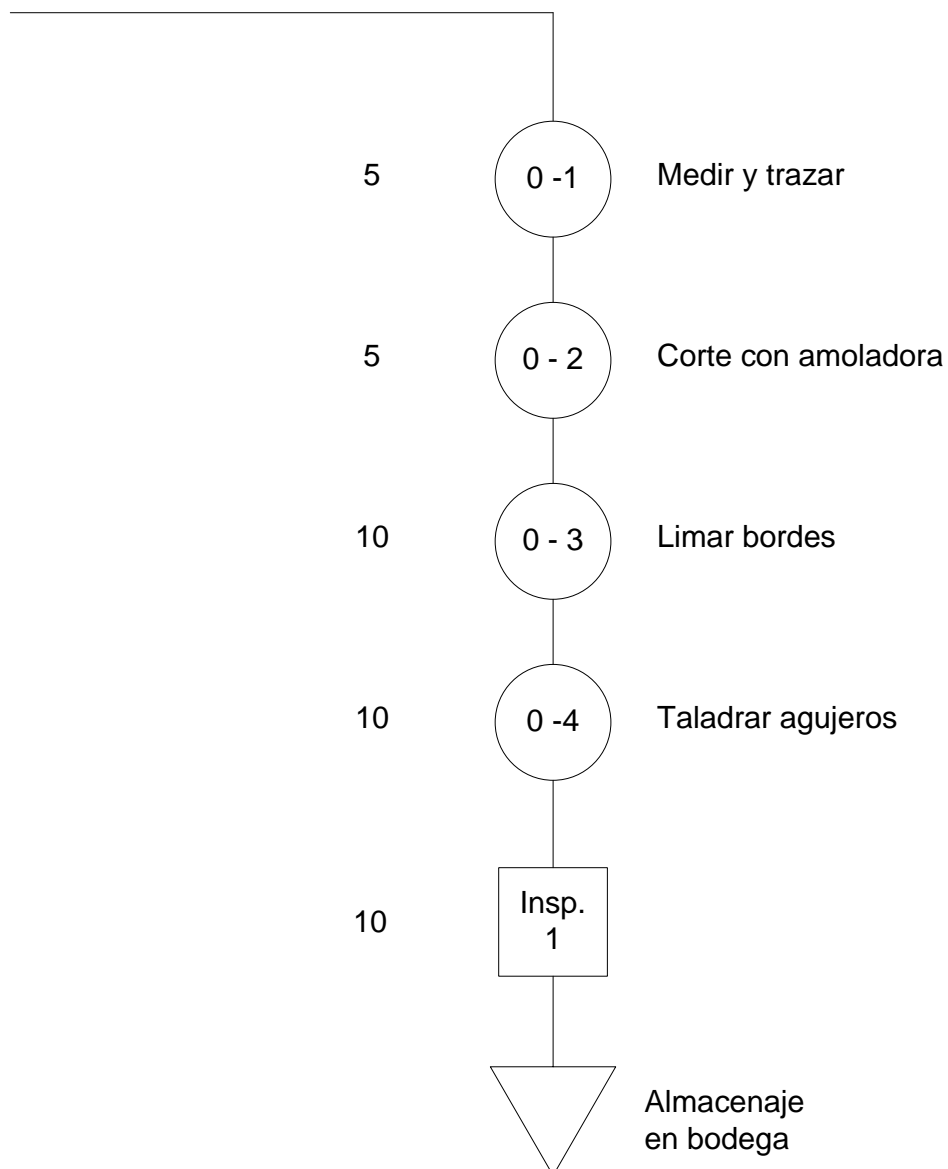


Diagrama 5.1.11 Proceso de construcción del Bastidor - Montantes.

DIAGRAMA DE PROCESO DE SOPORTE MESA DE COMPRESIÓN

Asunto Diagramado: Soporte mesa de compresión **Sección:** Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

Soporte Mesa de Compresión
Perfil L Acero ASTM A-36 3x3x1/4"

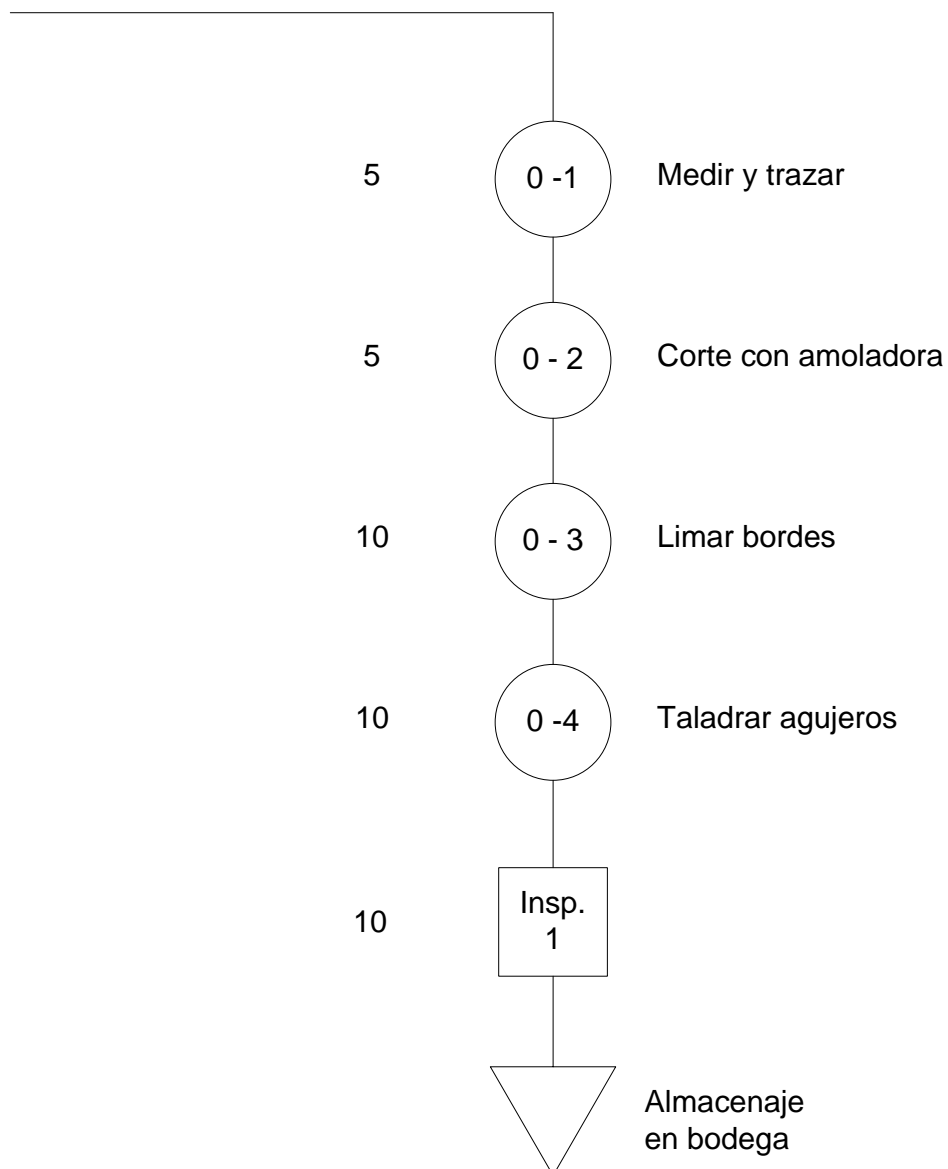


Diagrama 5.1.12 Proceso de construcción del Soporte Mesa de Compresión.

DIAGRAMA DE PROCESO DE SOPORTE CILINDRO DE COMPRESIÓN

Asunto Diagramado: Soporte cilindro de compres. **Sección:** Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

Soporte Cilindro de Compresión
Perfil L Acero ASTM A-36 3x3x1/4"

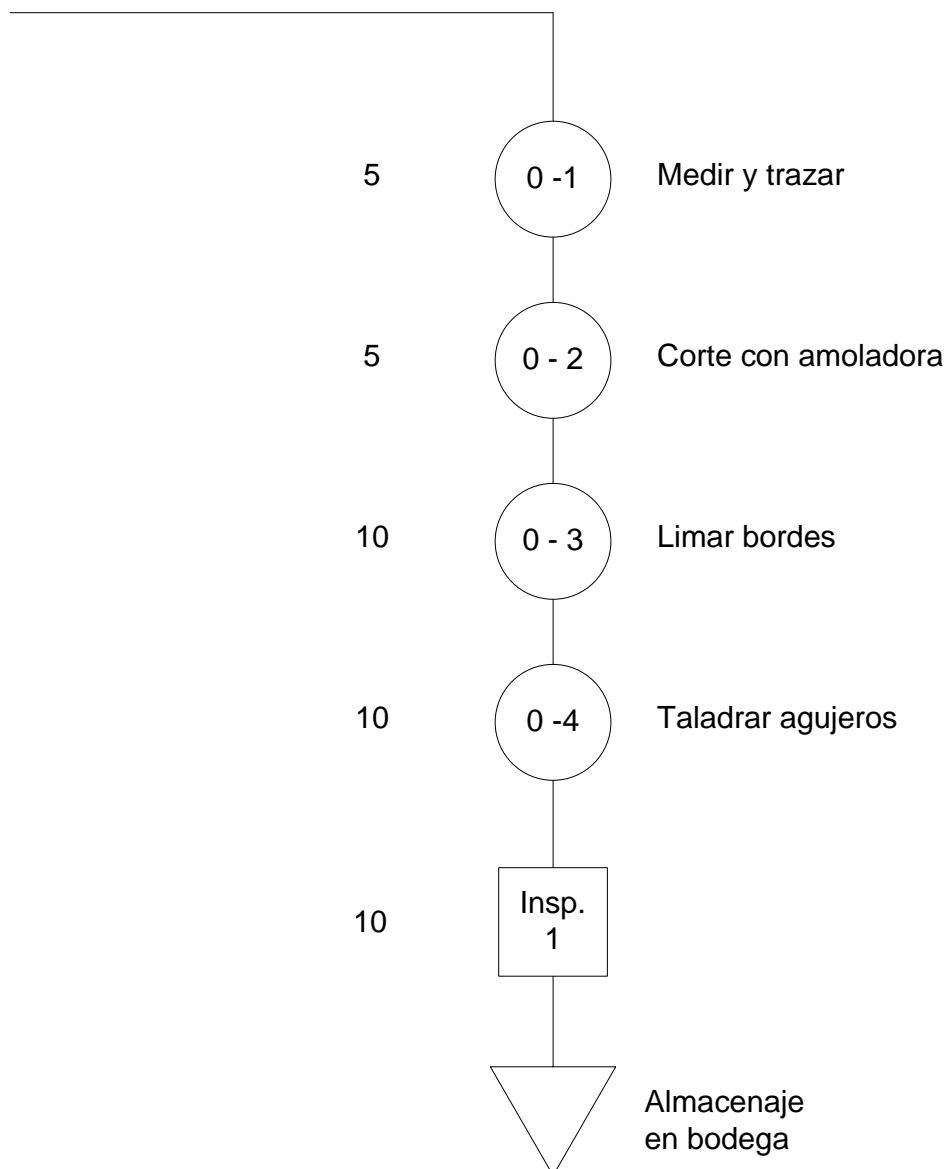


Diagrama 5.1.13 Proceso de construcción del Soporte Cilindro Compresión.

DIAGRAMA DE PROCESO DE SOPORTE CILINDRO DE EXPULSIÓN

Asunto Diagramado: Soporte cilindro expulsión

Sección: Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

Soporte Cilindro de Expulsión
Perfil L Acero ASTM A-36 3x3x1/4"

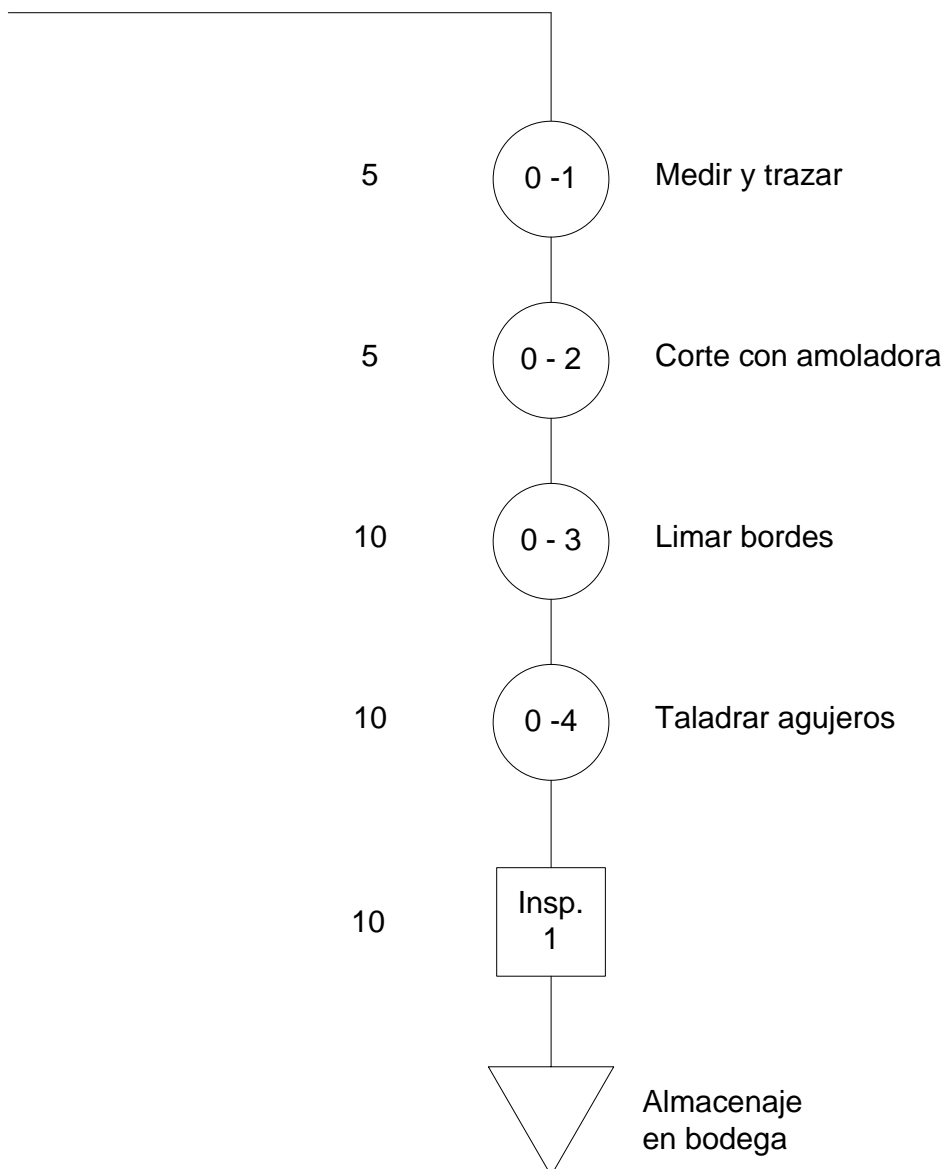


Diagrama 5.1.14 Proceso de construcción del Soporte Cilindro de Expulsión.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACAS RIGIDIZADORAS

Asunto Diagramado: Placas rigidizadoras

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

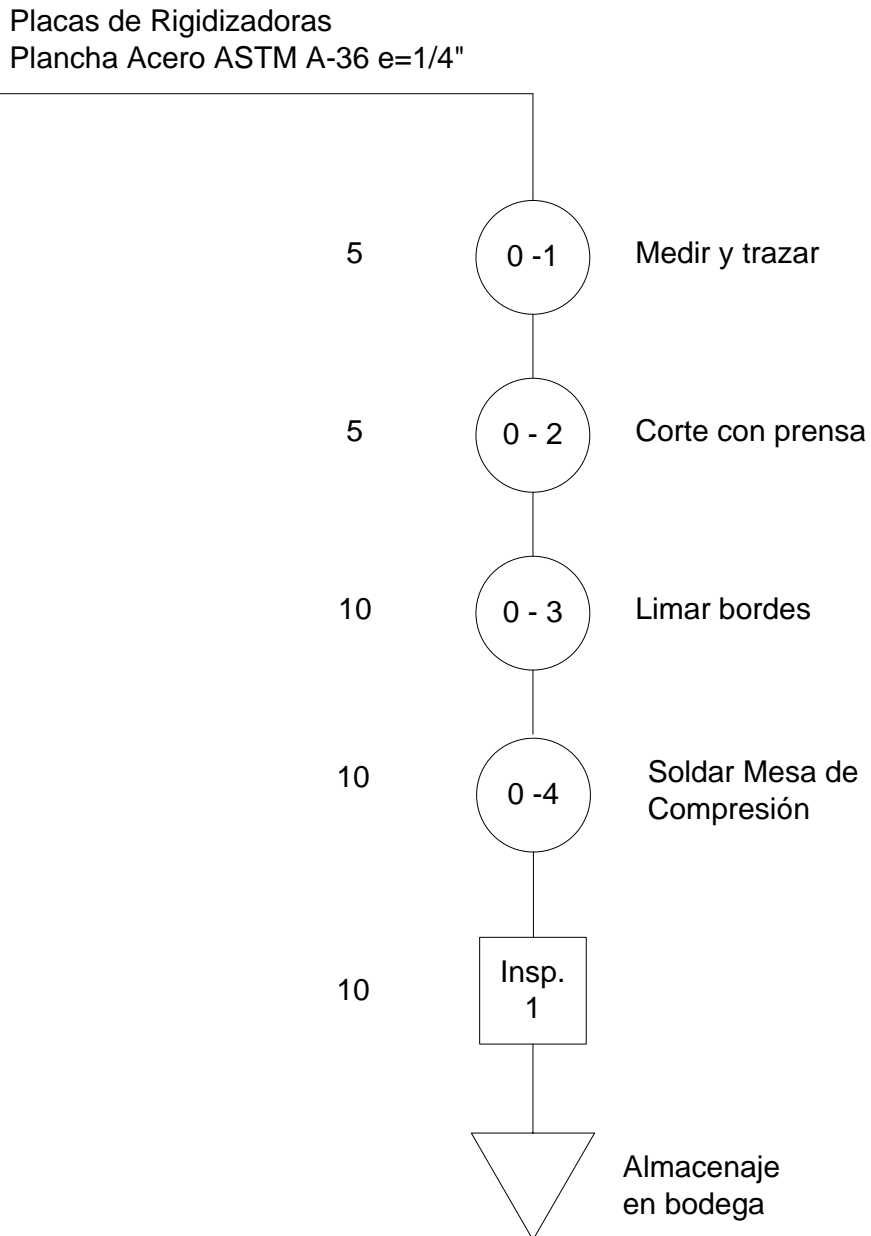


Diagrama 5.1.15 Proceso de construcción Placas Rigidizadoras.

DIAGRAMA DE PROCESO DE SOPORTE PANEL ELECTRICO

Asunto Diagramado: Soporte panel eléctrico

Sección: Estructura MEC.

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,
Alejandro Coba.

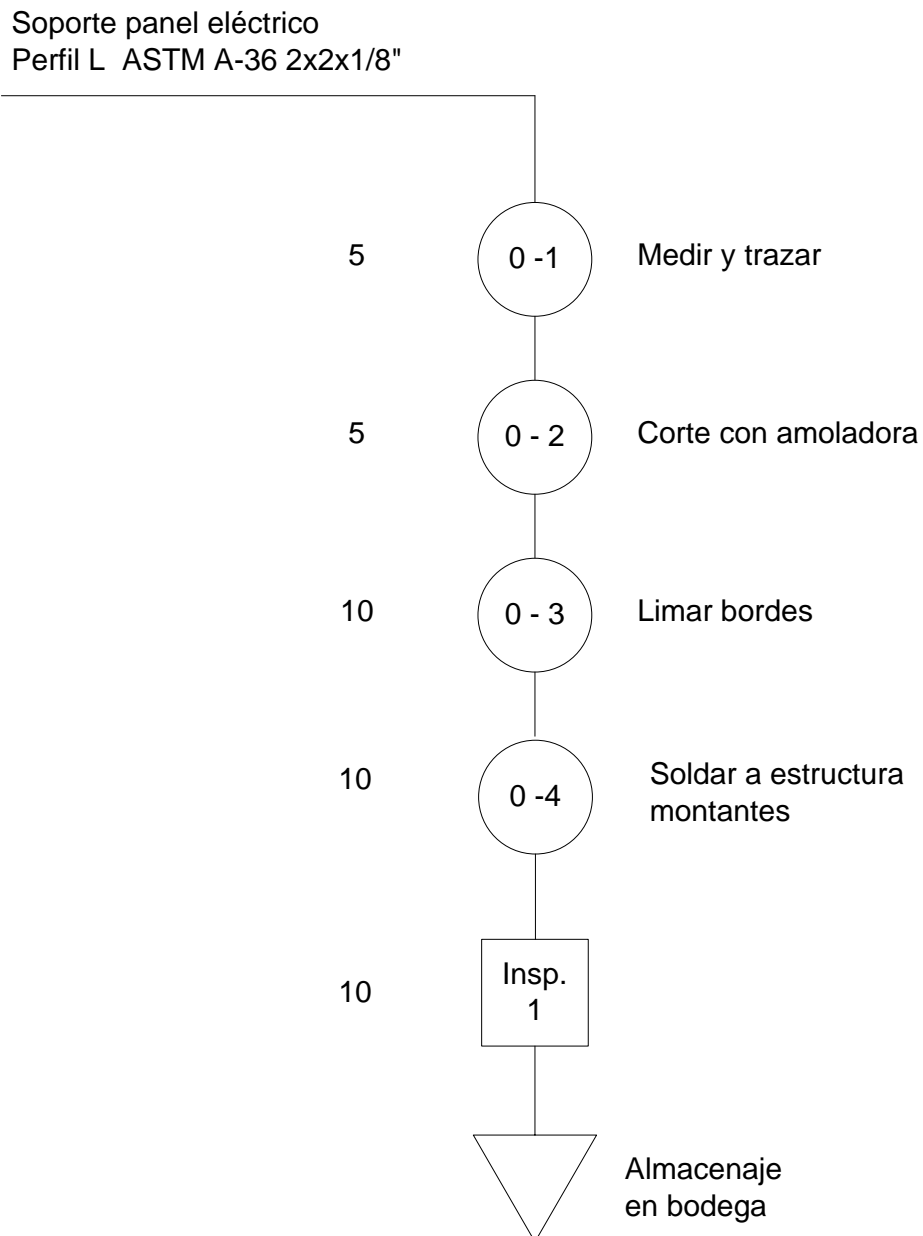


Diagrama 5.1.16 Proceso de construcción Soporte panel eléctrico.

DIAGRAMA DE PROCESO DE PLACAS BASES CILINDROS

Asunto Diagramado: Placas bases cilindros

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Sección: Estructura MEC.

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

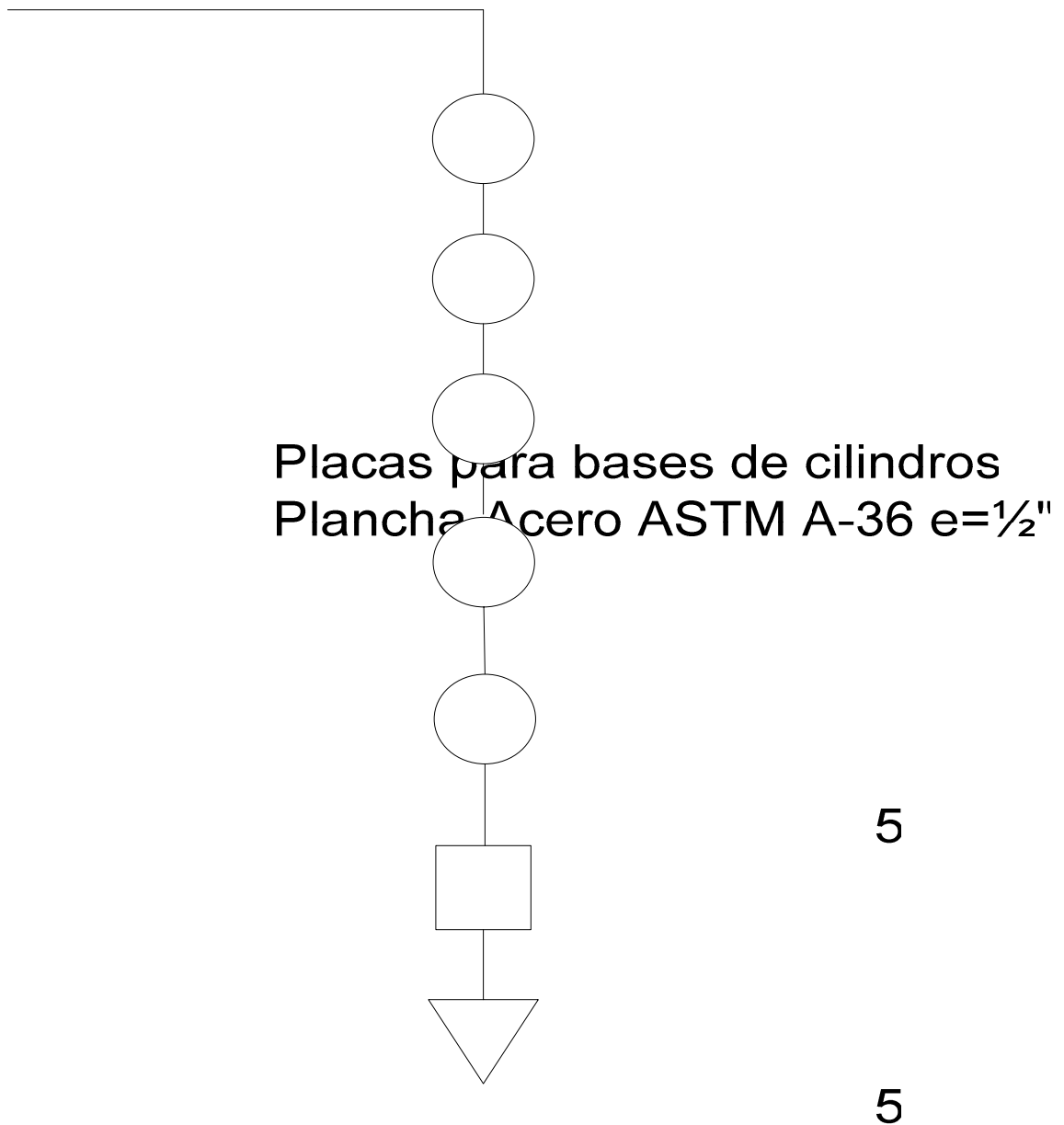


Diagrama 5.1.17 Proceso de construcción Placas Bases Cilindros

5.2 CONSTRUCCIÓN DE PARTES



FIGURA 5.2.1 RESERVORIO – UNIDAD DE POTENCIA



FIGURA 5.2.2 SOPORTE DE LA MESA DE COMPRESIÓN



FIGURA 5.2.3 SOPORTE DE CAPITEL – SOPORTE MESA DE COMPRESIÓN



FIGURA 5.2.4 MOLDE B



FIGURA 5.2.5 MOLDE A



FIGURA 5.2.6 SOPORTE CILINDRO DE EXPULSIÓN



FIGURA 5.2.7 ENSAMBLE BASTIDOR – UNIDAD DE POTENCIA



FIGURA 5.2.8 PANEL ELÉCTRICO



FIGURA 5.2.9 CIRCUITO PANEL ELÉCTRICO



FIGURA 5.2.10 ENSAMBLE BASTIDOR – UNIDAD DE POTENCIA- PANEL ELÉCTRICO

5.3 Instrucciones de montaje-mantenimiento y localización de averías.

5.3.1 Montaje-mantenimiento.

La lista de piezas esta comprendida por: los aparatos, grupo de elementos constructivos y piezas necesarias para el montaje-mantenimiento de la máquina compactadora de alimento representada en el dibujo. La lista de piezas, como se señaló al principio de este capítulo, es el punto de partida para la preparación del trabajo (inicialmente para hacer un pedido, proforma y luego su adquisición). El número secuencial para denominar a los elementos se hicieron siguiendo el orden de montaje especificados en los diagramas de procesos de las piezas constructivas, aunque también se pudo agrupar de una manera similar a la lista de materiales proporcionada en el punto 5.1 del presente trabajo.

El montaje-mantenimiento de la máquina compactadora se la realiza a partir de identificar los elementos que necesiten una mayor atención en vista al desgaste por ritmo de trabajo a que esta sometida la máquina y por su vida útil, los que señalamos a continuación:

- Cilindros hidráulicos
- Bomba de aceite
- Electroválvulas
- Filtro de succión y desgasificador

El correcto montaje y mantenimiento de estos elementos mas propensos a averías se hace referencia en el manual de mantenimiento de la máquina el mismo que se encuentra en los anexos, sin despreocuparse de los elementos que también necesitaran un mantenimiento pero no con la frecuencia que requerirán los mencionados anteriormente.

5.3.2 Planos de Montaje

Los planos de montaje y construcción se elaboraron en base a la Norma INEN de Dibujo, se trabajaron en formatos estandarizados (A1, A2, A3, A4) según se requirió para un mejor manejo de estos documentos al momento

del montaje, además para su elaboración se siguieron las siguientes recomendaciones:

- La denominación del dibujo fue lo más corta posible y permite identificar la clase de elemento, conjunto o pieza dibujado.
- Se llevó un registro para la localización de los números de los dibujos con un índice de referencia.
- Se usó un sistema de numeración directo y consecutivo, de acuerdo a las condiciones generales.
- El año de realización del dibujo (06) fue colocado junto al número de orden y separado por un guión; de esta manera se limita el número de serie a un año en específico, lo cual facilita la localización de un dibujo.

Las indicaciones sobre los materiales empleados en la fabricación de las piezas se refieren a designaciones normalizadas. Las escalas principales y auxiliares fueron claramente identificadas en los planos constructivos.

La disposición de las vistas de cada pieza o conjunto se hizo utilizando el método Americano (A) o del tercer diedro, esta disposición está identificada por el siguiente símbolo:

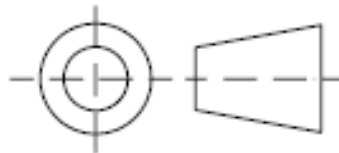


Figura 5.3.1: Símbolo correspondiente al método de disposición de vistas ISO A

Según ese símbolo, las vistas deben representarse de la siguiente manera:

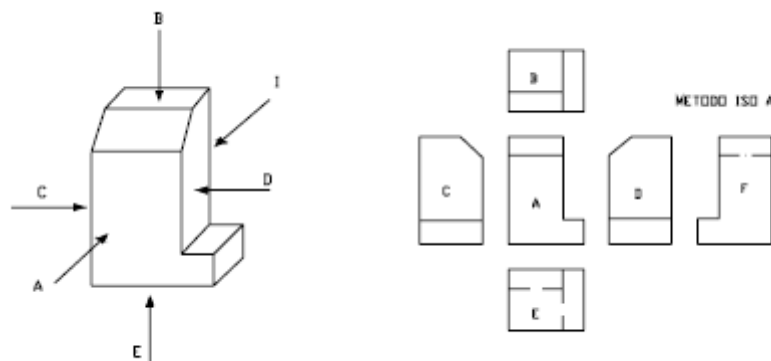


Figura 5.3.2: Ejemplo de representación de piezas según el método ISO A

Normalmente los dibujos registran en un recuadro especial todas las modificaciones y alteraciones que se realizan al plano que originalmente se elabora, pero en el caso específico de este proyecto las modificaciones o revisiones no se señalan, simplemente el plano se emite como final.

Los planos constructivos se encuentran al final del presente trabajo en la Sección "PLANOS"

5.3.3 Localización de averías dentro de la máquina compactadora.

Probablemente, la mayor ayuda para la localización de averías proviene de la confianza que da el conocimiento del sistema. Puesto que cada uno de sus componentes tiene una finalidad determinada, por lo que debe entenderse completamente su construcción y características de funcionamiento. Por ejemplo, el saber que una electro válvula distribuidora puede ser accionada manualmente puede ahorrar un tiempo considerable en el desmontaje del solenoide defectuoso.

Es también importante conocer las capacidades del sistema. Cada uno de sus componentes tiene un caudal, par, o presión nominales máximos. Si se hace funcionar el sistema a valores más elevados, se aumenta muchísimo la posibilidad de fallos.

Deben conocerse y comprobarse siempre con un manómetro, las presiones correctas de funcionamiento del sistema. El esquema del circuito hidráulico debe llevar siempre anotadas estas presiones. En caso negativo, hay que suponer que la presión correcta de funcionamiento es la más baja que permita un racionamiento adecuado del sistema y sea inferior a la presión nominal máxima de los componentes y de la máquina. Una vez hayan sido establecidas las presiones correctas, hay que anotarlas en el esquema hidráulico para futuras referencias.

La comprensión del sistema incluye también el conocimiento adecuado de las señales de mando y niveles de realimentación.

Un proceso que no parece complicado como volver a colocar un sistema o el cambio de una pieza de un componente puede originar problemas. Los puntos que se comentan a continuación pueden ayudar a evitar complicaciones innecesarias.

Cada componente del sistema debe ser compatible con los otros elementos del mismo. Como ejemplo, el uso de aceite no adecuado para rellenar el depósito puede originar problemas en el sistema hidráulico y por consiguiente el daño de la máquina.

Todas las tuberías deben dimensionarse correctamente y estar libres de curvaturas restrictivas. Una tubería subdimensionada o con restricciones origina una pérdida de presión.

Algunos componentes deben instalarse en una posición específica, con relación a otros componentes o tuberías. Por ejemplo, la carcasa de una bomba de engranajes, debe de estar siempre llena de fluido para fines de lubricación.

Aunque no es esencial para el funcionamiento del sistema, la colocación de puntos adecuados de comprobación para lecturas de manómetro, facilita también la localización de averías.

La capacidad para reconocer indicadores de problemas en un sistema determinado se adquiere usualmente mediante experiencia. Para ayudar a este proceso, hay que analizar el sistema y desarrollar una secuencia lógica para los ajustes de las válvulas, fines de carrera mecánicos, enclavamientos, y controles eléctricos. Frecuentemente, puede conseguirse el seguimiento de los caudales escuchando su paso por las tuberías o palpándoles por un calentamiento excesivo.

Trabajando regularmente con el sistema, puede desarrollarse una guía de causa y efecto de las averías. El tiempo inicial invertido en este proyecto puede ahorrar posteriormente muchas horas de paro del sistema.

Aunque la localización y reparación de las averías son una parte normal del funcionamiento de un sistema, el tiempo de parada puede minimizarse realizando regularmente un sistema sencillo de mantenimiento basado en los tres puntos:

- Mantener una cantidad suficiente de fluido hidráulico correcto que esté limpio y tenga la viscosidad adecuada.
- Cambiar y limpiar frecuentemente los filtros.
- Mantener las conexiones lo suficientemente apretadas de forma que el aire no pueda penetrar en el sistema, pero sin distorsionarlas.

5.4 Montaje de la máquina compactadora de alimento.

Cuando ya todos los elementos han sido máquinados y el plano de despiece está listo, la siguiente etapa es realizar el ensamblaje de todos los sistemas. Como se señaló anteriormente, en la máquina compactadora alimento tiene 3 subsistemas, por lo tanto así es como se armó:

5.4.1 SISTEMA HIDRÁULICO Y DE COMPACTACIÓN

1. Al tener ya construido el reservorio y tomando esto como base se procede a instalar las parte que corresponden al sistema hidráulico en donde se comienza por montar el filtro de succión en el interior del reservorio.
2. Se monta todos los elementos constitutivos del sistema hidráulico. Se ensambla el motor y su acople para la bomba. La bomba es acoplada con una válvula de alivio. Está válvula es conectada con las electro válvulas las cuales a su vez están conectadas con el panel eléctrico y los cilindros hidráulicos respectivamente. Esto se lo hace verificando los circuitos hidráulico y eléctrico.

5.4.2 ESTRUCTURA MECÁNICA

1. Ya cortadas todas las planchas de acero para sus distintos usos, es decir para el capitel y para los moldes matrices con sus

respectivas placas de compresión y de expulsión además de las placas metálicas utilizadas para los soportes de los cilindros y perforados los agujeros por donde se ensamblaran con el bastidor. Para las planchas de las matrices soldadas según su configuración (forma), y para las placas de compresión y expulsión son soldadas las uniones para los cilindros hidráulicos.

2. Cortados los perfiles en las dimensiones especificadas para al armado del bastidor tanto en las columnas montantes como para el soporte de la mesa de compresión y para los cilindros hidráulicos de compresión y expulsión y perforados de los agujeros por donde se ensamblarían mediante pernos normalizados. Se ensambla todas las planchas del capitel y los perfiles que actúan como viga a los perfiles que actúan como columnas montantes mediante pernos normalizados y pasadores contruidos.

5.4.3 ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

1. Se instala los cilindros hidráulicos con sus limitadores de carrera y sus accesorios en los soportes anteriormente manufacturados para este propósito. A su vez todos estos accesorios están unidos con los otros subsistemas.
2. Se instala las matrices mediante pernos normalizados a la estructura mecánica y sus placas de compresión y expulsión se unen a los cilindros hidráulicos mediante tuercas.

5.5 Diagramas de montaje

Terminada la construcción de todos los elementos y piezas se procedió al montaje de la máquina.

DIAGRAMAS DE MONTAJE DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Asunto Diagramado: MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

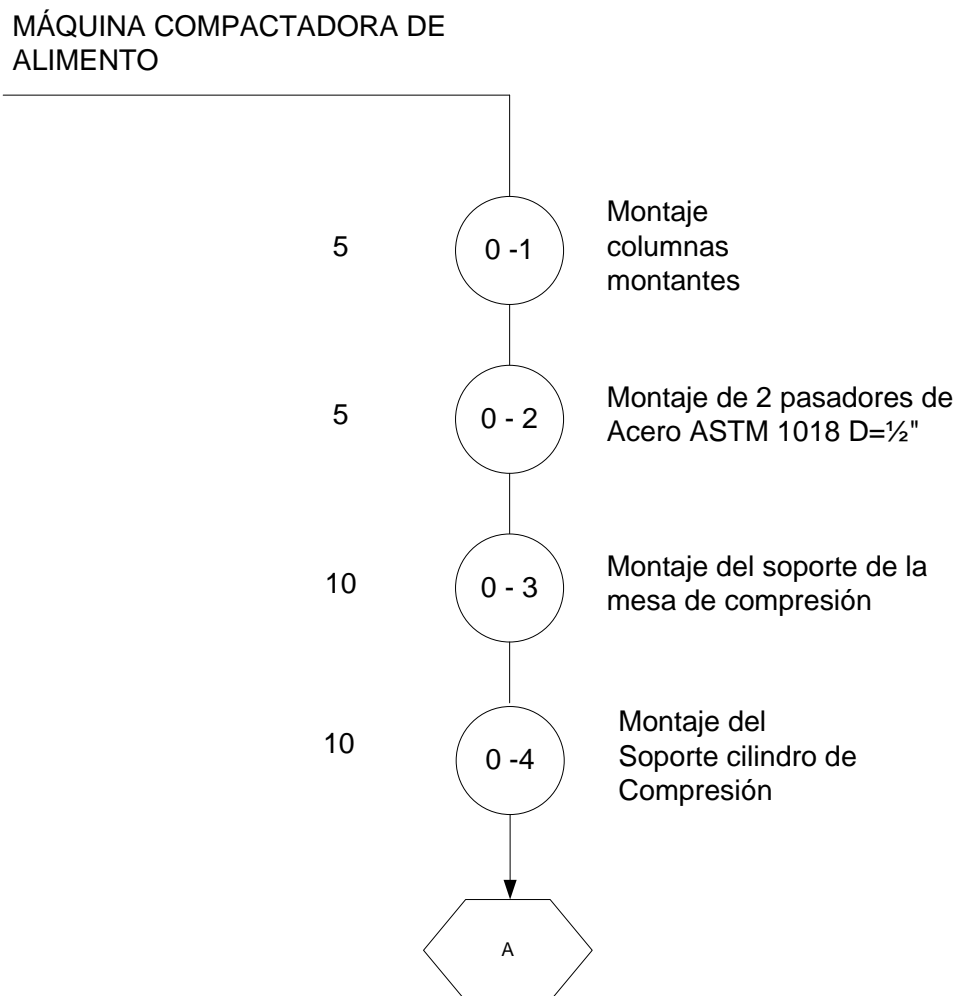


Diagrama 5.5.1 Montaje de la máquina.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Asunto Diagramado: MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

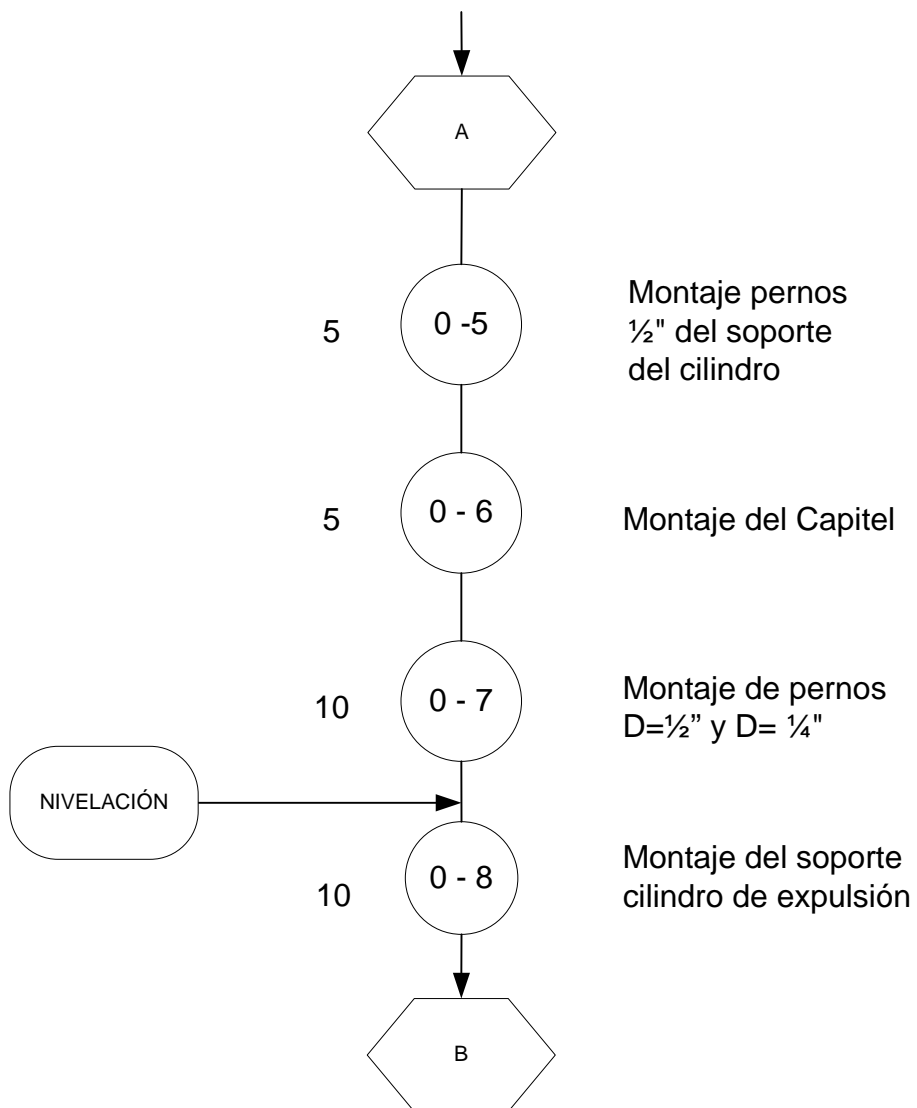


Diagrama 5.5.2 Montaje de la máquina.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Asunto Diagramado: MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

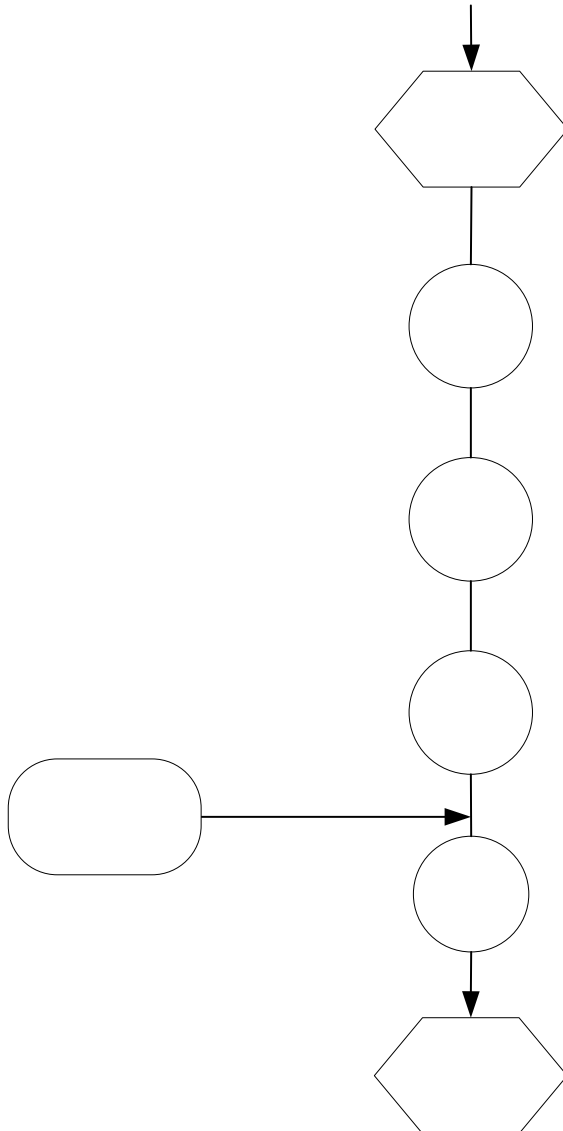


Diagrama 5.5.3 Montaje de la máquina.

5

5

0

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Asunto Diagramado: MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

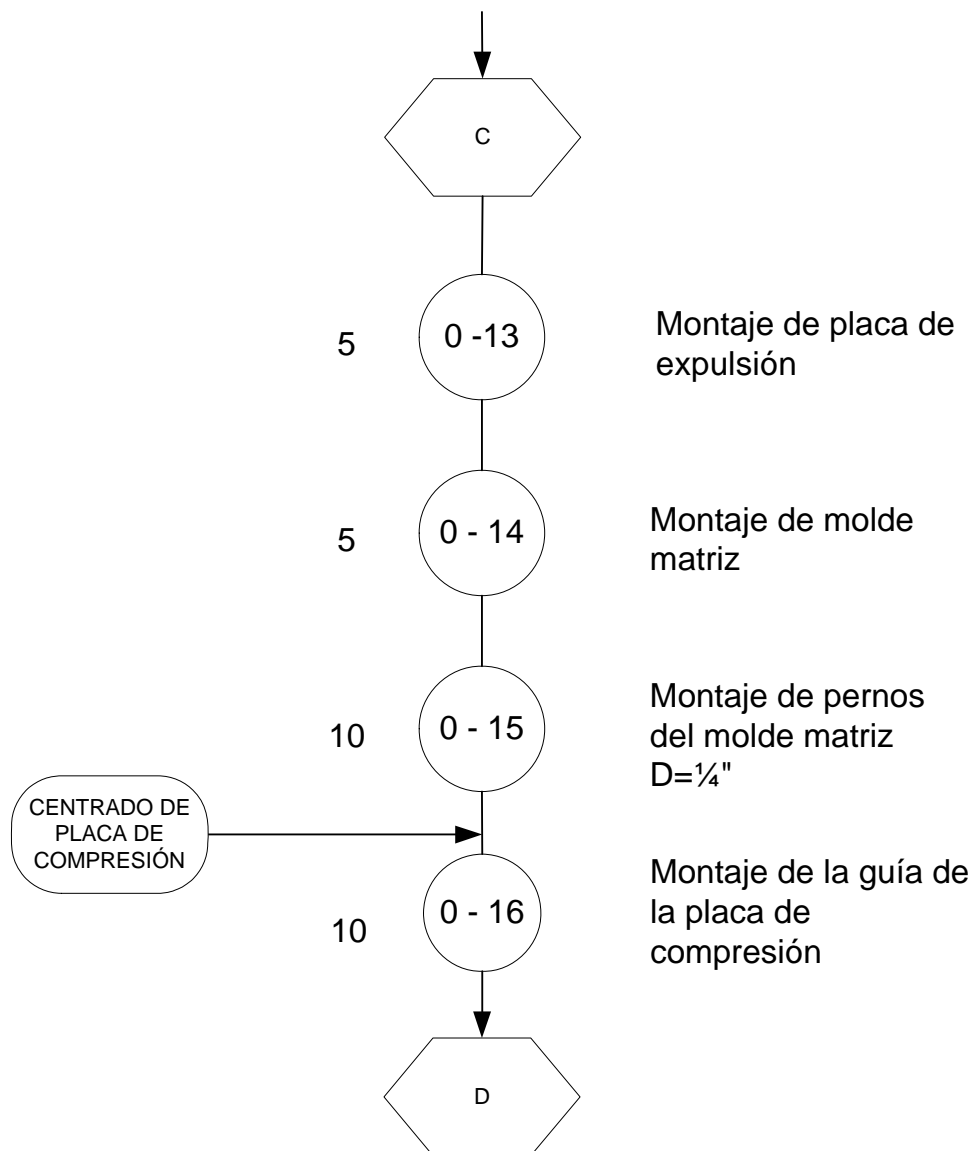


Diagrama 5.5.4 Montaje de la máquina.

DIAGRAMA DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Asunto Diagramado: MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO

Fecha de Diagrama: 2006/01/9

Diagramado por:

Pablo León,

Alejandro Coba.

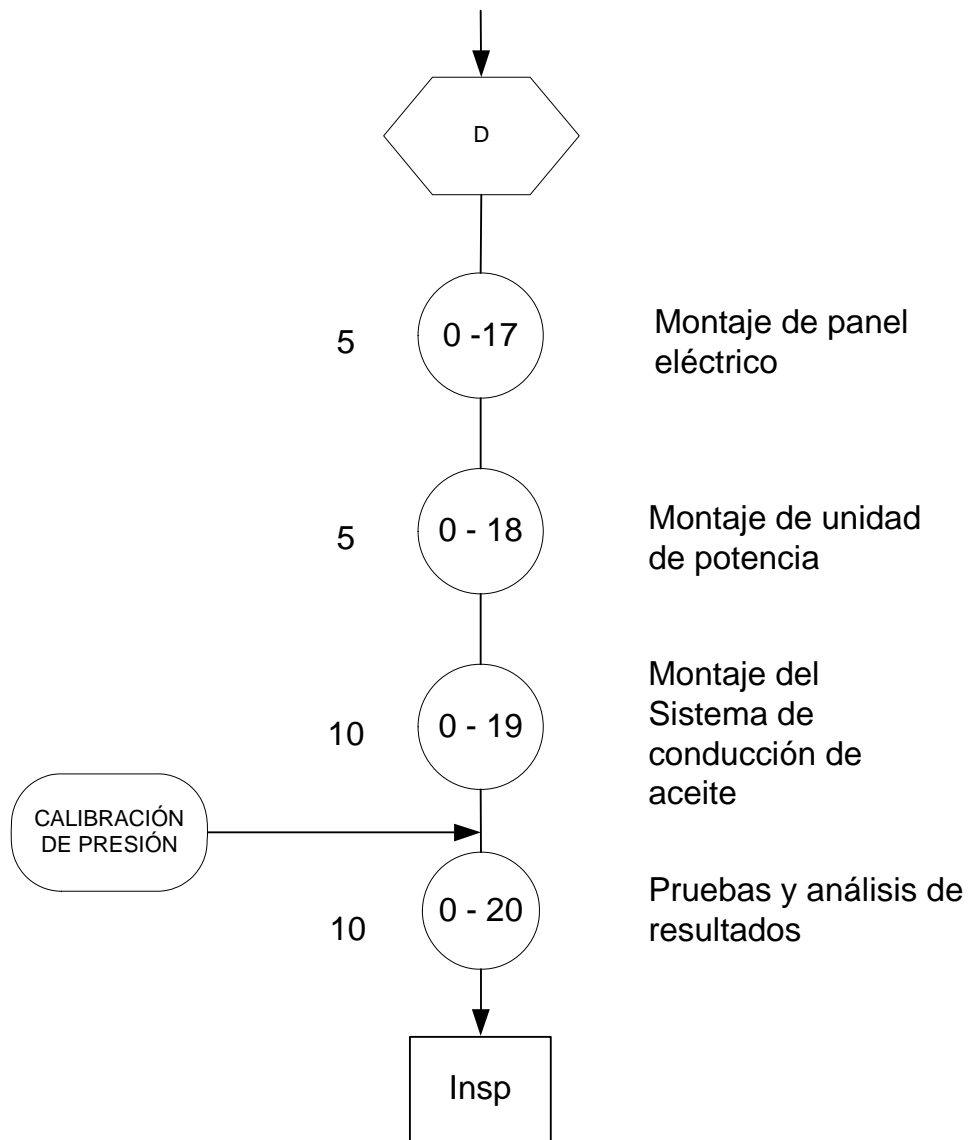


Diagrama 5.5.5 Montaje de la máquina.

5.6 Pruebas piloto de operación

Una vez terminado el montaje de la máquina, hay que evaluar el funcionamiento de la misma, para este fin se realizó pruebas de compactación del bloque a diferentes fuerzas y por ende presiones, hasta llegar a obtener una compactación idónea.

Para la realización de las pruebas se inició con la carga manual de la materia hacia los moldes, posteriormente se pone en marcha el sistema de compactación por medio del panel de control y por último descargamos los bloques ya compactados del molde. Esta secuencia se realizó por 5 ocasiones por cada matriz.

Para el análisis de estas pruebas se comparó las alturas de los diferentes bloques, los mismos que fueron compactados a diferentes presiones obteniendo experimentalmente la densidad de cada uno para a continuación conseguir la presión ideal de operación.

Inicialmente determinamos la capacidad máxima de la máquina, para lo cual se procedió a calcular teóricamente la fuerza de compactación de alimento para ganado:

$$\begin{aligned} p &= 3000 \text{ PSI} \\ p &= 20.69 \text{ MPa} \end{aligned} \quad \text{Presión máxima requerida}$$

$$\begin{aligned} F &= A * p \\ F &= 1140 \text{ mm}^2 * 20.69 \text{ MPa} \\ F &= 23586.6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F = 2.4 \text{ Ton} \quad \text{Fuerza máxima aplicable}$$

Obteniendo 2400 Kg. (2.4 TON) de capacidad en la máquina y 3000 PSI de presión.

Para precautelar la seguridad del personal que opera la máquina se opta por establecer un rango de operación confiable que va 500 PSI hasta los 2500 PSI.

5.7 Análisis de pruebas y resultados

MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO PARA GANADO

Condiciones ambientales

Temperatura: 21 °C

Humedad: 41%

BLOQUE MULTINUTRICIONAL (40X20XALTURA)					
PROPIEDADES	FUERZA (TONELADAS)				
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
MASA (gr.)	10000	10000	10000	10000	10000
AREA (mm ²)	1140	1140	1140	1140	1140
ALTURA (mm)	207	205	198	190	180
DENSIDAD (gr./cm ³)	0,72040003	0,72742833	0,75314549	0,78485688	0,82846004
PRESIÓN (PSI)	748,089383	997,452511	1246,81564	1496,17877	1745,54189

Tabla 5.7.1 Influencia de la presión sobre la densidad del bloque multinutricional

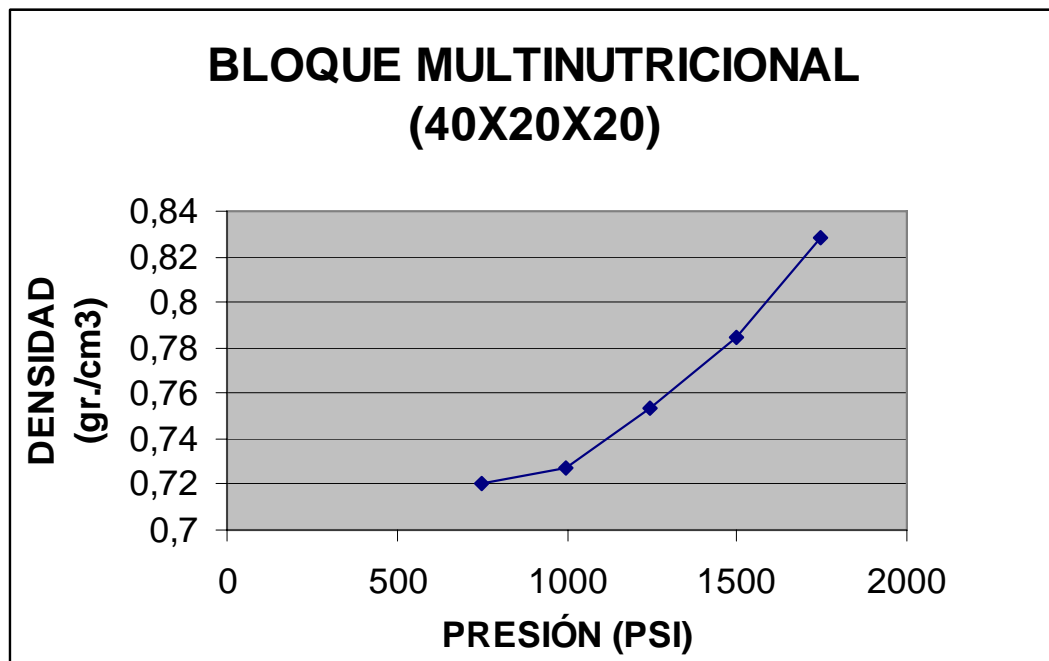


Figura 5.7.1 Densidad vs. Presión bloque A

MÁQUINA COMPACTADORA DE ALIMENTO PARA GANADO

Condiciones ambientales

Temperatura: 21 °C

Humedad: 41%

BLOQUE MULTINUTRICIONAL (20X20XALTURA)					
PROPIEDADES	FUERZA (TONELADAS)				
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
MASA (gr.)	10000	10000	10000	10000	10000
AREA (mm)	1140	1140	1140	1140	1140
ALTURA (mm)	207	205	198	190	180
DENSIDAD (gr./cm ³)	0,76277651	0,77021823	0,79744817	0,83102493	0,87719298
PRESIÓN (PSI)	748,089383	997,452511	1246,81564	1496,17877	1745,54189

Tabla 5.7.2 Influencia de la presión sobre la densidad del bloque multinutricional

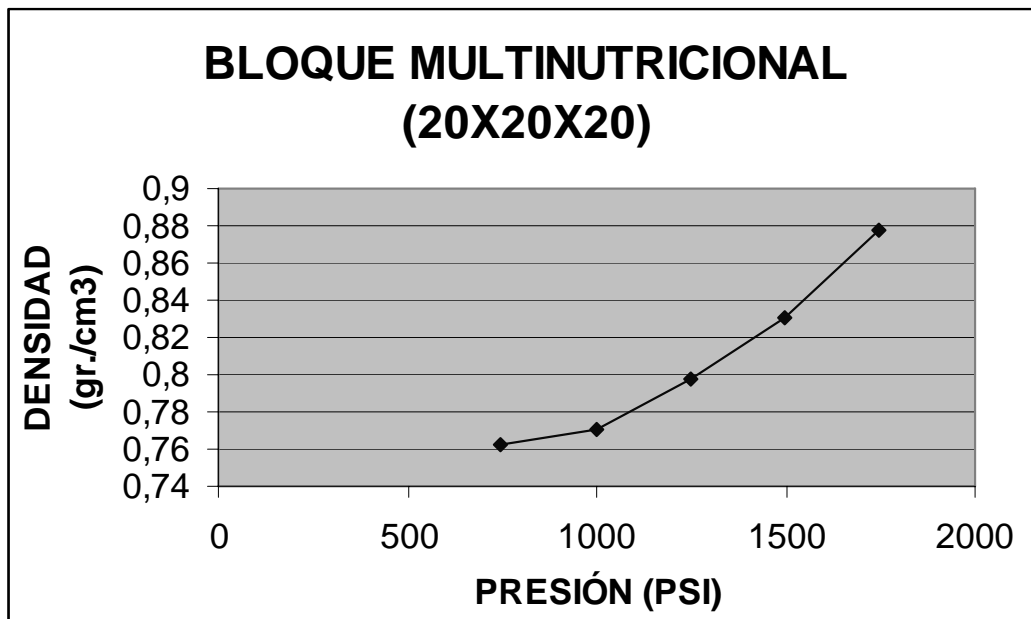


Figura 5.7.2 Densidad vs. Presión bloque B

5.8 Calibración de la máquina

La máquina compactadora de alimento está construida en su totalidad para ser desmontable, es por esa razón que cada vez que se va a realizar pruebas de compactación, se debe verificar que las partes móviles estén adecuadamente aseguradas y alineadas en los casos que se aplique.

Las partes que deben ajustarse correctamente son:

- Las roscas de las placas de compresión y de expulsión.
- Los pernos que sujetan al molde matriz.
- En el caso del molde matriz hay que comprobar que las placas de compresión y expulsión estén correctamente alineadas en vista que su ingreso y salida de las mismas influyen en la compresión y en la durabilidad de los cilindros.
- La principal calibración se lo hace en la válvula de presión regulable.

En esta sección final, se observarán fotos que tienen relación con las piezas que se debe tomar precaución al momento de ajustar el ensamble y fotos de la apariencia final de la máquina.

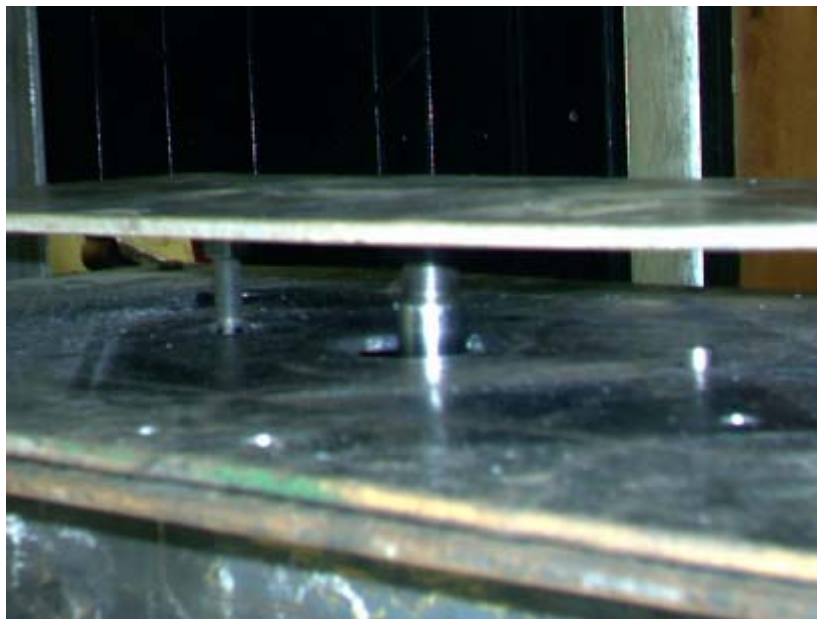


Figura 5.8.1 placa de expulsión



Figura 5.8.2 Montaje de matriz



Figura 5.8.3 válvula de regulación de presión

La calibración de la máquina se la realizó mediante la regulación de la presión en la válvula regulable, está influye directamente a la compactación es decir a su densidad.

CAPITULO 6

EVALUACIÓN ECONÓMICA-FINANCIERA

6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

Costos Directos

Son los que intervienen directamente en la construcción del aparato y se dividen en:

- Costos de materiales

- Costo de uso máquinas-herramientas

- Costo de mano de obra

Costos de materiales

Son el valor de cada material que forma parte de la máquina, se dividen en dos tipos que son:

Materiales Directos

Son aquellos que constituyen el aparato en si, como la plancha de acero, ángulos (perfiles laminados), roscas, pasadores.

Materiales Indirectos

Son materiales que se utilizan en la construcción, mas no quedan físicamente en la máquina como electrodos, discos de corte y desbaste, sierras, brocas.

Costo de uso máquinas-herramientas

Son los costos por el uso de la maquinaria que se utilizó, en esto se incluye el uso de cortadora de prensa, uso de soldadoras, torno y herramientas en general que se utilizó para la construcción.

Costo de mano de obra

Es el costo del tiempo que invirtieron los obreros en la construcción, montaje y acabado. El valor asignado a la hora de trabajo de cada obrero es: 2.50 USD.

Costos Indirectos

Son costos que no forman parte de la máquina pero que intervienen en el proyecto.

- Servicios Básicos
- Gastos Administrativos
- Movilización
- Imprevistos.

El costo total de la máquina es la suma de todos los costos antes mencionados y su valor se desglosa en los siguientes cuadros.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	Motor eléctrico 1.5 HP, 1730 RPM	1	130	130
2	Acople flexible motor bomba	1	30	30
2	Bomba de engranajes 1.2 cc/rev	1	240	240
2	Manómetro de glicerina 0 - 3000 PSI	1	30	30
6	Válvula de presión regulable	1	80	80
6	Subplacas CETOP 3	2	43	86
6	Electroválvulas CETOP 3	2	250	500
9	Conectores DICC	4	9	36
10	Visor de nivel 3"	1	25	25
11	Filtro de succión 1/2" NPT	1	17	17
12	Filtro de desgasificación tipo silenciador	1	8	8
13	Cilindros hidráulicos Diam. 40 mm.x400mm	2	130	260
14	Limitadores de carrera, cableado y pernos	1	100	100
15	Acoplamientos y mangueras hidráulicas	8	15	120

16	Perno de 1/4" SAE grado 3	24	0,2	4,8
17	Perno de 1/2" SAE grado 3	8	0,5	4
18	Perno de 7/16" SAE grado 3	8	0,3	2,4
19	Pulsador eléctrico	2	10	20
20	Pulsador eléctrico - Paro emergencia	1	10	10
21	Pulsador eléctrico - Encendido	1	10	10
22	Pulsador eléctrico	2	10	20
23	Contactador	1	10	10
24	Relé	1	30	30
25	PLC SR2 A201FU	1	200	280
26	Conector eléctrico 16 input/16output	1	30	30
27	Swicht Breaker	2	15	30
28	Tablero eléctrico	1	30	30
29	Tool de 4x4x1/4"	4	2,5	10
30	Angulo de 2x2x1/4"	1	19	19
31	Angulo de 3x3x1/4"	1	30	30
32	Pasador de 1/2" acero 1018	2	6,5	13
33	Plancha de acero A-36 350x600x6	1	12	12
34	Plancha de acero A-36 100X200x6	2	1,2	2,4
35	Plancha de acero A-36 700X200x3	4	4	16
36	Plancha de acero A-36 200X200x3	4	1,2	4,8
37	Plancha de acero A-36 1220X300x6	1	21	21
38	Plancha de acero A-36 800X300x6	1	13,8	13,8
39	Plancha de acero A-36 400X200x6	2	5	10
40	Plancha de acero A-36 200X200x6	2	2,4	4,8
			Subtotal =	2300

Tabla 6.1.1 Costo de materiales Directos

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	Electrodo 6011 (libras)	2	1,25	2,5
2	Electrodo 7018 (libras)	2	1,5	3
2	Disco Desbaste	1	2	2
2	Disco corte	1	2	2
6	Sierras de corte	2	1,5	3
6	Broca de 1/4"	1	1	1

6	Broca de 1/2"	1	2,5	2,5
9	Tuercas de 18x1,5 mm	5	0,6	3
10	Tubo galvanizado 1/2"(retazo)	1	1	1
			Subtotal =	20

Tabla 6.1.2 Costo de materiales indirectos

Subtotal materiales directos	2300
Subtotal materiales indirectos	20
TOTAL MATERIALES	2320

Costo Mano de obra y máquinas herramientas

Para obtener el valor de los costos de mano de obra y de uso de maquinaria, se hizo el cálculo estimativo con las siguientes tarifas:

Mano de Obra = 1.00 USD/hora
 Servicios = 0.25 USD/hora
 Maquinaria = 1.25 USD/hora
Total = 2.50 USD/hora

La máquina fue construida y montada en 15 días de trabajo lo que representa 120 horas y esto multiplicado por la tarifa de hora de calculada, da un total de 300 USD desglosadas en las siguientes tablas:

Días	Horas Días	Total horas	Costo/hora	Costo Total
15	8	120	1	120

Tabla 6.1.3 Costo de Mano de Obra

Días	Horas Días	Total horas	Costo/hora	Costo Total
15	8	120	1,5	180

Tabla 6.1.4 Costo de Máquina Herramientas

Costos Indirectos USD	
Ítem	Costos USD
Luz Montaje-Construcción	10
Luz Diseño	5
Agua	10
Teléfono	5
Internet	5
Vehículo	15
Combustible	20
Alimentación	20
Imprevistos	10
Total USD	100

Tabla 6.1.5 Costos Indirectos

Luego de analizar todos los costos que intervinieron en la construcción de la máquina en la siguiente tabla se obtiene el costo total.

Máquina compactadora de alimento para ganado	
Ítem	Valor USD
Costo Materiales	2320
Costos Indirectos	100.00
Costo Maquinaria	180.00
Costo Mano de Obra	120.00
Total	2720

Tabla 6.1.5 Costo Total Máquina compactadora de alimento para ganado

6.2 EVALUACIÓN FINANCIERA

Se ha llegado a determinar que la vida útil de la máquina compactadora va a ser de 10 años porque los elementos utilizados en la máquina tales como: bastidor, cilindros, compresor, electroválvulas, etc.; son de alta resistencia.

Además, sabiendo que el costo aproximado de nuestra máquina compactadora es de alrededor de 2700 dólares americanos; Se ha realizado el estudio económico, en base a los parámetros mencionados en los siguientes términos:

Cálculo de la Depreciación de la Máquina Compactadora:

Valor de la Máquina	2720	USD
Vida Útil (n)	10	AÑOS
Valor de Salvamento = (2/n) %	0,20	20 %

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
1	2720	544,0	2176,0
2	2176,0	435,2	1740,8
3	1740,8	348,2	1392,6
4	1392,6	278,5	1114,1
5	1114,1	222,8	891,3
6	891,3	178,3	713,0
7	713,0	142,6	570,4
8	570,4	114,1	456,3
Valor Aproximado de =			456,0

Con lo que el valor de la Depreciación será de:

$$\text{Depreciación} = (\text{Valor de la máquina} - \text{V. aprox.}) / (n)$$

$$\text{Depreciación} = 226 \text{ USD por año.}$$

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
1	2720	226	2494
2	2494	226	2268
3	2268	226	2042
4	2042	226	1816

5	1816	226	1590
6	1590	226	1364
7	1364	226	1138
8	1138	226	912
9	912	226	686
10	686	226	460

6.2.1 Cálculo del Valor Actual Neto (VAN)

Sabiendo por ante mano que la sumatoria del VAN, debe ser positiva se realizaron cálculos iterativos que nos permiten calcular tanto el VAN para seguidamente obtener el TIR. (Tasa interna de rendimiento).

Para hacer el cálculo del flujo neto para el primer año, se tomó en cuenta los siguientes parámetros:

CALCULO DEL FNE	Costo	Unidades	USD
Ingreso	8,00	300	+2720
Costo de Producción			
<i>Mantenimiento</i>	150	888	- 888
<i>Energía Eléctrica</i>	432		
<i>Depreciación</i>	306		
Depreciación			226
FNE			1750

VAN (VALOR ACTUAL NETO)			
AÑOS	FLUJO NETO	VAN	VAN
		i = 40%	i = 30%
		0,4	0,3
0	-2720	-4823	-4823
1	1800	1285,7	1384,6
2	1900	969,4	1124,3
3	1700	619,5	773,8
4	1800	468,6	630,2
5	1800	334,7	484,8
6	1700	225,8	352,2
7	1800	170,8	286,9
8	1600	108,4	196,1
SUMATORIA =		-640,2	409,9
TIR =	33,9	0,34	%

6.2.2 Cálculo del Costo Beneficio

COSTO / BENEFICIO					
AÑOS	INGRESOS	EGRESOS	FLUJO	INGRESO ACTUAL	EGRESO ACTUAL
0		4824	4824		
1	2400	400	1818	1791,0	298,5
2	2880	800	1818	1603,9	445,5
3	3000	800	2000	1246,8	332,5
4	2600	800	2000	806,4	248,1
5	2800	800	2000	648,1	185,2
6	3000	900	2200	518,2	155,5
7	2500	900	2200	322,3	116,0
8	2200	900	2260	211,6	86,6
SUMATORIA =				7148,4	1867,9
COSTO/BENEFICIO =				3,8	

El costo beneficio se obtuvo de la división de la sumatoria de los ingresos actuales para los egresos actuales, dando como resultado un valor mayor a uno, con lo que se confirma que es un proyecto rentable.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Luego de la finalización del proyecto se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- La máquina al cumplir con la característica de ser portátil y desmontable, puede ser instalada en el lugar que la requieran, cumpliendo de esta forma uno de los objetivos que es ejecutar la compactación de alimento para ganado de engorde.

- La máquina compactadora de alimento para ganado, posee un rango confiable de trabajo, su operación óptima está en los 2100PSI, con un error porcentual bajo de compactación para valores que van desde 300PSI hasta 1800PSI, valores que se encuentran en el rango de las pruebas efectuadas. Para los ensayos de compactación se determinó la presión ideal de 2000 PSI que cumplen con las medidas que se requieren para el producto terminado.

- El manómetro y cilindros hidráulicos fueron escogidos de acuerdo a la capacidad deseada de la máquina por medio de catálogos, ahorrando tiempo y esfuerzo, el bastidor fue diseñado de tal forma que cumpliera con la característica de ser desmontable para poder retirar y reemplazar las matrices.

- El uso de los programas de dibujo y diseño como Autodesk Inventor, Solid Works y COSMOS ayudaron en gran medida tanto en el diseño, construcción y montaje permitiendo observar el comportamiento y movimiento relativo de cada una de las piezas.

7.2 RECOMENDACIONES

- Al trabajar esta máquina en un ambiente precario, se recomienda mantener las matrices aceitadas para evitar de esta forma que se oxiden rápidamente, y en el caso de las placas de compactación y expulsión, y el resto de accesorios de la máquina es necesario mantenerlas pintadas.
- Para obtener un buen producto terminado se debe procurar ser cuidadoso el momento de realizar la compactación en vista que la presión es el principal agente para el terminado del producto.
- Para la seguridad del operario de la máquina debe tener mucha precaución al momento del ingreso de la placa de compactación en el molde matriz, para esto de debe comprobar que la guía de esta placa esté montada.
- Para la seguridad del operario de la máquina debe tener mucha precaución al momento del ingreso de la placa de compactación en el molde matriz, para esto de debe comprobar que la guía de esta placa esté montada.
- Hay que tener un especial cuidado en el montaje de las matrices y de las placas tanto de compresión como de expulsión ya que al ser una máquina sometida a presión interna y fuerza axial requiere una alineación exigente.
- Antes de comenzar la construcción se debe tener todos los planos y diagramas de proceso para que no existan partes innecesarias, lo cual representa pérdida de dinero en la mano de obra.
- Tomado en cuenta la rentabilidad del proceso, se debe ir desarrollando este tipo de proyectos en el campo ganadero. Específicamente en el caso de la máquina compactadora de alimentos para ganado, se podría mejorar su eficiencia desarrollando un mejor sistema de alimentación, como se lo propone en el diseño.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY, J.E. MISCHKE, C.R. Diseño en ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. 6ta. ed. Mc Graw Hill. México. 2002. 1257 p
- DEUTSCHMAN, A. MICHELS, W. WILSON, C. Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica. Traducido del inglés por José Armando Garza Cárdenas. Primera ed. Español. México. Continental. 1991. 972 p.
- MARKS, L.S. Manual del ingeniero mecánico de Marks. Traducido del inglés por Santiago Alonso. Primera ed. Español. México. Uteha. 1967. 2596 p.
- LOUIS, DAVID. Técnicas y tecnología de la fabricación de piensos compuestos. Traducido del inglés y acoplado al español por Pedro Méndez. Primera ed. Español. España. Madrid. 1962. 609 p.
- LAWRENCE, E. KEYSER, C. LEACH, J. SCHRADER, G. SINGER, M. Materiales y procesos de manufactura para ingenieros. Traducido del inglés por Julio Fournier González. Tercera ed. Español. México. 2002. 1042 p.
- SERRANO, A. NICOLAS, Oleohidráulica. Primera ed. Impreso en España. 2002. 481 p.
- MAHLER, JORGE. Manual de elementos hidráulicos. Segunda ed. Español. Argentina. 1996. 355 p.
- CARROLES, MARCIAL. RODRÍGUEZ, FELIX. Manual de Mecánica industrial. Tercera ed. Español. España. 2002. 527 p.
- Catalogo MICRO. Tercera ed. Español. Argentina. 2003. 306 p.

Anexos

ANEXO A
MANUAL DE MANTENIMIENTO

El bastidor está construido en su totalidad de perfiles laminados en frío, acero estructural A-36, de alta resistencia a la abrasión y a flexión, está sometido a una fuerte carga axial los perfiles (2x2x1/4") que actúan como columnas montantes y los perfiles (3x3x1/4") actúan como vigas simplemente apoyadas.

EL sistema hidráulico en su totalidad fue seleccionado según las necesidades de la máquina tomando en cuenta la disponibilidad de todos los accesorios en el mercado.

El diseño de la máquina fue realizado utilizando diversos criterios como la facilidad de mantenimiento y de operación. Es por esta razón que se utilizó en diseño y montaje de la máquina pernos. Las soldaduras se utilizaron en la conformación de matrices lo que permite desmontar la máquina en su totalidad en pocos minutos con la ayuda de herramientas sencillas como llave de tubo y un par de llaves numeradas.

La zona que requiere mantenimiento periódico va a ser la de los cilindros hidráulicos debido a que en las condiciones de operación y el tiempo de vida útil que tienen sus accesorios internos, además que si las condiciones de entrada de la materia prima a la máquina no son las especificadas la placa de compresión estaría sobre trabajando y así reduciendo su vida útil.

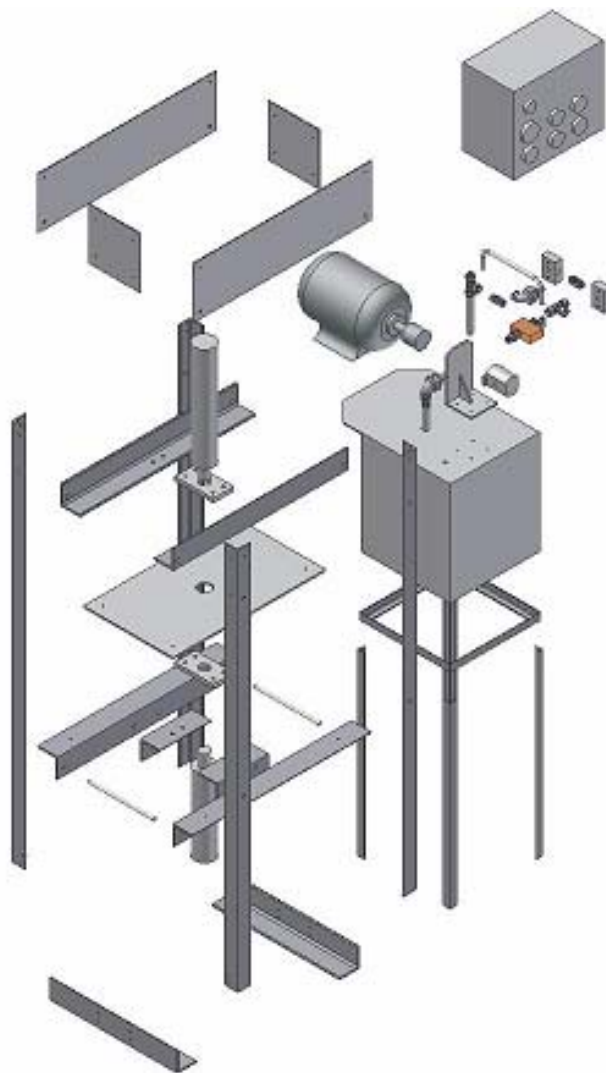
El accesorio de mayor frecuencia de mantenimiento es el filtro de succión, con un plazo de un año para su limpieza y mantenimiento y a los dos años de vida útil su reemplazo.

Cabe anotar que al operario que este utilizando la máquina no debe entregársele una llave halen, ya que el mismo puede variar la presión de compactación en la válvula reguladora de presión y así afectar al proceso.

La máquina esta diseñada para tener un rápido proceso de montaje y mantenimiento, a continuación se indican los pasos a seguir.

- Apagar la máquina, desconectar los "breaker" internos del panel eléctrico.
- Desconectar el motor del panel eléctrico.
- Sacar los pernos del motor montado en el reservorio de aceite.
- Desmontar el motor con cuidado de no dañar el acople de la bomba de aceite.
- Desenroscar las tuercas que sujeta la bomba al circuito hidráulico.

- Desunir los conectores del electro-válvulas.
- Destornillar las tuercas de los acoplamientos de las mangueras hidráulicas.
- Desmontar los pernos de sujeción de la matriz instalada.
- Desmantelar la matriz.
- Desenroscar las placas de compresión y expulsión.
- Desmontar los pernos sujetadores de la mesa de compresión.
- Desenroscar los pernos de las bases de los cilindros hidráulicos.
- Desinstalar los cilindros hidráulicos del bastidor.
- Desmontar los pernos de los soportes de los cilindros hidráulicos.
- Destornillar los pernos que sustentan al capitel.
- Desenroscar las tuercas instaladas en los pasadores principales.
- Desmontar el soporte de la mesa de compresión.



ANEXO B
TABLA PARA ACEROS

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	Núm. SAE y/o AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la cedencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
G10100	1010	CD HR	330(48) 320(47)	280(41) 180(26)	20 28	45 50	95 95
G10150	1015	CD HR	370(53) 340(50)	300(44) 190(27.5)	20 28	40 50	105 101
G10180	1018	CD HR	390(56) 400(58)	320(47) 220(32)	18 25	40 50	111 116
G10200	1020	CD HR	440(64) 380(55)	370(54) 210(30)	15 25	40 50	126 111
G10300	1030	CD HR	470(68) 470(68)	390(57) 260(37.5)	15 20	40 42	131 137
G10350	1035	CD HR	520(76) 500(72)	440(64) 270(39.5)	12 18	35 40	149 143
G10400	1040	CD HR	550(80) 520(76)	460(67) 290(42)	12 18	35 40	163 149
G10450	1045	CD HR	590(85) 570(82)	490(71) 310(45)	12 16	35 40	170 163
G10500	1050	CD HR	630(91) 620(90)	530(77) 340(49.5)	12 15	35 35	179 179
G10600	1060	CD HR	690(100) 680(98)	580(84) 370(54)	10 12	30 30	197 201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

ANEXO C
PERFILES

w = peso por pie, lb/ft

m = masa por metro, kg/m

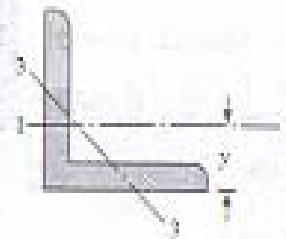
A = área, pulg² (cm²)

I = segundo momento de área, pulg⁴ (cm⁴)

k = radio de giro, pulg (cm)





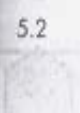

y = distancia centroidal, pulg (cm)

Z = módulo de sección, pulg³ (cm³)



Tamaño, pulg	w	A	I_{x-x}	k_{x-x}	Z_{x-x}	y	k_{y-y}
1 × 1 × 1/8	0.80	0.234	0.021	0.298	0.029	0.290	0.191
× 1/8	1.49	0.437	0.036	0.287	0.054	0.336	0.193
1 1/2 × 1 1/2 × 1/8	1.23	0.36	0.074	0.45	0.068	0.41	0.29
× 1/8	2.34	0.69	0.135	0.44	0.130	0.46	0.29
2 × 2 × 1/8	1.65	0.484	0.190	0.626	0.131	0.546	0.398
× 1/8	3.19	0.938	0.348	0.609	0.247	0.592	0.391
× 3/8	4.7	1.36	0.479	0.594	0.351	0.636	0.389
2 1/2 × 2 1/2 × 1/8	4.1	1.19	0.703	0.769	0.394	0.717	0.491
× 3/8	5.9	1.73	0.984	0.753	0.566	0.762	0.487
3 × 3 × 1/8	4.9	1.44	1.24	0.930	0.577	0.842	0.592
× 3/8	7.2	2.11	1.76	0.913	0.833	0.888	0.587
× 1/2	9.4	2.75	2.22	0.898	1.07	0.932	0.584
3 1/2 × 3 1/2 × 1/8	5.8	1.69	2.01	1.09	0.794	0.968	0.694
× 3/8	8.5	2.48	2.87	1.07	1.15	1.01	0.687
× 1/2	11.1	3.25	3.64	1.06	1.49	1.06	0.683
4 × 4 × 1/8	6.6	1.94	3.04	1.25	1.05	1.09	0.795
× 3/8	9.8	2.86	4.36	1.23	1.52	1.14	0.788
× 1/2	12.8	3.75	5.56	1.22	1.97	1.18	0.782
× 3/4	15.7	4.61	6.66	1.20	2.40	1.23	0.779
6 × 6 × 3/8	14.9	4.36	15.4	1.88	3.53	1.64	1.19
× 1/2	19.6	5.75	19.9	1.86	4.61	1.68	1.18
× 3/4	24.2	7.11	24.2	1.84	5.66	1.73	1.18
× 1	28.7	8.44	28.2	1.83	6.66	1.78	1.17

ANEXO D
PERNOS

Grado SAE Núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima de tensión,* kpsi	Resistencia mínima de fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza	
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero al bajo o medio carbono		
2	$\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero al bajo o medio carbono	
		$\frac{3}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero al medio carbono, estrado en frío		
5	$\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero al medio carbono, T y R	
		1- $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico al bajo carbono, T y R		
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación al medio carbono, T y R		

ANEXO E

Constantes de K de par de fuerza para pernos

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Fundición de hierro
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

ANEXO F
CATALOGO DE LA VÁLVULA REGULADORA DE
PRESIÓN

Relief Valves Series RD083 and RD093

Direct Acting, Differential Area Relief Valve

Application

The RD083 and RD093 Series Relief Valves are best suited for intermittent duty applications such as overload protection and shock protection. These valves can also be used at the pump outlet to limit pressure.

Operation

Pressure on the inlet of the valve acts on the differential area of the poppet (area difference between the O.D. of the poppet and the seat diameter) to produce a force which is opposed by the spring force. When pressure reaches the valve setting, the poppet is pushed off its seat, permitting flow to tank.

Features

- Fast Response
- Low leakage poppet design
- High flow capacity with reduced space requirements
- Cartridge Design

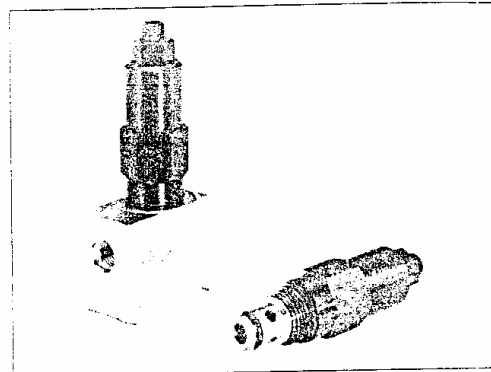
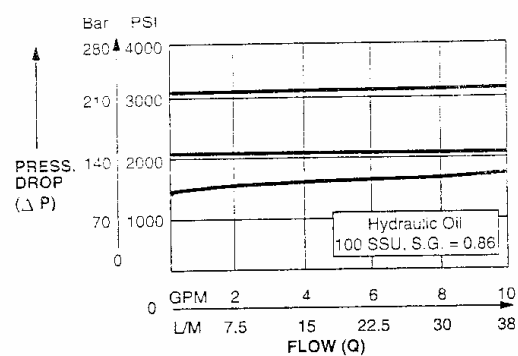
Installation Data

See the Installation Information section of this catalog for specific recommendations pertaining to system cleanliness, fluids, seals and other important factors relative to the proper installation and use of these products.

Performance Curve

Pressure Override Curve

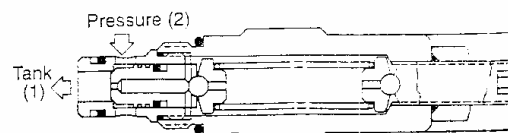
(Through Cartridge Only)



Cartridge Valve Specifications

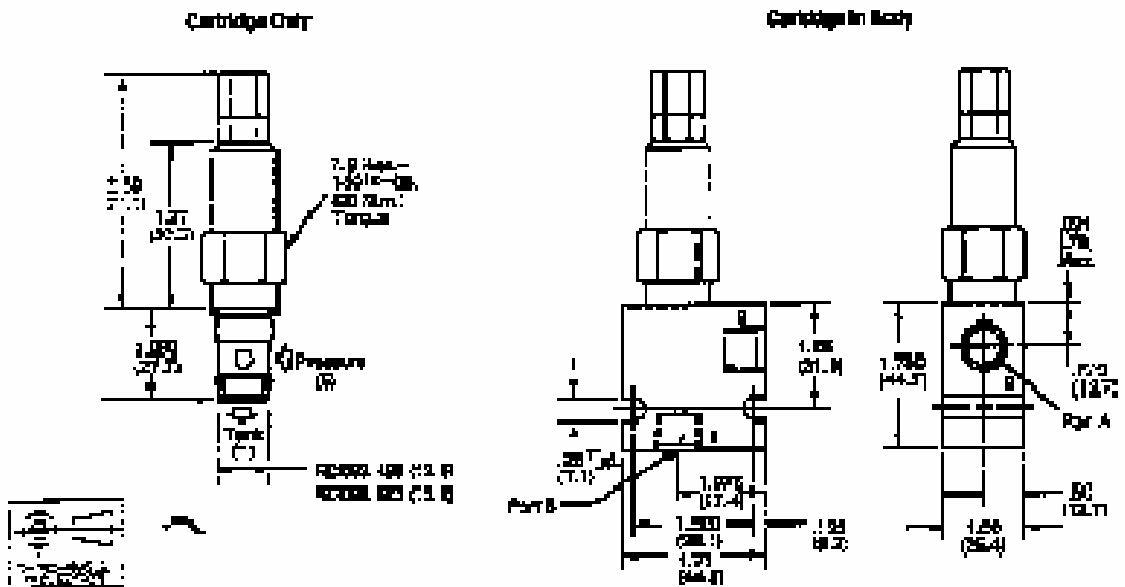
Rated Flow	10 GPM (38 L/M)
Max. Inlet Pressure	3000 PSI (210 Bar)
Max. Setting Pressure	3000 PSI (210 Bar)
Reseat Pressure	80% of Set Pressure
Leakage	10 drops/min. (.67 cc/min.) at 25% of set pressure
Cartridge Material	All parts steel. All working parts hardened, ground and lapped.
Body Material	Steel
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Mounting	No restrictions
Cavity	RD083 Common Cavity No. C08-2 (See Cavity Details section)
	RD093 Common Cavity No. C09-2 (See Cavity Details section)

Construction

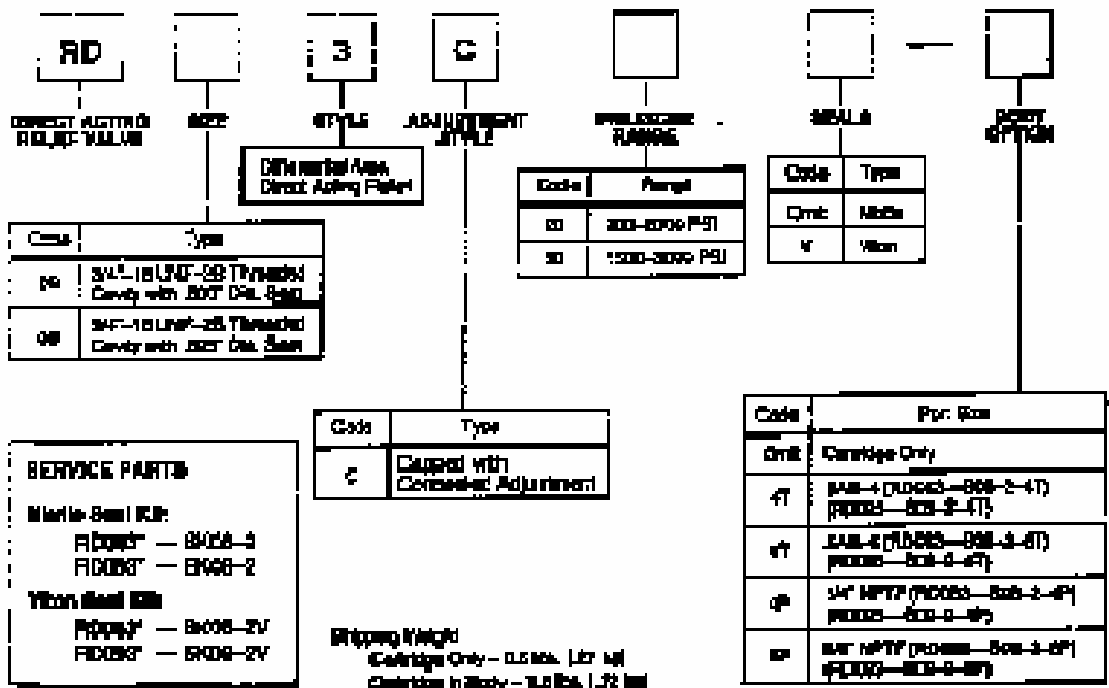


Relief Valve Series RD083 and RD093

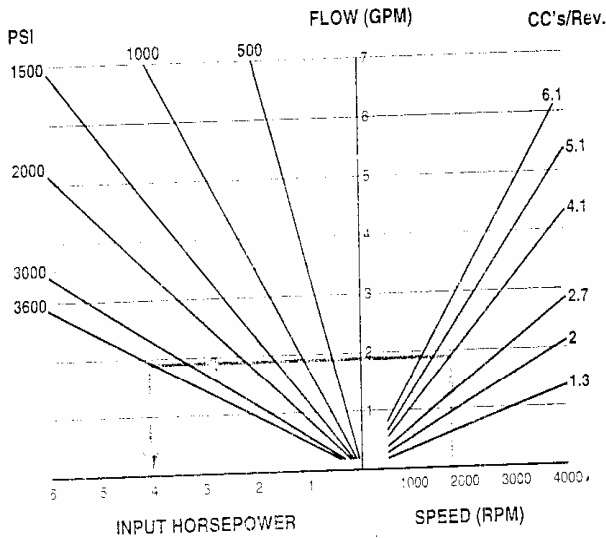
Dimensions (Inches / Millimeters)



Ordering Information



ANEXO G
CATALOGO DE LA BOMBA



PZG1A

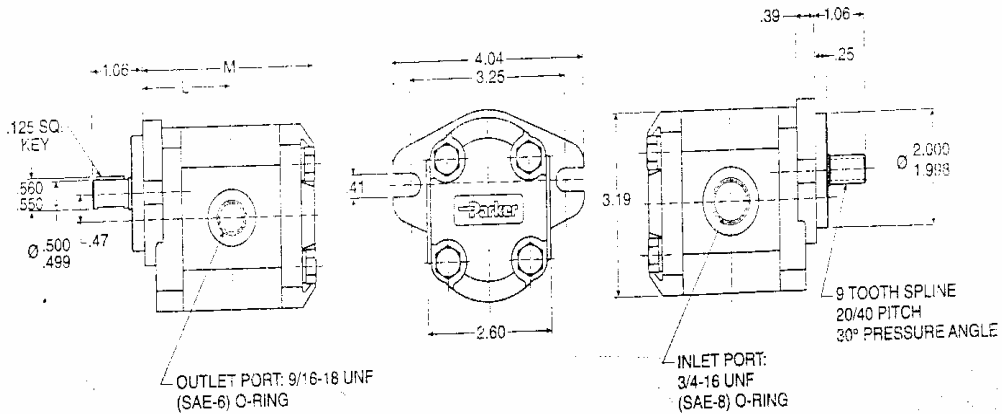
Instructions: To size a pump...

- 1/ Where RPM intersects displacement read GPM.
- 2/ Where GPM intersects PSI read HP.

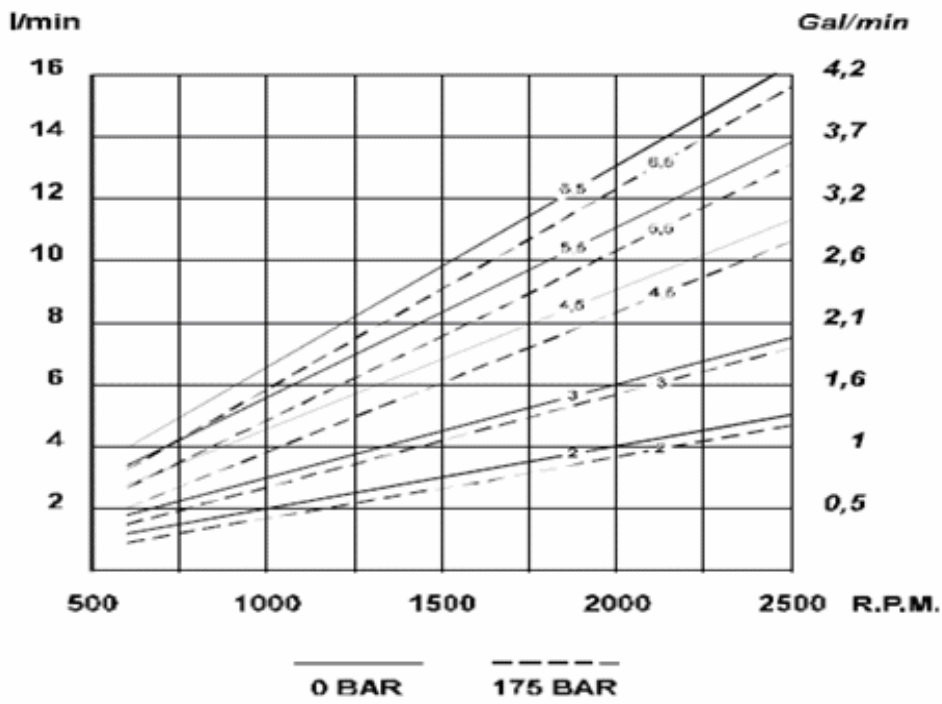
Example: An electric motor operating at 1725 RPM with a 4.1cc pump would produce a flow of 1.9 GPM. At 3600 PSI this would require a 5-HP electric motor.

A

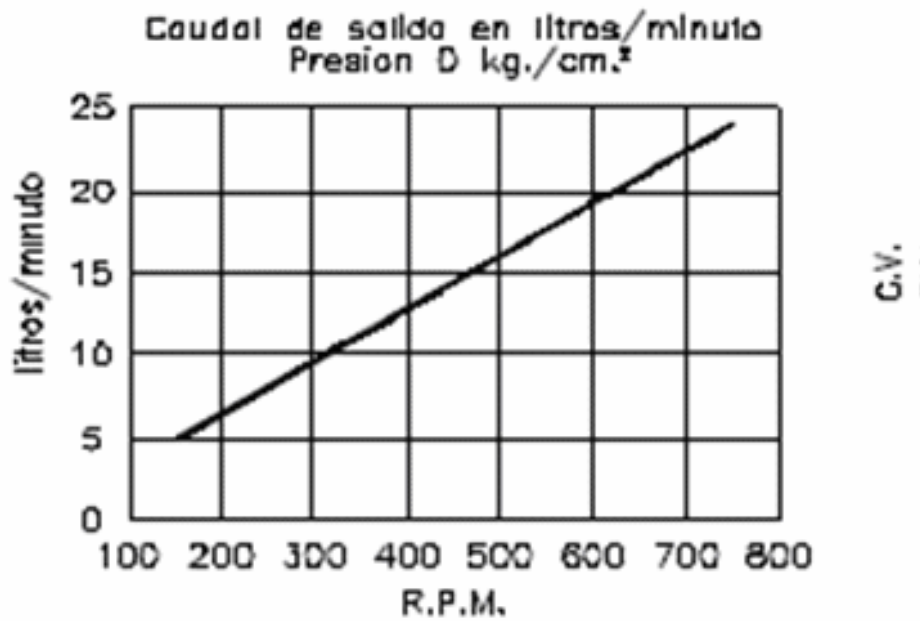
PZG1A TYPE		GPM (Liters) @		PSI (bar) Operating Pressure	PSI (bar) Intermittent Pressure	RPM Maximum Speed	DIMENSIONS Inches (mm)	
Code	cc's/rev. (cu.in.)	1725 RPM	3450 RPM				L	M
013	1.30 (0.08)	0.59 (2.23)	1.18 (4.47)	3600 (248)	4000 (276)	6000	1.65 (41.9)	3.23 (82.0)
020	2.00 (0.12)	0.91 (3.44)	1.82 (6.89)	3600 (248)	4000 (276)	6000	1.69 (42.9)	3.31 (84.1)
027	2.70 (0.17)	1.23 (4.66)	2.46 (9.31)	3600 (248)	4000 (276)	5000	1.73 (43.9)	3.39 (86.1)
041	4.10 (0.25)	1.87 (7.08)	3.74 (14.16)	3600 (248)	4000 (276)	4000	1.81 (46.0)	3.54 (89.9)
051	5.10 (0.31)	2.32 (8.78)	4.65 (17.60)	3600 (248)	4000 (276)	4000	1.87 (47.5)	3.66 (93.0)
061	6.10 (0.37)	2.78 (10.52)	5.56 (21.05)	3600 (248)	4000 (276)	3800	1.93 (49.0)	3.78 (96.0)



Bomba de paletas
Diagrama de Caudal Vs. Potencia

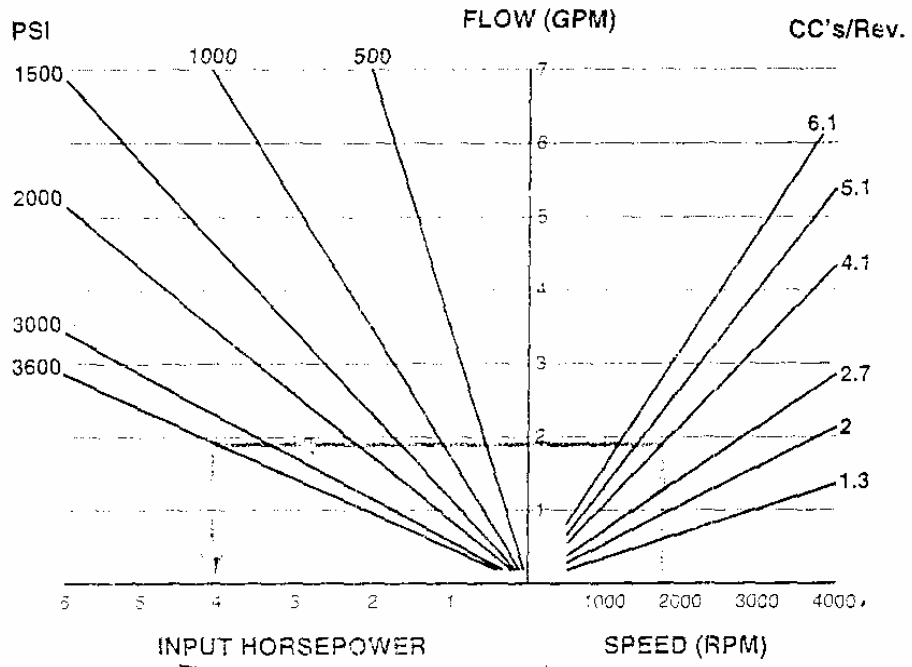


Bomba de pistón
Diagrama de Caudal Vs. Potencia



Bomba de engranes

Diagrama de Caudal Vs. Potencia



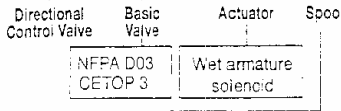
ANEXO H
CATALOGO DE LA ELECTROVÁLVULA

Solenoid Operated, Directional Control Valves

Series D1VW

Ordering Information

Standard Performance



Code	Symbol	Code	Symbol
1		10	
2		11	
3		14	
4		15	
5		16	
6		20*	
7		21	
8*		22	
9**		30**	

* 8 & 20 spool have closed crossover
 ** 9 & 30 spool have open crossover

Code	Type
N	Nitrile
V	Viton

Code	Description
D	120 VDC
J	24 VDC
K	12 VDC
L	6 VDC
T	220/240 VAC
Y	110/120 VAC
Z	250 VDC

Code	Description
Omit	Standard Valve
♦H	High pressure tube (210 Bar)
P	Extended manual override
R	Repairable manual override

♦ Not Available with CSA

Code	Description
Omit	Standard valve
5	Signal lights
6	Manaplug sgl. sol. 3 cbl. sol. 5
♦ 10	Monitor switch ***
30	Manaplug sgl. sol. 5 pin
630	Manaplug sgl. sol. 5 pin

♦ Not Available with CSA.
 ** Valve is derated with this option.
 *** B and H style only.

Code	Description	Symbol
B†	Sgl. solenoid, 2 position, spring offset. P to A and B to T in offset position.	
C	Dbl. solenoid, 3 position, spring centered.	
D†	Dbl. solenoid, 2 position, detent.	
E	Sgl. solenoid, 2 position, spring offset to center. P to B and A to T when energized.	
F	Sgl. solenoid, 2 position. Spring offset, energized to center. Position spool spacer on a side. P to A and B to T in spring offset position.	
H†	Sgl. solenoid, 2 position, spring offset. P to B and A to T in offset position.	
K	Sgl. solenoid, 2 position. Spring offset to center. A side. P to A and B to T when energized.	
M	Sgl. solenoid, 2 position, spring offset, energized to center position. Spool spacer on B side. P to B and A to T in spring offset position.	

Code	Description
C	Conduit box
P	Hirschmann with standard plug
♦ S	Spade lug
W	Hirschmann without plug

♦ Not Available with CSA

Valve Weight: Single Solenoid 1.36 kg (3.0 lbs.)
 Double Solenoid 1.60 kg (3.5 lbs.)

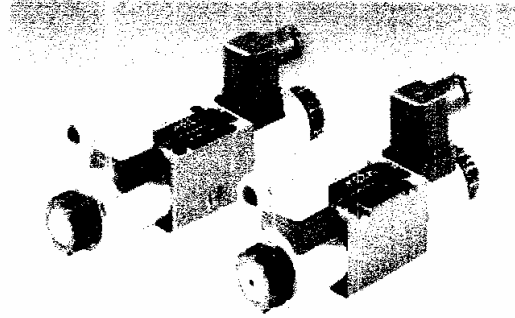
Standard Bolt Kit: BK209

Subplate Note: See "Installation Information, Directional Control Valves" section of this catalog for subplate drawing and model numbers.

† Only spools 20 & 30

Directional spool valves, direct operated, with solenoid actuation

- Wet-pin DC or AC solenoids
- Solenoids with detachable coil
- For subplate mounting ("P");
Porting pattern to DIN 24 340 form A, ISO 4401 and CETOP-RP 121 H
- Electrical connection: as individual or central connection
- Inductive position monitor, optional (RE 24 830)
- Damped switching characteristics ³⁾



Nominal size				4	
Version				"P"	
Operating pressure	p_{max} bar			210	
Flow	$q_{v, max}$ L/min			25	
Nominal size				6	
Version		1)	2)	3)	4)
Operating pressure	p_{max} bar	315	350	350	315
Flow	$q_{v, max}$ L/min	60	80	60	60
Nominal size				10	
Version		3)	5)	6)	
Operating pressure	p_{max} bar	315	315	315	
Flow	$q_{v, max}$ L/min	100	120	120	

Type WE

Nominal sizes 4 to 10

Detailed information:

- Nominal size 4
RE 23 160 ("P")
- Nominal size 6
RE 23 163 ¹⁾
RE 23 178 ²⁾
RE 23 183 ³⁾
RE 23 178-00 ⁴⁾
- Nominal size 10
RE 23 183 ³⁾
RE 23 327 ⁵⁾
RE 23 351 ⁶⁾

¹⁾ Standard valve, NS 6 (DC solenoid only)

²⁾ Heavy duty valve

³⁾ Soft switching valve

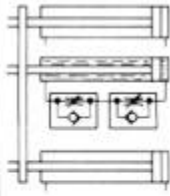


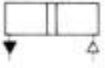

⁴⁾ Reduced electrical power consumption

⁵⁾ Standard valve, NS 10


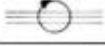










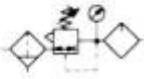






⁶⁾ 5-chamber version (DC solenoid only)

ANEXO I
SÍMBOLOS HIDRÁULICOS

Denominación	Significado	Símbolo	Denominación	Significado	Símbolo
TRANSFORMACIÓN DE LA ENERGÍA					
Compresor	Con volumen de desplazamiento constante (solo un sentido de flujo)		Cilindro de doble efecto	Cilindros en los que la presión tiene efecto en ambos sentidos, a voluntad (avance y retroceso) Con un solo vástago Con doble vástago	
Motor neumático	Con volumen de desplazamiento constante Con un sentido de flujo		Cilindro con amortiguación	Con amortiguación simple no regulable (efecto solo en un sentido)	
	Con dos sentidos de flujo			Con amortiguación en ambos lados, no regulable (efecto en ambos lados)	
	Con volumen de desplazamiento variable Con un sentido de flujo			Con amortiguación simple, regulable	
	Con dos sentidos de flujo			Con amortiguación en ambos lados, regulable	
Motor giratorio	Neumático (motor neumático con giro limitado)		Freno hidráulico	Regulación en un sentido Regulación en ambos sentidos	
Cilindro de simple efecto	Cilindros, en los que la presión solo tiene efecto en un mismo sentido (para avance)		Amortiguación hidráulica	Regulación en un sentido	
	Retroceso por una fuerza no determinada				
	Retroceso por muelle				

Denominación	Significado	Símbolo
Unidad de avance oleo neumática	Unidad que consta de cilindro neumático y freno hidráulico con regulación de velocidad en dos sentidos	
Cilindro con accionamiento constante	Cilindro neumático, en el que una vez conectado el aire comprimido alcanzada una posición final del émbolo, el movimiento del émbolo se invierte automáticamente hasta que se cierra el aire de entrada	
Multiplicador de presión	Dispositivo que convierte una presión X a una presión Y mayor; Para medios de presión con idénticas características, p.e. un presión neumática X se convierte a una presión Y mayor Para dos medios de presión diferentes, p.e. una presión neumática X se convierte a una presión Y hidráulica mayor	
Convertidor de presión	Dispositivo que convierte a una presión neumática a una presión hidráulica siempre igual, ó viceversa	
VÁLVULAS DE MANDO		
2/2-vías	Dos conexiones, posición de reposo cerrada Dos conexiones, posición de reposo abierta	

Denominación	Significado	Símbolo
Válvula selectora	Cualquiera de las dos entradas conecta con la salida, mientras que la otra entrada queda cerrada cuando se establece presión en una de ellas	
Válvula de escape rápido	Cuando la abertura de entrada está sin aplicación de presión, entonces la salida está a libre escape a la atmósfera	
Válvula de estrangulación	Con estrangulación regulable	
Regulador unidireccional (válvula anti-retorno con estrangulación)	Regulador con paso de aire en un sentido y estrangulación constante en el otro sentido Con estrangulación regulable	
Válvula secuencial	Cuando la presión en la entrada sobrepasa un cierto valor, se abre su paso hacia la salida	
Válvula reguladora de presión	Válvula que mantiene ampliamente constante la presión de salida, a pesar de alteraciones en la presión de entrada Sin escape (no se compensan los regímenes excesivos) Con escape (se compensan los regímenes excesivos)	
Regulador de presión diferencial	La presión de salida se reduce a un valor fijo, que depende de la presión de entrada	
Válvula de aislamiento o cierre		
Válvula de simultaneidad	La salida solamente conduce aire a presión cuando los dos entradas se hallen bajo presión	

Denominación	Significado	Simbolo
Unión de giro	Unión de conducción que permite giro en ángulo durante el funcionamiento 1 paso 3 pasos	 
Silenciador		
Recipiente (depósito aire comprimido)		
	Aparato para separar partículas de suciedad	
Separador de agua	Accionamiento manual Con purga automática	 
Filtro con separador de agua	Este aparato es una combinación de filtro y separador de agua Accionamiento manual Con purga automática	 
Secador de aire	Aparato en el que se seca el aire (p.e. mediante químicos)	
Lubricador	Aparato en el que se enriquece el aire con un pequeño flujo de aceite para la lubricación de los elementos de trabajo	
Manómetro		
Unidad de mantenimiento	Unidad de aparatos que consiste de filtro, regulador de presión, manómetro, y lubricador Símbolo simplificado	 
Indicación óptica	Indicación de presión mediante color	
TIPOS DE ACCIONAMIENTO		
Accionamiento muscular	En general (sin indicación del tipo de accionamiento) Mediante pulsador Mediante palanca Mediante pedal	   

ANEXO J
PLANOS – Conjunto
Despiece. Montaje y Control