

0583 U N I C O

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE INGENIERIA

# DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA 500 TONELADAS



TESIS

QUE PARA OBTENER  
EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A

RODOLFO GARCIA FLORES



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**A MIS PADRES.**

Con cariño y veneración en  
agradecimiento a sus sacrificios  
para la realización de mis estu-  
dios.

**A MIS HERMANOS.**

Alfonso y Guadalupe.

**A MIS TIOS.**

Lic. Alfonso García González. (q.e.p.d)  
Dr. Agustín Flores Mercado. (q.e.p.d)

**A MIS MAESTROS.**

**A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS.**



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE  
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA  
Dirección  
Núm. 73-1889  
Exp. Núm. 73/214.2/

Al Pasante señor Rodolfo GARCIA FLORES  
P r e s e n t e .

En atención a sus solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el señor profesor Ingeniero Odon de Buen Lozano, para que lo desarrolle como tesis en su examen profesional de Ingeniero MECANICO ELECTRICISTA.

DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA 500 TONELADAS

"Este trabajo se desarrollará de acuerdo con los siguientes incisos:

- 1.- Estudio general de las características de una prensa hidráulica de 500 toneladas.
- 2.- Sistema hidráulico de fuerza.
- 3.- Sistema hidráulico de control.
- 4.- Estructura y cimentación.
- 5.- Selección del equipo eléctrico auxiliar."

Ruego a usted tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar examen profesional; así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Muy atentamente.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
México, D.F. 13 de Junio de 1961.  
EL DIRECTOR

  
Ing. Antonio Dovalí Jaime

  
ADJ'MMO'eng

## I N D I C E.

CAPITULO.		PAGINA.
I.-	ESTUDIO GENERAL DE LAS CARACTERISTICAS DE UNA PRENSA HIDRAULICA DE 500 TONELADAS.	1
II.-	SISTEMA HIDRAULICO DE FUERZA.	48
III.-	SISTEMA HIDRAULICO DE CONTROL.	108
IV.-	ESTRUCTURA Y CIMENTACION.	140
V.-	SELECCION DEL EQUIPO ELECTRICO AUXILIAR.	173

**C A P I T U L O   I**  
**ESTUDIO GENERAL DE LAS CARACTERISTICAS**  
**DE UNA PRENSA DE 500 TONELADAS.**

**UTILIZACION INDUSTRIAL.**

**COMPARACION DE CARACTERISTICAS CON LA PRENSA MECANICA.**

- 1).- Sistema para Aprovechar la Energia Mecánica.
- 2).- Carrera.
- 3).- Velocidad del Carro Portapunzones.
- 4).- Control.
- 5).- Movimiento a Impulsos.

**CARACTERISTICAS PRINCIPALES.**

- 1).- Sistema de Operación.
- 2).- Componentes Hidráulicos Principales del Circuito.  
Bomba Radial Generadora de Presión de Fuerza y Control.  
Controles de Viaje Rápido.  
Controles de Precisión para el Movimiento del Martinete.

Controles de Ciclo Automático.

Servomotor para el Control de Inversión.

Sistema Múltiple de Martinetes.

Sistema Múltiple de Bombas

Sistema de Viaje Rápido en Circuito Cerrado.

Cojín Hidráulico.

SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO EN EL DISEÑO ELECTRICO-HIDRAU  
LICO.

- 1).- Bombas y Generadores de Presión.
- 2).- Circuitos.
- 3).- Secuencia.
- 4).- Normas Eléctricas.

C A P I T U L O I  
ESTUDIO GENERAL DE LAS CARACTERISTICAS  
DE UNA PRENSA DE 500 TONELADAS.

UTILIZACION INDUSTRIAL.

El vigoroso desarrollo industrial de nuestro país ha ocasionado que empiece a entrar en la edad de la industria pesada; una de cuyas fases, la constituye la manufactura de artículos de acero principalmente y otros materiales como aluminio, latón etc., trabajados a grandes presiones, como por ejemplo: piezas de lámina o planchas de acero, sujetas a embutidos profundos (cajas de refrigeradores), así como piezas forjadas (bielas de automóvil).

Teniendo en cuenta también la magnitud de este impulso industrial, me inclino a pensar que no está lejano el día en que produzcamos nuestras propias máquinas destinadas para la

industria pesada y tengamos la necesidad de emplear nuestros conocimientos técnicos para desarrollar tal empresa. Por esta razón, pensando en el futuro y en la gran variedad de artículos que se pueden fabricar con una prensa hidráulica, -- creo conveniente establecer los fundamentos del diseño de esta clase de máquina.

La principal utilización de la prensa hidráulica, es - el trabajo de los metales sometiendo a grandes presiones, para modificar su estado original y transformarlo para darle la forma deseada.

Las principales operaciones efectuadas por esta máquina son:

- 1).- Punzonado.
- 2).- Cizalleado.
- 3).- Doblado.
- 4).- Embutido.
- 5).- Forjado.
- 6).- Estampado.
- 7).- Extrusión.

Con estas operaciones se fabrican, una amplia gama de - objetos que tienen innumerables aplicaciones industriales, como ejemplos clásicos tenemos la Industria Automovilística, en

la cuál se fabrican los toldos, las defensas, topes, etc., y la industria militar, para la producción de armamentos y en particular proyectiles.

La mayor parte de estas operaciones se efectúan en -- frío sin embargo la aplicación de calor a los materiales se hace indispensable en algunos casos, puesto que trabajados -- en frío, los materiales se endurecen y requieren del recocido para operaciones futuras, no obstante este tratamiento -- térmico es costoso y el manejo de ellos es muy lento por regla general.

La fuerza requerida para efectuar estas operaciones -- dependen del material, tamaño y forma de la pieza a obtener, así por ejemplo para el punzonado, el tonelaje requerido es -- ta dado por la fórmula que se encuentra en el BLISS POWER -- HANDBOOK en su página 6.

1).- Punzonado y 2).- Cizalleado.

$$P = \frac{LTSF}{2000}$$

P=Capacidad de la prensa en toneladas.

L=Longitud del corte en pulgadas.

T=Espesor del material en pulgadas.

S=Fatiga al corte en libras por pulgada cuadrada.

F=Factor de penetración (cuyo valor depende del material)

3).- Doblado Sencillo en Angulo Recto ( V ) F6rmula -

dada por el BLISS POWER HANDBOOK en su p6gina 12.

$$P = \frac{K S_1 L_1 T}{2000 W}$$

$S_1$  = Fatiga a la tensi6n del material.

$L_1$  = Longitud del doblado en pulgadas.

$T$  = Espesor del material en pulgadas.

$W$  = Ancho del dado hembra en pulgadas.

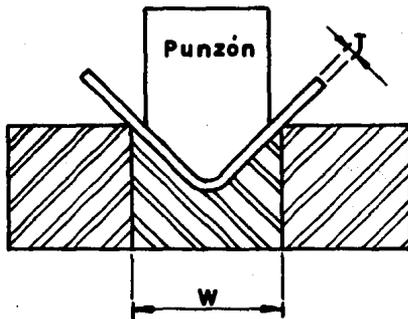


FIGURA 1

$$K = \text{Constante} = \begin{cases} 1.33 & \text{cuando } W=8 \text{ veces el espesor del material.} \\ 1.24 & \text{" } W=12 \text{ " " " " } \\ 1.20 & \text{" } W=16 \text{ " " " " } \end{cases}$$

4).- Embutido. F6rmula dada por el BLISS POWER HANDBOOK

en su p6gina 37.

$$P = \frac{S_1 C T}{2000} \text{ Tons.}$$

$S_1$ =Fatiga a la tensión del material en libras por pulgada cuadrada.

C=Perímetro del casquillo embutido en pulgadas o longitud total de la arista de embutido.

T=Espesor del material en pulgadas.

5).-Forjado y 6).-Estampado.

La capacidad de la prensa para esta clase de operación se calcula según el Manual Bliss, tomando como base 60 a 80 Toneladas por cada pulgada cuadrada de superficie de la pieza, aunque a menudo es más usado 100 toneladas en la Industria Automovilística para una capacidad de reserva.

7).-Extrusión.

El tonelaje requerido para esta operación está dado por la fórmula.

$$P = A_0 R_d \cdot L \frac{A_0}{A_1}$$

$$A_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} \text{ en mm}^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_1^2) \text{ en mm}^2$$

$$\phi = \% \text{ de deformación} = \left( L \frac{A_0}{A_1} \right) \times 100$$

$R_d$ =Resistencia a la deformación en  $\text{kg/mm}^2$  (Este factor está dado en función de  $\phi$  en la tabla xxxv del texto "Troquelado y Estampación" de Tomás López Navarro.

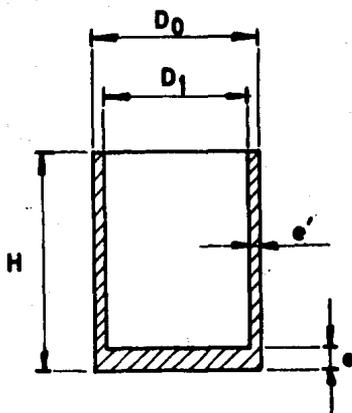


FIGURA 2

Substituyendo nuestros datos para el caso particular - que deseemos, obtendremos el tonelaje requerido para producir tal o cual pieza, ya con este dato sabremos si la prensa en - cuestión, tiene la capacidad suficiente para efectuar dicho - trabajo sin dañar sus mecanismos. Esto se hace sobre la base de que la capacidad de la prensa debe ser mayor o igual como - mínimo al tonelaje requerido para efectuar dicha operación.

#### COMPARACION DE CARACTERISTICAS CON LA PRENSA MECANICA.

##### 1).- Sistema para Aprovechar la Energía Mecánica.

En la prensa mecánica la aplicación de la energía almacenada en un volante y cedida al dado que trabaja a través de un cigüeñal, una biela y un carro portapunzones se hace en un tiempo muy corto; es decir, se aplica una fuerza máxima en el momento en el que el martinete entra en contacto con el metal,

el efecto de fuerza continúa hasta que la resistencia a la fuerza detiene el movimiento de la parte móvil, absorbiéndose así toda la energía utilizable.

En las prensas hidráulicas la energía cedida por una bomba a un fluido y éste a su vez cediéndola al carro portapunzones por medio de un cilindro y un émbolo, se aprovecha durante el tiempo que sea necesario aplicar dicha energía sobre el material que se está trabajando; es decir: en este caso se aplica una fuerza y se mantiene hidráulicamente, por lo que el trabajo está limitado por la resistencia del material a fluir (en caso de embutido), el aumento de la densidad del mismo dentro el troquel y la fricción entre las piezas del troquel y el material.

Se ve por lo tanto que su acción lenta favorece a la transformación de los metales cuando éstos están sometidos a transformaciones plásticas muy enérgicas y al mismo tiempo es posible desarrollar con ellas potencias elevadísimas con mecanismos bastante sencillos y de poco desgaste, exigiendo por lo tanto una atención relativamente escasa para su conservación.

## 2).-CARRERA.

Las prensas hidráulicas tienen por regla general una ca-

rretera excepcionalmente grande de digamos hasta 100 pulgadas -- o más, las cuales pueden ajustarse para satisfacer los requisitos del trabajo que se está efectuando. El carro portapunzones llega a su punto inferior determinado previamente y se detiene bajo la presión de trabajo o regresa automáticamente a su punto de partida. Las mecánicas muy corta.

### 3).- Velocidad del Carro Portapunzones.

Las prensas mecánicas por regla general, pueden operarse a velocidades más altas que las prensas hidráulicas. La velocidad más grande se obtiene aproximadamente a la mitad de la carrera, después de la cual disminuye hasta cero, en el -- punto muerte inferior. Se obtienen movimientos especiales -- con el uso de levas o palancas articuladas desde la flecha principal de la prensa. Dichos dispositivos mecánicos aseguran -- movimiento positivo, periodicidad y presión del carro portapunzones.

En las prensas hidráulicas con bombas individuales de -- capacidad variable, el número de golpes depende de la longitud de la carrera de presión y de la capacidad de las bombas. Cuando más grande es la carrera de presión, más pequeño es el número de ciclos de trabajo que pueden esperarse para la misma capacidad de la bomba. La velocidad del carro portapunzones du-

rante la carrera de presión es ajustable, puede mantenerse - uniforme dentro de los requisitos del trabajo. Se tiene también una acercamiento de alta velocidad al trabajo y después de efectuado éste, un regreso a su punto de partida también a alta velocidad.

4).- Control.

En las prensas mecánicas de trinquete, el movimiento - del carro portapunzones no se puede detener en ningún punto de la carrera una vez iniciado el viaje de éste, esto solo - se puede lograr en aquellas prensas que están equipadas con un embrague de fricción.

En cambio en las prensas hidráulicas el movimiento de - dicho carro está bajo el completo control del operador de la prensa y puede ser detenido y regresado en cualquier posi- - ción.

5).- Movimiento a Impulsos.

Para hacer el ajuste de la carrera, se utiliza el movimiento a impulsos del carro portapunzones, pero en las prensas mecánicas de trinquete no se puede efectuar pues tendría que estarse arrancando el motor cada vez que se quisiera dar un impulso. Solo las prensas equipadas con embrague de - - fricción con control eléctrico, el carro portapunzones se no

verá mientras el botón de impulso se está presionando.

En las prensas hidráulicas, el ajuste de la carrera utilizando impulsos se hace más rápida y fácilmente, manejando los botones de presión que controlan la válvula operadora principal, la cual controla el ascenso y descenso del carro portapunzones.

En resumen, la prensa hidráulica tiene mayor flexibilidad por lo que respecta a sus características mecánicas para el trabajo que se va a efectuar y debido a sus controles, una mejor disposición para interrumpir en cualquier instante su ciclo de trabajo y por ende remediar cualquier posible falla que ocurra dentro de su operación.

#### CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES.

##### 1).-Sistema de Operación.

Utilizaremos el sistema de Viaje Rápido en "Circuito Cerrado" el cuál es el método más moderno de operación de prensas hidráulicas para servicio de producción. Este sistema ha sido enteramente establecido a través de cientos de importantes aplicaciones industriales.

El sistema de "Circuito Cerrado" provee la regulación de ambas, velocidad y dirección de cada movimiento del martinete de la prensa a través del control de la energía hidrául

ca de la bomba generadora de presión. No hay válvula de inversión, puesto que el flujo de la bomba es variable y reversible, pasando por cero en cada inversión de movimiento.

De este modo la acción de la prensa es rápida, más suave y sin choques, resultando una producción máxima de la prensa por lo tanto; el tiempo perdido y el mantenimiento se hacen mínimos.

## 2).-Componentes Hidráulicos Principales del Circuito.

El funcionamiento satisfactorio de la prensa con Viaje Rápido, no sólo resulta de su sistema de operación en Circuito Cerrado; sino también depende igualmente de cada uno de sus componentes hidráulicos, los cuales forman este sistema. Este incluye todo el equipo generador de presión hidráulica y de control, el cual se diseñará para la operación de prensas hidráulicas para servicio pesado.

Estos componentes esenciales del equipo de operación hidráulica se clasifican como sigue:

Bomba Radial Generadora de Presión de Fuerza y Control.

Controles de Viaje Rápido.

Controles de Precisión para el Movimiento del Martinete.

Controles de Ciclo Automático.

Servomotor para el Control de Inversión.

Bomba Radial Generadora de Presión de Fuerza y Control.

La potencia hidráulica controlada para impulsar la prensa, se genera por esta bomba de carrera variable y del tipo de émbolo buzo radial. La regulación de la carrera de los émbolos buzos proporciona medios para una variación infinita del volumen de aceite, entregado por dicha bomba, junto con la inversión de la dirección del flujo. Estas características son esenciales en la operación de prensas de circuito cerrado.

La carrera de los émbolos buzos, se regula por el control de Servomotor, cuyo elemento operador principal es un pistón con movimiento alternativo. Este pistón está actuado hidráulicamente por medio de presión suministrada por una bomba auxiliar de engranes giratorios.

La aplicación de presión al pistón operador de control está determinada por una válvula piloto de pistón, el vástago de la cuál se prolonga hacia afuera desde la carcasa del cuerpo de la bomba, a través de la caja de control, hasta salir de ella. Este pistón piloto está actuando a su vez por los mecanismos de control de ciclo y de viaje, los cuales se describirán después.

Los dos pistones de control (el piloto y el operador) es-

tán relacionados mecánicamente, en el ensamble de control de tal forma, que a cada movimiento del pistón piloto, está seguído por un movimiento idéntico del pistón operador, tanto en dirección como en cantidad. Este dispositivo puede decirse, es un: "Amplificador de Fuerza", pues de una pequeña fuerza de entrada aplicada al pistón piloto, resulta una fuerza - mucho más poderosa ejercida por el pistón operador, el cuál cambia la excentricidad del mecanismo que gobierna la carrera de la bomba.

Este tipo de bomba establece magníficas condiciones de operación en prensas hidráulicas para servicio pesado, si se diseña cuidadosamente y se construye bajo los mejores métodos de precisión.

Todos sus miembros componentes son de proporciones robustas, sus acabados deben hacerse con tolerancias muy pequeñas, medidas en décimas de milésimas de pulgada, con lo cuál se obtienen juegos de operación pequeños para obtener una alta eficiencia hidráulica, estos miembros son los siguientes:

a).- Flecha motriz.- La cual está rígidamente conectada a un cilindro rotor (c)

b).- Cojinete de la Fuerza Motriz.- El cuál consta de dos cojinetes del tipo de rodillos cóncavos, los cuales sopor

tan la flecha motriz y que está colocado en uno de los extremos de la bomba.

c).-Cilindro Rotor.- Es el miembro en el cuál se origina la presión hidráulica, contiene un barrenos central, en donde se encuentra alojada la válvula central de perno (d) y también una serie de barrenos radiales igualmente espaciados, -- con salidas individuales que se conectan con el barrenos axial.

d).- Perno Central.- Es el eje estacionario el cuál tiene la doble función de soportar el rotor y hacer la función de válvula para el flujo de aceite, tiene 4 ranuras axiales y en los lados opuestos del perno, cada par de ranuras se conecta; una, con la tubería de admisión y la otra con la de salida.,

e).-Cojinetes de Rodillos Cónicos.-Sirven para suministrar un apoyo positivo al cilindro rotor en el perno central (d), se deben seleccionar especialmente cojinetes de la clase "Máquina Herramienta de Alta Precisión" para obtener un desgaste mínimo, esta característica vital, asegura un servicio sin fallas en la bomba.

f).-Embolos Buzos.-Estos émbolos se mueven alternativamente en los barrenos radiales del cilindro rotor (c) y deben tener un ajuste muy cuidadoso y hermético debido a que no tienen empaquetaduras. Tienen una cruceta de empuje forjada de-

una sola pieza con cada émbolo.

g).-Soportes Guía de las Crucetas.-Es una guía ranurada en forma de "T" en la cual deslizan cada una de las crucetas de empuje, a medida que el émbolo buzo se mueve alternativamente en su cilindro.

h).-Rotor de Empuje.-Está compuesto de anillos con pestaña y las series de soportes guía de las crucetas de empuje (g) de los émbolos buzos, los cuáles están sujetos entre estos anillos. Esta unidad armada, es la que toma el empuje de los émbolos en cada carrera de presión. Los émbolos se mueven radialmente hacia afuera en la carrera de succión por medio de salientes de las guías que se extienden bajo las crucetas y cuyo movimiento está ayudado por la fuerza centrífuga.

i).-Anillo de Cambio.-Este anillo soporta el rotor de empuje (h) por medio de cojinetes de rodillos cónicos grandes y para servicio pesado (j).

k).-Cuerpo de la Bomba.-Este cuerpo soporta el anillo de cambio (i) alberga el ~~ensamble~~ total de la bomba, cerrado por cubiertas extremas, las cuales soportan la válvula central de perno (d) y la flecha motriz (a).

Cada uno de los miembros principales y su posición relativa pueden identificarse en la figura 3, con ayuda de las le-

tras de referencia.

### Operación.

El par aplicado a la fecha motriz (a) hace girar el cilindro rotor (c) con sus émbolos buzos (f), alrededor de la válvula central de perno estacionaria (d), el rotor exterior (h) (rotor de empuje), también gira, estando conectado con el rotor interior (c) (cilindro rotor) a través de los émbolos buzos (f) y sus crucetas de empuje. Con el rotor de empuje colocado en la posición central por medio del anillo de cambio (i), concéntrico con el cilindro rotor, los émbolos buzos no tendrán movimiento alternativo pues los dos rotores tienen el mismo centro de rotación.

Si cambiamos la posición del rotor de empuje, por medio del anillo de cambio, hacia cualquier lado, entonces existirá una excentricidad entre los dos rotores, igual a la cantidad que se ha movido dicho rotor. Ahora con los dos rotores girando alrededor de dos centros diferentes, los émbolos buzos tendrán movimiento alternativo en los barrenos radiales del cilindro rotor, al mismo tiempo que las crucetas de empuje de los émbolos se mueven en la guía del rotor de empuje, por lo tanto la longitud de la carrera del émbolo será el doble de la excentricidad.

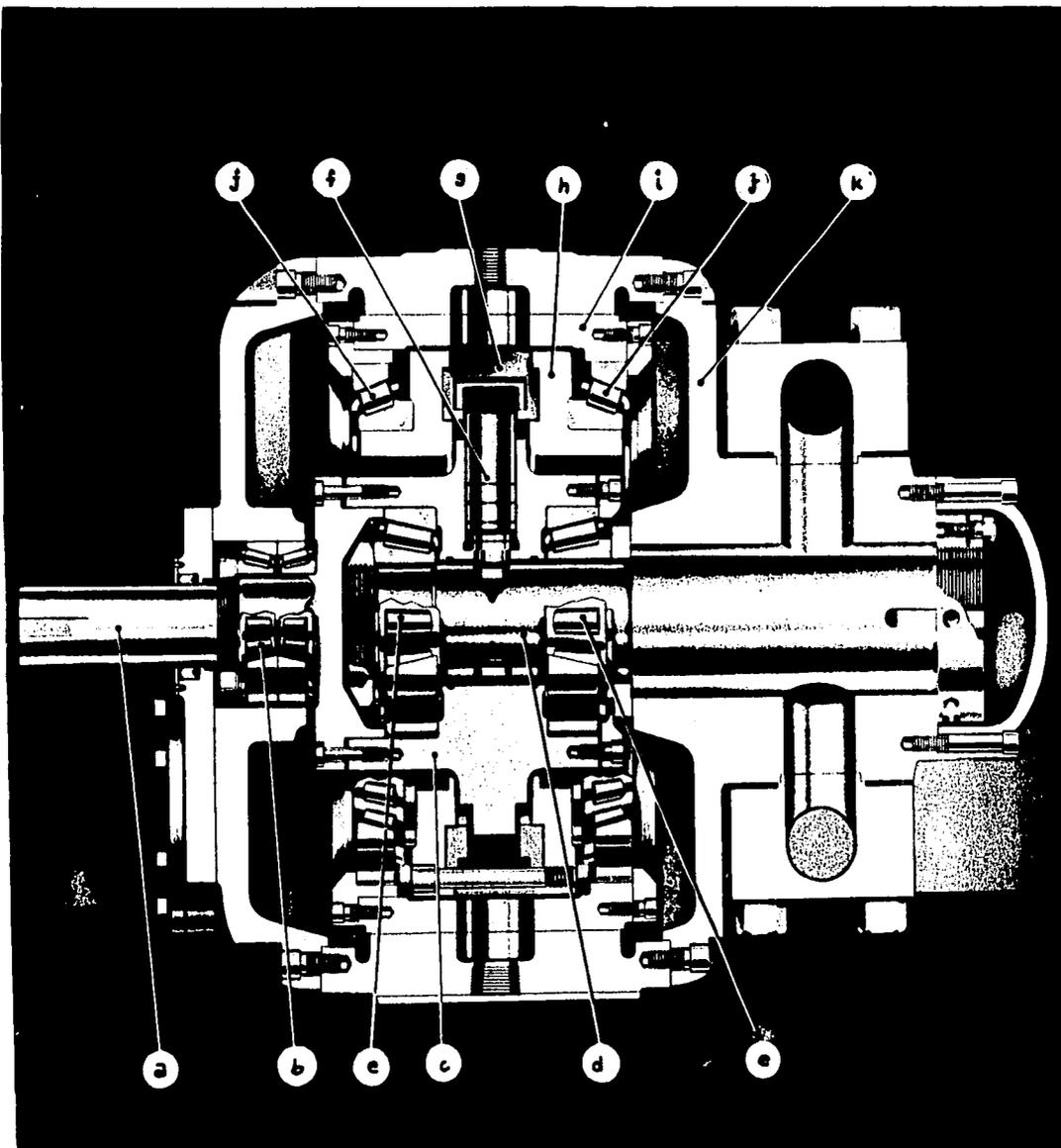


FIGURA 3

Con la ayuda de un par de secciones transversales de la bomba, se comprenderá mejor la operación de ésta, indicando en cada una de ellas la excentricidad total del rotor de empuje a cada lado del punto neutro, esto representará el flujo total de la bomba en ambas direcciones. Suponiendo que la rotación de los rotores es en el sentido de las manecillas del reloj en la figura 4a y colocando el centro del rotor de empuje a la izquierda del centro del cilindro rotor, los émbolos se moverán hacia afuera, durante los  $180^\circ$  inferiores de rotación, de éste modo se habrá creado una succión en la ranura inferior del perno, cuando la lumbrera del barrero radial pasa sobre dicha ranura. De la misma manera los émbolos se moverán durante los  $180^\circ$  superiores, descargando el aceite bajo presión hacia afuera a través de la ranura superior de la válvula.

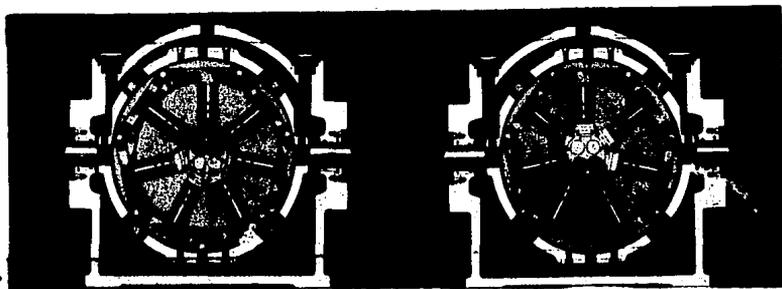


FIGURA. 4

En la figura 4b se ha invertido la posición del rotor de empuje, colocando su centro a la derecha del cilindro rotor, de este modo la succión tiene lugar durante los  $180^{\circ}$  superiores de rotación y la descarga durante los  $180^{\circ}$  inferiores.

De este modo la capacidad (gasto) de la bomba, está sujeta a una regulación completa, con una variación desde cero hasta un máximo en cualquier dirección con cambios suaves y sin fluctuaciones bruscas. La posición del rotor de empuje causada a su vez por la posición del anillo de cambio, se determina y mantiene por medio del servomotor de control de inversión.

#### Condiciones de Operación.

En este tipo de bomba radial, la acción de válvula hidráulica entre el cilindro rotor y el perno central, requiere un claro de trabajo muy pequeño, entre estos dos para soportar las altas presiones generalmente desarrolladas; sin embargo, la carga hidráulica en la válvula de perno, está desequilibrada, con presión total en un lado y una presión negativa (succión) en el otro lado.

Como el cilindro rotor está montado directamente sobre la válvula central de perno, por medio de un par de cojine--

tes de rodillos cónicos de servicio pesado, se deben seleccionar con un desgaste que no exceda de 0.0003" y ajustarse con un claro diametral cero; con los cuales se asegura un claro y flexión mínima entre el perno y el barrenado del cilindro rotor, además no hay contacto posible de metal con metal, que nos ocasione trabamiento y falla. Estos dos elementos, junto con la flecha motriz, forman un ensamble mecánico sencillo, el cuál está soportado como una sola unidad en ambos extremos, con lo que no se tiene efecto cantiliver como con una válvula central de perno soportada solamente en un extremo.

Las salidas de la bomba están provistas con conexiones de brida, con las cuales se puede quitar la bomba sin desmantelar la tubería; el sello de la flecha instalado en uno de los extremos de la bomba asegura un sello positivo sin fuga; la guía de las crucetas de empuje, se hace de bronce, asegurando un servicio largo y libre de problemas; el pistón y la cruceta son de aleación de acero forjado en una sola pieza, obteniéndose con ello una larga vida y gran resistencia; el anillo de cambio se hará de aleación de hierro maquinado a precisión, asegurando un soporte preciso del cojinete excéntrico; los cojinetes de la flecha motriz se seleccionarán --

del tipo de rodillos cónicos ajustados a precisión, logran un soporte positivo de ésta; los cojinetes excéntricos son también del tipo de rodillos cónicos de servicio pesado, proporcionando un soporte positivo sin fricción entre el alojamiento de la guía de las crucetas y el anillo de cambio.

#### Controles de Viaje Rápido.

La acción rápida y con suavidad caracteriza la operación de las modernas prensas hidráulicas, con su sistema de Viaje Rápido en Circuito Cerrado. El carro portapunzones se mueve rápidamente hacia el trabajo y desde el trabajo, durante estos movimientos sin que se haga ninguna operación, el aceite se intercambia rápidamente entre un tanque de suministro colocado en la parte superior de la prensa y el cilindro de presión principal a través de la válvula de Viaje Rápido.

##### a).-Válvula de Viaje Rápido. (I Figura 5)

Las características principales de esta válvula son: el manejar un volumen grande de fluido dentro de un periodo muy corto y también que debe mantenerse herméticamente cerrada mientras se desarrolla presión en el cilindro.

La alta capacidad volumétrica se obtiene a una velo-

cidad lineal moderada y acompañada por una eficiencia de prellenado casi perfecta con el aceite pasando en ella suavemente con su flujo total y sin cavitación; esto se obtiene de las características exclusivas de esta válvula, proveyendo pasajes libres directos con una válvula de mayor tamaño y salidas grandes, y las cuales se hacen posibles aplicando el principio de válvula de flotación de movimiento vertical.

Esta característica vence también la deficiencia de la válvula común de retención por gravedad con fuerza de succión efectiva neta. La entrada de aire en el tanque durante el subito escape de aceites, se evita también por medio de las características de diseño del tanque.

La eficiencia de la válvula de Viaje Rápido elimina --- cualquier posible retraso de tiempo en el ciclo, siendo prellenado completamente el cilindro durante el viaje rápido de acercamiento al trabajo y dejando lista la prensa para que la bomba eleve la presión inmediatamente.

El servicio efectivo de esta válvula está asegurado por su construcción ya que sus miembros que trabajan son de acero forjado, totalmente maquinados, sujetos a tratamientos térmicos como templado y cementado y después rectificadas con ruedas de abrasivo.

b).- Válvula Compensadora. (H Figura 5)

Esta es una válvula de retención de bola y permanece ce  
rrada durante el movimiento del martinete en su viaje rápido,  
pero al iniciarse la elevación de presión, la válvula de via-  
je rápido se cierra y la bomba debe suministrar el gasto total  
de aceite y al efectuar la succión abre la válvula compensado-  
ra, la cual comunica directamente con el depósito de aceite.

c).- Válvula de Alivio.

Después de que se ha completado la operación de presión  
y la descarga se invierte, las etapas siguientes en el Siste-  
ma de Circuito Cerrado son como sigue: se debe bombear el - -  
aceite fuera del cilindro principal haciendo disminuir la pre  
sión y entonces invertir el movimiento del martinete, escapan  
do el aceite a través de la válvula de Viaje Rápido.

Para aumentar la velocidad de la acción de inversión se  
incorpora en el circuito una válvula especial (Plano 1 #33) -  
para acelerar la decompresión del aceite en el cilindro prin-  
cipal; esta válvula esta ajustada para trabajar a la máxima -  
velocidad sin choque. Esta activada automáticamente por me--  
dio de presión hidráulica y sincronizada con todos los elemeno  
tos del sistema, de este modo se asegura su operación a la má  
xima velocidad práctica.

Cada una de estas válvulas controlan la comunicación entre el tanque de suministro de aceite y uno o el otro de los dos lados del circuito hidráulico del cilindro, su funcionamiento es totalmente automático y en una secuencia coordinada por medio de presión hidráulica. También existe un par de válvulas de seguridad en cada lado del circuito para protección de sobrecargas hidráulicas, con ellas se completa el equipo de válvulas del Circuito de Viaje Rápido.

En general el funcionamiento del sistema de viaje rápido puede resumirse como sigue:

Acción automática de cada función en la secuencia adecuada, prellenado rápido del cilindro principal durante el movimiento rápido del martinete al aproximarse a la zona de trabajo.

Alta eficiencia de prellenado sin cavitación, sin pérdida de tiempo después que el martinete hace contacto con el trabajo y la presión se eleva.

Decompresión rápida del aceite en el cilindro principal después de la secuencia de presión.

Inversión sin choque por medio de la regulación de la velocidad apropiada de alivio de presión y la prevención del tamboreo de la bomba durante el cambio.

Escape rápido del cilindro principal durante el movimiento rápido de retorno del martinete.

La más rápida velocidad de operación de cada fase consecuente del ciclo con funcionamiento eficiente y seguridad continuada.

Evita vibración por medio de disposiciones especiales que evitan la entrada de aire dentro del sistema durante los rápidos movimientos del aceite entre el tanque y el cilindro de la prensa.

#### Controles de Precisión para el Movimiento del Martinete.

El control de carrera proporciona medios para la regulación manual de los movimientos del martinete de la prensa a través del servomotor de control. Hay dos tipos básicos manuales de estos controles; llamados el tipo giratorio y el de movimiento alternativo. Cada uno suministra un control exacto de la acción del martinete de la prensa a través de la regulación del gasto variable de la bomba radial. Se pueden utilizar cualquiera de los dos tipos y su selección se determina generalmente por el diseño particular de la prensa y su aplicación.

##### a).- Tipo Giratorio.

El movimiento giratorio de un elemento manual (manivela o rueda) causa que el martinete de la prensa se mueva en dirección

hacia el trabajo cuando se hace en el sentido del movimiento de las manecillas del reloj y en sentido inverso si se gira en sentido contrario a dicho movimiento. Cuando suspende el movimiento giratorio del control, el movimiento del martinete se detiene, además la velocidad del martinete es proporcional a la velocidad a la cual gira dicho control. Para efectuar el giro se necesita una fuerza muy pequeña.

Obviamente un control de tal naturaleza suministra una regulación absoluta y precisa del movimiento del martinete, el cual lo hace ideal para la colocación y prueba de dados. No existen las acciones de arranque y alto con sacudidas características de los controles llamados de "Impulsos".

Este control opera con el principio de un servomotor de acción compensadora. La rotación del elemento manual se transmite por medio de un par de engranes cónicos y un tornillo de mando al control de carrera de los pistones de la bomba, el movimiento resultante del martinete de la prensa también actúa sobre el mismo tornillo de mando, neutralizando esta acción colocando la bomba en posición neutral. Se utiliza también para ajustar el límite superior del viaje del martinete en control automático.

b).-Tipo Alternativo.

El martinete de la prensa puede ponerse en movimiento bajo control estrictamente manual, por medio de una palanca que tiene movimiento alternativo.

La dirección del movimiento del martinete esta determinado por la dirección en que la palanca se mueve fuera de la posición neutral; y la velocidad por la cantidad que se ha movido la palanca. El movimiento continúa en la dirección - y a la velocidad dada, tanto tiempo como la palanca se man-tiene en esa posición.

Esta palanca de control actuando a través de articula- ciones y el servo control de la bomba, regula la carrera de la bomba por lo que toca a cantidad y dirección, esto está - bajo el total control del operador, sujeto a variaciones precisas. Este tipo de control alternativo se recomienda parti- cularmente cuando la operación de la prensa debe regularse - en forma manual. Existen dos disposiciones de este tipo de control, la una con la palanca montada en la estructura de - la prensa, la otra con la palanca colocada en otro lugar fue- ra de la prensa, para la operación remota de la misma. Este tipo de control también se equilibra con el movimiento del - martinete para facilitar la acción de la palanca.

#### Controles de Ciclo Automático.

Estos controles determinan la sucesión de los eventos de operación, una vez que la prensa ha sido arrancada por - el operador.

Ciclo Básico.

Operación Semiautomática.

a).-Botón Eléctrico de arranque.

b).-Avance rápido del martinete hacia el trabajo.

c).-Cambio a velocidad de presión con carga total al hacer contacto con el trabajo.

d).-Inversión automática del movimiento del martinete cuando se obtiene la máxima presión predeterminada sobre el trabajo.

e).-Regreso rápido del martinete.

f).-Alto automático del martinete en su posición inicial (la cual es ajustable).

Operación Totalmente Automática.

Lo mismo que arriba, excepto los efectos a y f. Cuando el martinete regresa a su posición inicial, automáticamente se mueve desde esta posición con movimiento rápido hacia el trabajo nuevamente, siendo repetido indefinidamente el ciclo de esta manera hasta que la posición del control se cambia.

Tableros de Control del Operador.

Columna Izquierda de la Prensa.

a).-Manómetro.-Graduado en  $\text{kg/cm}^2$  y tonelaje total en el martinete de la prensa.

b).-Control de Tonelaje.-Con este control se determina la presión máxima a la cual el movimiento del martinete se invierte automáticamente al final de la carrera de trabajo. Para fijar la presión máxima se gira un disco de ajuste por medio de una llave de tuercas removible, para evitar que se cambie accidentalmente esta presión.

c).-Placa de Instrucciones.

Columna Derecha.

a).-Termómetro.-El cual nos indica la temperatura del aceite en el tanque superior.

b).-Ajuste de la Carrera del Martinete.-Determina la posición inicial (superior) del martinete, en consecuencia la longitud de la carrera. Tiene como el control de tonelaje -- un disco de ajuste que se gira por medio de una llave de tuer<sup>cas</sup>.

c).-Botón de Arranque.- Para el avance del martinete.

d).-Interruptor Selector.-Para el ciclo semiautomático- o totalmente automático. Equipado con cerradura de seguro, la llave deberá usarse para colocarlo en la posición totalmente- automática.

e).-Botón de Emergencia para Inversión.-Cuando se presiona interrumpirá el ciclo automático instantáneamente y hará que el movimiento del martinete se invierta, regresando a su posición superior y se detenga ahí, ya sea que esté colocado - en semiautomático o totalmente automático.

f).-Interruptor Selector.-Para ciclo automático o control manual del tipo giratorio, rodeando el Botón de Emergencia para Inversión.

g).-Botón de Arranque del Motor.

h).-Botón de Alto del Motor.

i).-Segundo Botón de Arranque.-Para el avance del Marti- nete.

Servomotor para el Control de Inversión.

a).-Control de la Velocidad del Martinete.

La velocidad de viaje del martinete de la prensa durante cada uno de los eventos del ciclo automático como son: avance-

rápido, presión y regreso, se sujeta a un control exacto a - a través de la regulación de la capacidad de la bomba.

Utilizando este tipo de control se suministran medios - automáticos para los cambios de velocidad del martinete en -- puntos predeterminados. De este modo el movimiento del martinete puede obligarse a hacerse más lento antes de entrar en - contacto con la pieza que se trabaja; es el dispositivo más - ventajoso ya que permite una acción muy rápida, con un contacto suave entre las partes del dado que está trabajando; esto - se efectúa por regla general en una posición ajustable del -- viaje del martinete. La velocidad normal puede restaurarse - en una segunda posición o con la obtención de una ligera presión inicial sobre el trabajo.

En ciertos casos es deseable un retardo momentáneo du-- rante el viaje de retorno del martinete, esto puede efectuarse en una manera similar a como se hace en el avance del martinete hacia el trabajo.

b).-Posición de Inversión Automática.

Además de la inversión automática del movimiento del martinete con la obtención de una cierta presión en el ciclo de - control básico, se suministra un control adicional para la inversión en una posición ajustable, ya que esto se requiere pa- ra operaciones tales como el embutido con dados circulares a - través de los cuales se fuerza el material.

c).-Control de Alto Total.

Una característica opcional por medio de la cual el mar- tinete de la prensa puede detenerse totalmente muy rápidamente

en cualquier punto durante el ciclo automático. Esto se efectúa a deseo del operador solamente tocando una pequeña palanca colocada en un costado derecho de la prensa, la cual no requiere mucha fuerza para moverla. Este es un dispositivo de seguridad que protege al operador, dados y pieza trabajados y aunque es deseable en particular en prensas muy rápidas, las cuales se operan regularmente en ciclo totalmente automático, lo utilizaremos como medio de protección.

Características de Seguridad del Control de Ciclo Automático.

a).-Arranque a dos Manos.-Con un par de botones de avance separados, que requieren que el operador use las dos manos.

b).-Interruptor Selector para el Ciclo Totalmente Automático.-Controlado por una cerradura de rodete, que requiere llave para mover la posición.

c).-La prensa no arranca inmediatamente en ciclo automático cuando el control de ciclo se coloca inicialmente en "Totalmente Automático", sino debe ponerse en acción por medio del par de botones de arranque para el avance.

d).-Botón de Emergencia para Inversión.-Para interrumpir la acción de avance.

e).-Si el ciclo totalmente automático se interrumpe con la Inversión de Emergencia, la prensa no reanudará el ciclo automático hasta que sea arrancada de nuevo, primero con los botones de avance, aún cuando se coloquen los controles normalmente.

f).-El ajuste de la carrera por medio de una llave de tuercas especial removible para evitar cambios desautorizados.

g).-El ajuste del Tonelaje se hace también con una llave como la anterior.

h).-El Servo-Control de la Bomba se cambia automáticamente neutral en el caso de falla de energía, impidiendo un descenso súbito de la prensa.

i).-En algunas prensas se utiliza un sistema doble de arranque a dos botones de avance para dos operadores, de tal manera que la prensa no avanza hasta que ambos presionan sus botones correspondientes. Este control se utiliza por regla general en prensas muy grandes, digamos de 2000 toneladas.

#### 8).-Sistema Múltiple de Martinetes.

Las prensas con este sistema se desarrollaron para la aplicación de medias y altas presiones durante la carrera de trabajo de la prensa, estas dos etapas de presión pueden aplicarse con cierta secuencia, o independientemente como se desea; se pueden utilizar cualquiera de los dos sistemas pues ambos producen el mismo efecto, sólo que el primero consiste de un solo martinete compuesto, el cual consiste de un martinete pequeño ajustado en un cilindro interno dentro del martinete principal.

El sistema que seleccionaremos es aquel que se utiliza en prensas cuya mesa es de grandes dimensiones y que puede equiparse con más de un martinete principal, utilizando en nuestro caso cinco martinetes uno principal y cuatro auxiliares.

Para una presión media preliminar rápida, se pueden emplear el martinete principal o los cuatro exteriores. En una posición predeterminada se usan todos los martinetes para desa

rollar la alta presión requerida para el formado final.

9).--Sistema Múltiple de Bombas.

Se utiliza este sistema pues con él se obtienen velocidades más altas de las que pueden obtenerse normalmente con una sola bomba. Se emplean dos bombas radiales operando al unísono, cada una de ellas está equipada con un servo-control de inversión cuyas palancas de control están sincronizadas de tal modo que las bombas operan al mismo tiempo.

Sistema de Viaje Rápido en Circuito Cerrado y Ciclo -- Automático.

Avance Rápido del Martinete (Figura 5)

a).--La palanca de control (E) se coloca en la posición de avance al poner el operador el control de ciclo automático.

b).--La bomba extrae el aceite del área diferencial que soporta el pistón del martinete, metiéndolo en el área total superior del pistón por medio de las tuberías (F) y (G) respectivamente.

c).--El martinete avanza hacia el trabajo a la velocidad de viaje rápido, su velocidad se gobierna por la velocidad a la cual la bomba extrae el aceite del área diferencial.

d).--El desplazamiento del área total del pistón demanda un exceso de aceite de aquél suministrado por la bomba, el cual es proporcional a la diferencia entre el área total y diferencial. Este exceso lo suministra el tanque superior a través de la válvula de Viaje Rápido (I) con el flujo directo, el aceite se mete al cilindro por la succión creada por el avance del martinete. La contrapresión en el lado diferencial mantiene cerrada la válvula compensadora (H).

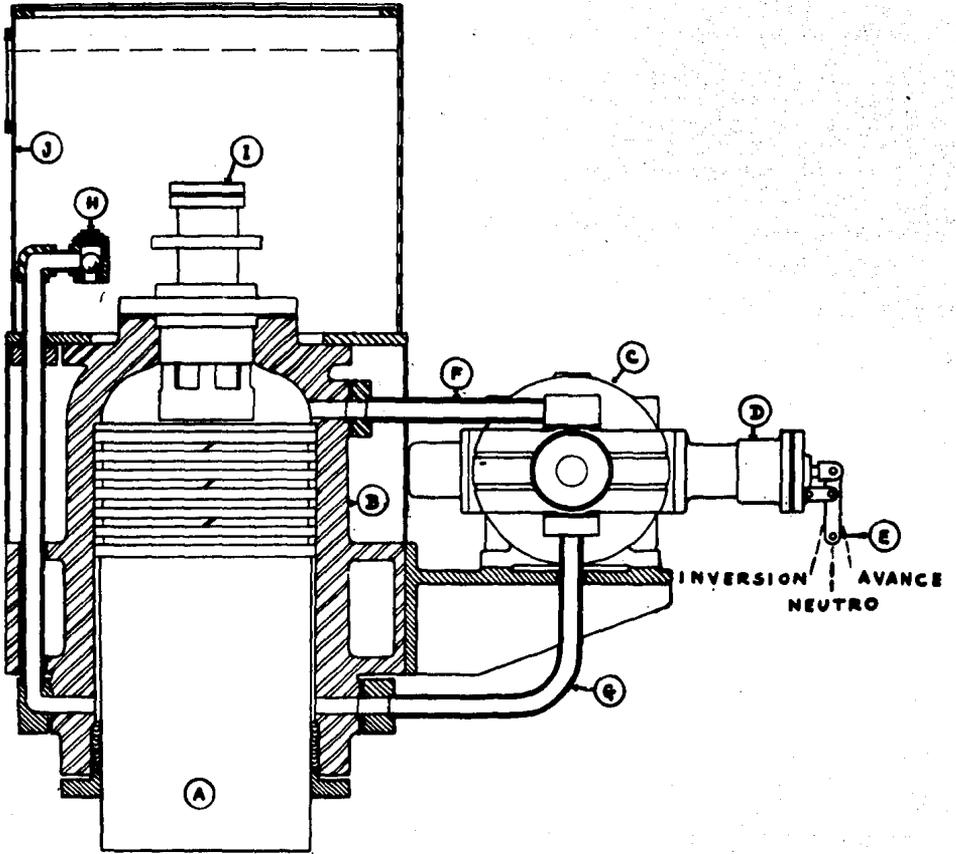


FIGURA 5

Avance del Martinete bajo Presión.

a).-Al avanzar el martinete a gran velocidad encuentra -

la resistencia del trabajo.

b).-El martinete continúa su viaje de avance a velocidad reducida, impulsado ahora unicamente por el aceite entregado por la bomba vía tubería (F); es entonces cuando la bomba empieza a elevar la presión contra el área total del pistón.

c).-La válvula de Viaje Rápido se ha cerrado automáticamente al iniciarse la etapa anterior

d).-El desplazamiento de volumen desde el área del diferencial del pistón es insuficiente ahora para suministrar la demanda de aceite vía tubería (G) hacia la bomba, esta deficiencia; la cual es proporcional a las áreas inferior y superior del pistón se compensa desde el tanque a través de la válvula compensadora (H) la cual se abrió por la succión de la bomba.

e).-Tan pronto como la presión aumenta sobre el trabajo y en el cilindro de la prensa sobre el área total del pistón a un valor predeterminado, un elemento del control de ciclo automático sensible a la presión actuando a través de articulaciones, cambia el servo-control (D) y (E) a la posición de inversión.

#### Regreso Rápido del Martinete.

a).-Habiendo sido movido el servo-control a la posición de inversión, el flujo de aceite ha sido igualmente invertido, de este modo ahora la bomba está extrayendo aceite a través de la tubería (F) del área superior del pistón y entregándola a través de la tubería (G) al área diferencial. El gasto de la bomba se reduce a cero y aumenta en dirección contraria haciéndolo suavemente y sin choques.

b).--La presión del aceite en el área superior se disminuye por la succión de la bomba y se aumenta esta acción por medio de una válvula de decompresión (la cual no se muestra en el diagrama), de esta manera se anula la presión en el cilindro principal con un tiempo mínimo y sin choques destructivos.

c).--La válvula de viaje rápido (I) abre automáticamente, restableciendo la comunicación entre el cilindro y el tanque superior para desalojar el exceso de aceite no manejado por la bomba.

d).--El martinete regresa desde el trabajo a alta velocidad, la cual está determinada por la velocidad a la cual la bomba entrega el aceite al área diferencial.

e).--El martinete se detiene automáticamente en su posición inicial (determinada por el ajuste del control de viaje), o empieza automáticamente otro ciclo desde esa posición inicial (determinada por la posición del control de ciclo automático.)

#### Cojín Hidráulico.

Uno de los factores vitales que deben considerarse en los procesos de embutido profundo de lámina de metal, es la presión que se aplica a la superficie del metal por medio de planchadores para evitar que se formen arrugas en la pieza que se va a formar, esta presión se aplica por medio del cojín hidráulico.

Los cojines hidráulicos fueron desarrollados para el trabajo de embutido de metales en las prensas de doble y simple

acción, pues la obtención de piezas embutidas bien terminadas era imposible con planchadores accionados con resortes o caucho; la presión obtenida con estos elementos es demasiado pequeña al principio de la carrera, permitiendo a la pieza deslizarse y que se produzcan arrugas o demasiado grande al final ocasionando que la cápsula se agriete y se rompa. Tales experiencias son comunes hoy en día en plantas en las cuales aún usan planchadores accionados con resortes y caucho. En cambio los cojines hidráulicos proporcionan una presión constante durante toda la carrera de la prensa.

#### Operación.-

Cuando el martinete principal viaja hacia abajo y entran en contacto la parte superior e inferior del dado, el pistón del cojín hidráulico es forzado hacia abajo por los pernos del cojín que se extienden a través de la platina de prensa, ocasionando que el aceite que se encuentra en el cilindro del cojín hidráulico eleve su presión y se descargue al tanque superior, a través de una válvula de alivio, esta válvula puede ajustarse regulando la presión a la cual se quiere que trabaje el cojín hidráulico. Después que el martinete principal ha llegado a la posición interior, el cojín hidráulico permanece en su posición inferior debido a las características del circuito hidráulico, hasta que el martinete principal ha alcanzado cierta altura. Por medio de un interruptor de límite se energiza un solenoide en una válvula de control, la cual por medio de presión hidráulica piloto cambia la posición de la válvula que alimenta directamente a un-

cilindro interno del cojín, recibiendo éste entonces el aceite a presión y haciendo que el pistón empiece a subir. Al mismo tiempo que el cojín se está elevando se llena la cámara principal del cojín. El cojín hidráulico sigue subiendo hasta que por medio de un interruptor de límite se detiene su movimiento.

#### Características y Ventajas.

a).-Suministra prácticamente presión uniforme en todas las partes de la pieza trabajada durante la operación total -- del embutido independientemente de la carrera.

b).-Permite el ahorro de operaciones en muchos trabajos-- aumentando de este modo la velocidad de la producción y reduciendo los costos de fabricación, ya que se puede cortar, embutir, perforar y reembutir una pieza en una sola operación.

c).-Eliminan las arrugas del material causadas por el -- uso de resortes o cojines de caucho en donde la presión es variable, con lo cual los elimina ya que éstos tienen que adaptarse para cada trabajo individual y los cuales se deterioran muy rápidamente, en cambio los cojines hidráulicos no pierden su elasticidad.

d).-Reducen gradualmente el desgaste y los desgarres -- en los dados con lo cual, prolongan la vida de éstos; este desgaste por la excesiva presión sobre el material y la que se -- disminuye con el cojín hidráulico, evita que el material tienda a fracturarse y a romperse la pieza.

e).-Ayudan a evitar los esfuerzos excesivos en la prensa eliminando las altas tensiones causadas al final de la carrera, con los otros tipos de cojines.

f).-Puedán ajustarse fácilmente de acuerdo al trabajo --

para cualquier presión dentro de su capacidad, esto se logra haciendo girar un tornillo en la válvula reguladora, en un sentido para aumentar la presión del trabajo del cojín y en sentido contrario para disminuirla, haciendo en esta forma - muy rápido el cambio de un trabajo a otro.

g).-El cilindro del cojín puede vaciarse rápidamente, - permitiendo el cambio de dados en la prensa, mientras que con los otros sistemas se requiere mucho tiempo.

#### SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO EN EL DISEÑO ELECTRO-HIDRAULICO.

En la evolución de la tecnología del diseño ningún factor ha recibido tanta atención como la seguridad y la facilidad de mantenimiento, estos tienen particular importancia en los procedimientos individuales desarrollados para los sistemas hidráulicos y eléctricos. De este modo cuando ambos tipos de sistemas se combinan en una máquina, el ingeniero de diseño está doblemente obligado en tomar en cuenta consideraciones de seguridad y mantenimiento.

Sin embargo aunque estos factores son muy importantes, no son de ningún modo inviolables, ya que en muchas ocasiones hay que dar preferencia a otras características de diseño, para que la máquina haga el trabajo para la que está destinada y los costos de fabricación sean los más bajos posibles para que la hagan comerciable. Hay veces que el que diseña - puede llegar a extremos en su deseo de fabricar una máquina - segura y con todos los requisitos para la facilidad de mantenimiento, puede encontrar entonces que los costos son prohibitivos y que la apariencia de la máquina no es buena.

El resultado es que a menudo, es necesario tener en cuenta los muchos factores de diseño, poniendo mayor atención en uno o algunos de ellos, según la importancia del uso, posición, personal de operación. El ingeniero debe tener por lo tanto, no sólo la capacidad para diseñar las características para asegurar la seguridad y la facilidad de mantenimiento, sino también estar preparado para decidir cuáles o cuántas de estas características deberán incluirse en provecho del fabricante y del consumidor. Considerando seguridad, por ejemplo, algunas aplicaciones justificarán la adición de todos los dispositivos concebibles y aún dispositivos de seguridad para proteger los dispositivos de seguridad.

Al llegar a un problema de esta naturaleza en el cual se debe decidir la importancia de los factores de diseño, se puede consultar los standars sugeridos por grupos tales como la "National Machine Tool Builders Association" (Asociación Nacional de Fabricantes de Máquinas Herramientas) y la "Joint Industry Conference" (Conferencia de la Industria Unida). Estos standards están basados en la experiencia y el maduro juicio de ingenieros, personal experto en seguridad, mantenimiento, inspectores de máquinas y electricistas. En los standards se detallan instrucciones que cubren el diseño, construcción e instalación de equipo eléctrico e hidráulico.

1).-Bombas Generadoras de Presión.

En el diseño de sistemas hidráulicos uno de los primeros elementos impulsados y controlados eléctricamente son las bombas generadoras de presión. Estas son de varios tipos y pueden

clasificarse por su función como sigue:

Generador Principal de Presión.

Generador Auxiliar de Presión.

Generador Piloto de Presión.

Bombas de Enfriamiento.

Mientras estos elementos eléctricos pueden parecer en un principio pocos en número, los problemas de diseño implicados son muchos. Por ejemplo algunas de las preguntas que deben resolverse para el equipo de control e impulsión que debe de suministrarse para las bombas son las siguientes:

a).-Especificación de las Características eléctricas - para el motor impulsor.

b).-Suministro de Controles Normales de arranque y paro.

c).-Incorporación de circuitos para parado de emergencia o desenergización de alguno o todos los componentes eléctricos.

d).-Protección del equipo contra sobre carga, bajo voltaje y circuitos cortos.

e).-El suministro de indicación visual de circuitos energizados.

Se encontrará que cada uno de estos puntos tienen alguna relación con la seguridad (del propio equipo y personal de operación) y la facilidad de mantenimiento. La obtención de los últimos objetivos se hace un poco más fácil en el presente a través de la guía ofrecida por códigos y standards. Sin embargo, aunque pueda parecer extraño, no siempre se pueden seguir las recomendaciones de estos códigos y standards en toda su extensión. Podemos encontrar que otros factores tales como limi

taciones de tamaño y forma de la máquina terminada y la actitud de los consumidores hacia los altos costos implicados, le ponen trabas en adoptar todas las recomendaciones de los códigos. El resultado final por supuesto es que la máquina no será tan segura y fácil de mantener como podría haber sido.

Los circuitos de protección dan un buen ejemplo de lo - dicho anteriormente, ya que en cualquier equipo eléctrico debe suministrarse protección adecuada de sobre carga y bajo -- voltaje en el equipo de arranque del motor, también es importante considerar la protección de circuito corto de línea junto con los medios de desconexión. Tales dispositivos de protección tienen una conexión definida con costo y apariencia.- En máquinas pequeñas particularmente el suministro de protección de circuito corto y medios de desconexión de acuerdo con las normas puede ser un detalle un poco grande en el costo de la máquina. Muchas veces los compradores no aceptan el costo de la máquina con una protección total de circuito, sólo la - requerirán más tarde por sus códigos eléctricos locales y deberán agregar el equipo a un costo mayor del que fué originalmente cotizado por el fabricante.

Los dispositivos que protegen el circuito pueden ser - también muy grandes físicamente para montarlos convenientemente en la máquina, por lo tanto hay que decidir si el arranca-dor por ejemplo debe suministrarse para montarlo independientemente de la máquina o proveerla de un gabinete especial adya-cente a la misma.

Uno de los problemas mencionados anteriormente son las especificaciones de las características eléctricas del motor, puede no ser inmediatamente evidente como esta fase particu--

lar del diseño afecta a la seguridad y al mantenimiento, para ilustrarlo recordaremos que cuanto más aumenta el voltaje los problemas de seguridad se hacen mayores también; se deben dar protecciones precisas cuando se usan 2300 o 4160 volts por -- ejemplo, que no son necesarias para 220 o 440. Hay al mismo tiempo un punto a favor de la operación a alto voltaje desde el punto de vista económico, aquí es donde hay que decidir nuevamente entre costo y seguridad.

2).-Circuitos.

La parte eléctrica de una máquina operada eléctricamente no está limitada a los controles para la bomba. Una segunda área mayor de aplicaciones eléctricas son los propios circuitos hidráulicos. La función normal del fluido hidráulico es operar o mover uno o más martinets, estos pueden -- arreglarse en varias combinaciones, secuencias y operar a varias velocidades y presiones. La presión en estos circuitos puede variar de unos cuantos cientos de libras por pulgada - cuadrada hasta 5000 psi.

Esta presión se aplica a través de acoplamientos directos o varias longitudes de tubería con sus respectivos herrajes apropiados. Un requisito fundamental que se debe conocer son las limitaciones de presión y ser capaz de aplicarlas correctamente. Sin embargo aunque se haya hecho esto no hay seguridad que el diseño del equipo sea seguro y fácil de mantener, hay que tener en consideración los siguientes puntos:

a).-Que puedan armarse o desarmarse con una cantidad--razonable de trabajo.

b).-Que puedan usarse herramientas estándar.

c).-Que estén marcadas adecuadamente las líneas de precisión de tal manera que puedan distinguirse unas de otras.

Este último inciso puede ser peligroso para un trabajador si desconoce el sistema o no hace una doble revisión de sus líneas cuando abre una conexión. Estas líneas podrán marcarse con los colores código usando cinta plástica, no habrá entonces ninguna duda en la clasificación de las líneas.

Quizá la parte de mayor importancia del control en un circuito hidráulico es la selección y aplicación de las válvulas adecuadas. En realidad es la válvula operada con solenoides de la que suministra la unión entre el circuito hidráulico y el sistema eléctrico de control. Una de las fuentes más grandes de problemas es el quemado de las bobinas, el porcentaje más alto de estas dificultades se debe al asiento inadecuado del vástago que queda desalineado y pegado a la válvula por defecto mecánico o basura, esto ocasionará que la bobina del solenoide tome más corriente de la normal con lo cual se quemará dicha bobina, generalmente las conexiones de la bobina se encierran en una caja hermética y son del tipo de tornillos -- para efectuar la conexión.

Otro problema de mantenimiento es la designación adecuada y coordinación entre los circuitos eléctricos e hidráulicos, así como la clasificación de todos y cada uno de los elementos clara y visible así como una breve descripción (ejemplo: Martinete A Regreso Lento); esto será de una gran ayuda y proporcionará un ahorro considerable de tiempo en localizar una -

falla.

Se debe tratar de agrupar el mayor número de válvulas en un sitio, con esto se disminuirá el número de conexiones y tubería, con esto no solo se disminuirá el mantenimiento sino -- que las hará más accesibles para cualquier servicio que requieran.

3).-Secuencia.

En cualquier consideración de circuitos hidráulicos la presión es uno de los términos más importantes; para suministrar información de presión o controles de tonelaje, éstos pueden ser del tipo de pistón o tubo de Bourdon y podemos disponer de ellos prácticamente en casi todos los rangos de presión. Normalmente se debe proporcionar la siguiente información: Presión total, máxima y mínima diferencial de operación, así como contactos disponibles (normalmente cerrados o abiertos) para operar con un ascenso o descenso de presión.

Sobre esta información se basa la disposición de los componentes del circuito necesarios para asegurar la secuencia de operaciones deseada. La secuencia inadecuada de operaciones originada por presiones puede llevarnos a grandes dificultades, mencionaremos algunas de las precauciones que deben tomarse para efectuar un buen diseño.

En algunos sistemas hidráulicos, la indicación que la presión ha llegado a cierto nivel obliga a disparar la siguiente operación, en otros se requiere un cierto tiempo y en este caso el interruptor de presión deberá entrelazarse de tal modo que las fluctuaciones transitorias no afecten la condición de contacto.

Un ciclo dado de operaciones puede consistir de una serie de sucesos que incluyen la secuencia de varios martinetes. Cada uno indica que ha llegado a un punto de presión antes de que el siguiente martinete se mueva, bajo estas condiciones no es necesario que todos los martinetes mantengan un nivel pre--determinado de un interruptor de presión; por lo tanto la abertu--ra de alguno de los contactos debido a la caída o fluctua--ción de presión puede causar una operación defectuosa. Esto--causa daño en el equipo y aumenta el mantenimiento.

Es imperioso que un número mínimo de operaciones por pre--sión controlen las funciones del circuito. Cualquier disminu--ción en la presión causará cambios correspondientes en las - - otras partes del circuito.

La operación suave y quieta de cualquier circuito hidráu--lico es definitiva para el mantenimiento, ya que en muchos ca--sos la cantidad de mantenimiento necesitado es directamente pro--porcional a la cantidad de vibración y choques presentes. Ade--más de los muchos métodos usados para reducir esta condición -- hay otro factor que aparece en los circuitos hidráulicos comple--jos, este es el tiempo de sucesión y operación de las válvulas--de control.

Los medios para garantizar la secuencia adecuada de opera--ciones pueden clasificarse como sigue:

a).--Botones dobles de operación interconectados que man--tengan las manos de operación fuera del área de trabajo.

b).--La característica de no repetición que requieren el - alivio de botones operados cuando se trastorna la secuencia de-

operación.

c).-Interconexión de mesas y martinets. Cuando se disparan dos martinets al mismo tiempo hacia el área de trabajo, en este caso se hace uso de un botón llamado "inversión de emergencia" el cual regresará todos los elementos a su posición original.

d).-La selección entre la operación automática o semiautomática se debe hacer por medio de llave y cerradura.

e).-Energización constante del solenoide. Cuando se energiza el solenoide de una válvula en la operación de sujeción de un martinete, este debe permanecer energizado durante todo el tiempo que dure la sujeción.

f).-Interconexiones de seguridad. Se puede obtener un alto grado de seguridad con el uso de interruptores límite, entrelazados con contactos normalmente abiertos y cerrados.

#### 4).-Normas Eléctricas.

La mayor parte de los códigos y normas eléctricas han sido preparadas como una guía al diseño de equipo que es seguro - de operar y fácil de mantener. Muchas consideraciones de tipo, tamaño y uso de conductores y tubería se cubren en las normas eléctricas. Respecto a seguridad y facilidad de mantenimiento - podemos enumerar las siguientes normas.

a).-Colocar los gabinetes de control entre 60 y 200 cm. - desde el nivel del piso, ya que da facilidad para la revisión y no habrá problemas con el polvo o basura, aceite y otros materiales extraños perjudiciales a la operación del equipo, que se encuentran preferentemente al nivel del piso.

b).-Especifica motores totalmente cerrados en trabajos que produzcan materias en suspensión como polvos, basura y - aceite.

c).-Proveer puntos convenientes de comprobación y desconexión a través de toda la máquina. Esto es particularmente-útil en una máquina que debe ser desarmada cuando va a embarcarse.

d).-Quitar el control eléctrico de la propia máquina y ponerlo en un gabinete separado, cuando la vibración, temperatura y condiciones generales de operación (polvo, basura, material que se usa) son perjudiciales al equipo.

e).-Interconexión del control con la puerta del gabinete. Esto es, el equipo sólo operará cuando la puerta del gabinete - esté cerrada, ya que si no puede operar con la puerta abierta, esta podrá dejarse en esa posición, con lo que no se protegerán los elementos de control de la acción de persona ajenas a la máquina, cuando ésta está operando.

## CAPITULO II

### SISTEMA HIDRAULICO DE FUERZA.

#### 1.-CILINDRO PRINCIPAL.

- a).-Diámetro.
- b).-Espesor.
- c).-Diámetro Exterior.
- d).-Tapa.
- e).-Prensa Estopa.
- e1).-Pernos
- e2).-Espesor.
- f).-Piston principal.
- f1).-Anillos.
- f2).-Empaques.
- g).-Martinete Principal.

#### 2.-CILINDROS DEL PISADOR.

#### 3.-CILINDRO DEL COJIN.

#### 4.-BOMBA

- a).-Cinemática de la Bomba de Pistones Radiales.
- b).-Velocidades y Capacidades.
- c).-Diámetro de Pistones y Carreras.
- d).-Potencia hidráulica.

#### 5.-CIRCUITO HIDRAULICO.

- a).-Velocidades Recomendadas.
- b).-Tubería y herrajes.

#### 6.-FLUIDO

- a).-Viscosidad.
- b).-Indice de Viscosidad.
- c).-Temperatura de Operación y Estabilidad Química.

- d).-Demulsibilidad.
- e).-Prevención de Herrumbre.
- f).-Lubricidad y Resistencia de Película.
- g).-Formación de Espuma.
- h).-Fluidos Hidráulicos Sintéticos.
- 7).-TANQUE DE DEPOSITO.

1.-CILINDRO PRINCIPAL.

Decidiremos primero la presión a que va a trabajar nuestro sistema puesto que todos los componentes estarán regidos por esta presión.

La presión del sistema depende del espacio y peso aprovechable (un espacio pequeño requiere alta presión para la misma fuerza total). En Aeronáutica, por ejemplo, han normalizado sus diseños a 3000 psi., aunque hay la tendencia de elevarla particularmente en el diseño de proyectiles cohete. La industria de trabajado a presión utiliza cualquiera desde 500 hasta 5000 psi., dependiendo de la aplicación, pero aquí también hay un movimiento hacia las altas presiones siguiendo las buenas experiencias logradas en aeronáutica.

La economía también juega una parte importante en determinar la presión del sistema. Las bombas de alta presión son más costosas, sin embargo en un sistema base (contando los ahorros en tuberías y cilindros más pequeños), el costo de un sistema de 300psi., puede compararse favorablemente bien con uno de 1000 psi., con un ahorro en espacio y peso. Esto es particularmente verdadero si van a usarse varios cilindros en la máquina.

Seleccionamos entonces una presión de trabajo de 3000 --

psi., (211kg/cm<sup>2</sup>)-

a).-Diámetro Inferior.

Teniendo en cuenta la figura A, una presión de 211kg/cm<sup>2</sup>. y ya que la prensa tiene que dar 500 tons. nominales calcularemos el área transversal del pistón.

$$F=pA$$

$$A=\frac{F}{p} = \frac{500 \times 1000}{211} = 2370\text{cm}^2$$

Calculemos ahora el diámetro necesario.

$$A = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2370}{\pi}} = \sqrt{3020} = 55 \text{ cm.}$$

Que será también el diámetro interior del cilindro ya que usaremos anillos de hierro.

Tomando D=56cm. (22") tenemos que la presión de operación será:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{500\ 000}{\frac{\pi}{4} 56^2} = \frac{4 \times 500\ 000}{\pi \times 3136} = 204 \text{ kg/cm}^2 \text{ (2900lbs/pulg}^2\text{)}$$

b).- Espesor.

El espesor para un recipiente a presión de pared delgada - está dado por la fórmula (a) pág. 156 Design of Machine Elements de FAIRES

$$t = \frac{p D_i}{2 S_t}$$

t.- Espesor mínimo cm.

p.- Presión en kg/cm<sup>2</sup>

D<sub>i</sub>.- Diámetro interior en cm.

S<sub>t</sub>.- Esfuerzo permisible a la tensión.

Seleccionamos un acero AISI No. C 1030 con un esfuerzo de ruptura a la tensión S<sub>u</sub> = 80 000 lbs/pulg<sup>2</sup> (5620 kg/cm<sup>2</sup>) tabla 2

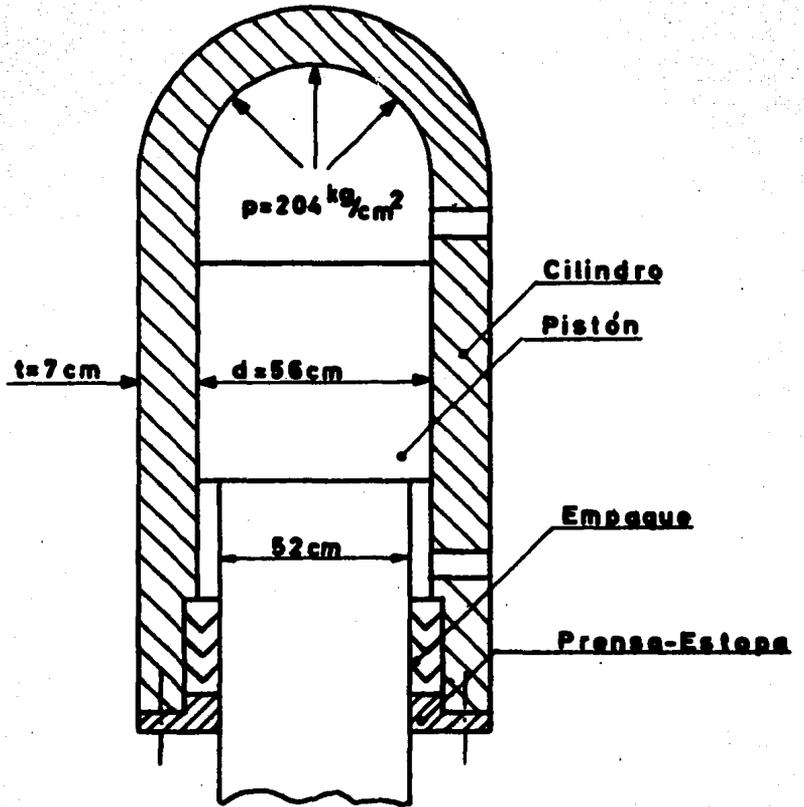


FIGURA. A

pág. 34 Design of Machine Elements de Faïres.

Tabla 1.-FACTORES DE SEGURIDAD (FACTORES DE DISEÑO)

Clase de carga.	Acero metales Dúctiles.		Hierro Fundido Metales frágiles.	Madera
	Basado en la resistencia de Rotura.	Basado en el límite Elástico.	Basado en la resistencia de Rotura.	
Carga muerta N=	3-4	1.5 - 2	5-6	7
Repetido en una dirección, gradual (choque suave) N=	6	3	7-8	10
Repetido, invertido, gradual (choque suave) N=	8	4	10-12	15
Choque N=	10 - 15	5-7	15-20	20

Tomando un factor de seguridad de 6, tenemos que:

$$St = \frac{Su}{6} = \frac{5620}{6} = 940 \text{ kg/cm}^2$$

Substituyendo valores en la fórmula tenemos que:

$$t = \frac{204 \times 56}{2 \times 940} = 6.08 \text{ cm.}$$

Tomamos finalmente  $t=6.5 \text{ cm.}$

En la obtención de esta ecuación se supone que el esfuerzo tensión es uniforme a lo largo del espesor. Esta suposición es - aproximadamente real si el espesor del cilindro es delgado, aunque realmente el esfuerzo decrece desde un máximo en la superficie interior a un valor más pequeño en la superficie exterior. - Sin embargo, si la pared del cilindro es relativamente gruesa, -

la variación del esfuerzo desde la superficie interior a la exterior es tan grande que no puede suponerse con seguridad que está uniformemente repartido.

La estimación más exacta de este esfuerzo ha sido obtenida por Lamé, suponiendo que el cilindro grueso se compone de una serie de cilindros delgados de espesor diferencial para cada uno de los cuales el esfuerzo es uniforme y suponiendo que las secciones transversales planas permanecen planas, (es decir, que la deformación de todas las fibras longitudinales es la misma).

La fórmula obtenida por Lamé es:

$$S_t = \frac{P_i(r_o^2 + r_i^2) - 2 P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

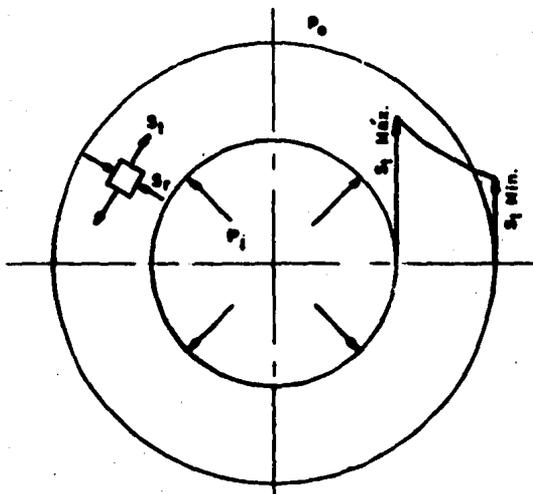


FIGURA. B

Fórmula 55 Pag. 502 Design of Machine Elements de Faïres

$P_i$ - Presión interna= 204 Kg/cm<sup>2</sup>

$P_o$ - Presión externa= 1 Kg/cm<sup>2</sup>

$r_i$ - Radio interior=  $\frac{56}{2}$  = 28 cm

ro- Radio exterior = 28 + 6.5 = 34.5 cm.

St- Esfuerzo tangencial en la sup. int. en Kg/cm<sup>2</sup>

Substituyendo valores tendremos:

$$St = \frac{204(34.5^2 + 28^2) - 2 \times 1 \times 34.5^2}{34.5^2 - 28^2} = 990 \text{ Kg/cm}^2$$

Vemos por lo tanto que este esfuerzo es mayor que 940 Kg/cm<sup>2</sup> que es el permitido para este acero, por lo tanto haremos la sección de mayor tamaño y después de varios intentos tomaremos un nuevo valor de t=7 cm. y por lo tanto tenemos:

$$St = \frac{204(35^2 + 28^2) - 2 \times 1 \times 35^2}{35^2 - 28^2} = 915 \text{ Kg/cm}^2$$

Que es menor que el esfuerzo permitido así que el nuevo espesor está correcto.

Revisaremos ahora al cilindro en su esfuerzo cortante el que está dado en su expresión máxima por la fórmula 56 pág. 503 Design of Machine Elements de Faïres:

$$\tau = \frac{r_o^2(P_1 - P_o)}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde las literales tienen el mismo significado que antes, - excepto que  $\tau$  es el esfuerzo cortante máximo en la superficie interior. Este esfuerzo máximo es igual a la mitad de la diferencia algebraica entre los esfuerzos normales máximo y mínimo.

El esfuerzo normal mínimo en la superficie interior es la presión  $P_1$ , la cual produce un esfuerzo de compresión y por lo tanto tiene signo negativo.

El esfuerzo normal máximo es el esfuerzo tangencial St

Deberá recordarse que el esfuerzo cortante máximo ocurre -- cuando tenemos dos esfuerzos principales en dos direcciones perpendiculares, uno máximo y otro mínimo.

Substituyendo valores tenemos:

$$\tau = \frac{35^2 (204 - 1)}{35^2 - 28^2} = \frac{1230 \times 203}{445} = 560 \text{ Kg/cm}^2$$

El acero AISI C1030 tiene un esfuerzo de ruptura al corte  $S_{us} = 60,000 \text{ Lbs/pulg}^2$  (  $4220 \text{ Kg/cm}^2$  ) tomando un factor de seguridad de 6 vemos que:

$$S_s = \frac{4220}{6} = 705 \text{ Kg/cm}^2$$

Vemos por tanto que el esfuerzo  $\tau$  obtenido es menor que el permisible  $S_s$  del material en cuestión por lo tanto está correcto.

C.- Diámetro exterior.

$$D_e = D + 2t = 56 + 2 \times 7 = 56 + 14 = 70 \text{ cm.}$$

d.- Tapa

Seleccionamos una tapa elipsoidal con las siguientes dimensiones:

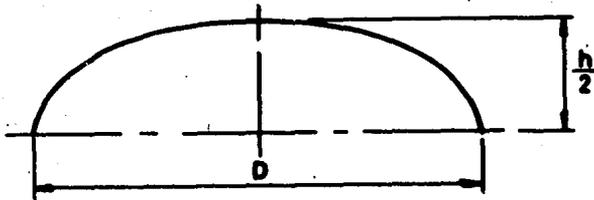


FIGURA.C

El espesor para una tapa elipsoidal está dada por la fórmula tomada del API ASME CBDE pag. 12.

$$T_1 = \frac{P D V}{2 S E - 0.2 P} + C$$

$T_1$  - Espesor mínimo en cm.

$P$  - Presión interior en  $\text{Kg/cm}^2$

D - Diámetro interior en cm.

S - Esfuerzo permisible en Kg/cm<sup>2</sup>

E - Eficiencia de la junta = 1 Por ser de una pieza.

C - Coeficiente de corrosión = 0 Por usar aceite.

$V = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{h} \right)^2 \right]$  Tomada del API ASME CODE Pág 115

h - Semi eje menor de la elipse en cm. = 28

Substituyendo valores

$$V = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{56}{28} \right)^2 \right] = \frac{1}{6} \left[ 2 + 4 \right] = 1$$

$$T_1 = \frac{204 \times 56 \times 1}{2 \times 940 \times 1 - 0.2 \times 204} = \frac{11,400}{1,880 - 40.8} = \frac{11,400}{1,839.2} = 6.2$$

Tomamos  $T_1 = 7$  para igualar con el espesor del cuerpo

e.- Prensa - Estopa.-

Para sellar el cilindro principal utilizaremos una pieza - circular especial, que será apoyo del sistema de empaque y que se atornillará al cuerpo del cilindro.

Haciendo un corte por el centro del cilindro y la brida y - mostrando sólo una proyección radial tenemos la siguiente figura 1

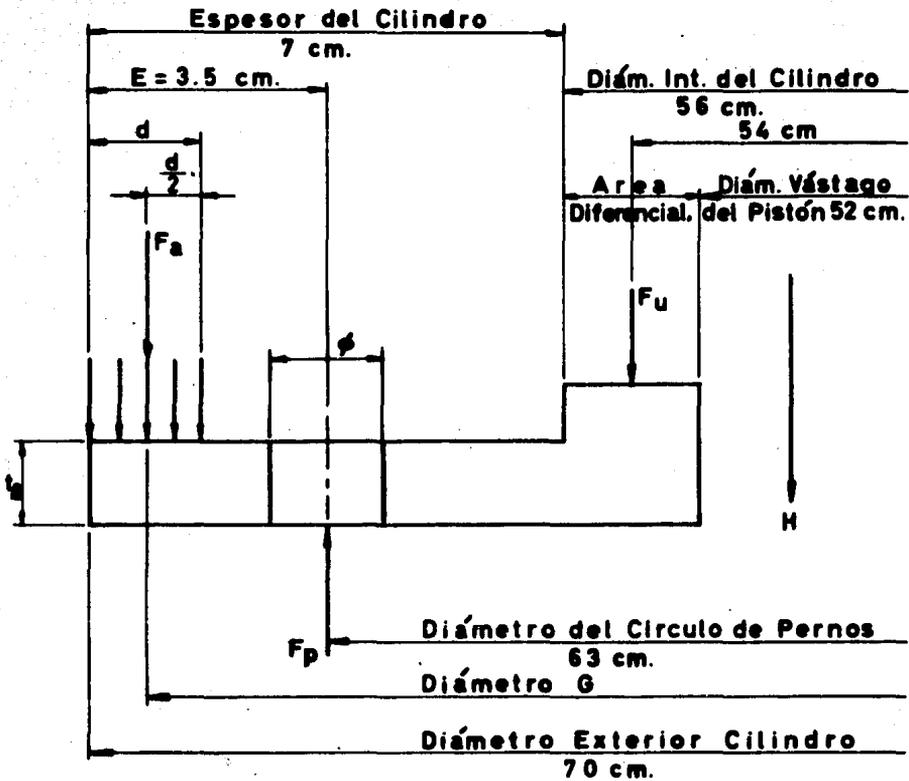


FIGURA 1

- A<sub>d</sub>- Area diferencial, formada por el diámetro interior del cilindro y el diámetro del vástago del pistón ( cm<sup>2</sup> ).
- E - Distancia radial del círculo de los pernos al borde exterior de la brida ( cm. ).
- F<sub>a</sub>- Fuerza originada por el esfuerzo de apoyo ( Kg. ).
- F<sub>e</sub>- Fuerza permitida en los pernos ( Kg. ).
- F<sub>et</sub>-Fuerza total permitida por todos los pernos.
- F<sub>p</sub>- Fuerza real aplicada en el círculo de pernos ( Kgs. ).
- F<sub>p'</sub>-Fuerza resistida por el círculo de pernos ( Kg. ).

Fu-Fuerza por unidad de longitud producida por la presión interior en el área diferencial.

G-Diámetro de la línea de acción de la resultante del esfuerzo de apoyo (cm.)

H-Fuerza longitudinal total o tracción producida por la presión en el área diferencial (kg).

M-Momento flexionante de vector tangencial producido por Fu.

d-Profundidad radial de la parte apoyada entre el prensaestopas y el cuerpo del cilindro que reaccionan entre sí (cm).

p-Presión interior (Kg/cm<sup>2</sup>)

t<sub>2</sub>-Espesor del prensaestopas (cm)

Ø-Diámetro del perno (cm).

e<sub>1</sub>-Pernos.

La fórmula que nos da la fuerza que resiste un perno esta dado por la fórmula 16 página 135 del Design of Machine-Elements de Faires.

$$F_e = \frac{S_y A^{3/2}}{6} \quad \text{En unidades inglesas.}$$

$$F_e = \frac{S_y A^{3/2}}{2.54 \times 6} \quad \text{En unidades métricas.}$$

$$A_s = \sqrt[3]{\left\{ \frac{2.54 \times 6 \times F_e}{S_y} \right\}^2}$$

A<sub>s</sub>= Área de esfuerzo del perno (cm<sup>2</sup>)

F<sub>e</sub>- Fuerza externa segura que resiste el perno (kg).

S<sub>y</sub>-Esfuerzo de límite elástico a la tensión (kg/cm<sup>2</sup>)

La fuerza total dada por la presión aplicada en la sección inferior del cilindro o área diferencial cuyo diámetro menor tomaremos de 52 cm. (20.1/2") es:

$$H = pAd = 204 \frac{\pi}{4} (56^2 - 52^2) = 204 \frac{\pi}{4} (3130 - 2710) = 204 / 4 \times 420 = 67500 \text{ kg.}$$

Si tomamos un número de pernos  $N=24$  la carga en cada uno de ellos será:

$$F_e = \frac{H}{N} = \frac{67500}{24} = 2820 \text{ kg.}$$

El material comercial para los pernos es el AISI No.- C1020 con un esfuerzo al límite elástico  $S_y=48000 \text{ Lb/Pulg}^2=3380 \text{ kg/cm}^2$

Substituyendo valores tenemos:

$$A_s = \sqrt[3]{\left(\frac{6 \times 2.54 \times 2820}{3,380}\right)^2} = \sqrt[3]{(12.7)^2} = \sqrt[3]{162} = 5.45 \text{ cm}^2 = 0.846 \text{ pulg}^2$$

Entrando en la tabla No.16 pag.132 del Design of Machine Elements de Faïres seleccionamos un perno de 3.18 cm (  $1 \frac{1}{4}''$  ) el cual tiene una área de esfuerzo  $A_s = 0.968 \text{ Pulg}^2 = 6.22 \text{ cm}^2$

Colocando los pernos en el centro del espesor del cuerpo del cilindro o sea a un diámetro de 63 cm. y teniendo en cuenta el número de ellos vemos que subtienden entre sí un ángulo de  $15^\circ$  formando un triángulo isósceles cuya base es la distancia real entre pernos y los catetos iguales son el radio  $63/2 \text{ cm.} = 31.5 \text{ cm.}$

$$\text{Sen } \frac{15^\circ}{2} = \frac{x}{31.5}$$

$$\text{Dist. Real entre Pernos} = 2 \times 31.5 \text{ Sen } 7.5^\circ = 2 \times 31.5 \times 0.131 = 8.27 \text{ cm.}$$

La separación mínima de los pernos está dado por la medida de las tuercas o cabezas de pernos más el espesor de la llave esta distancia está dada por:

$$d_m = 2 \phi + 0.635 = 2 \times 3.17 + 0.635 = 6.34 + 0.635 = 6.975 \text{ cm.} < 8.27 \text{ cm}$$

Como vemos la distancia mínima es menor que la real, por lo tanto está correcta.

e2.- Espesor.-

Supondremos a la brida que forma el prensa estopas, como una viga de fondo unitario, cargada con una fuerza unitaria aplicada en la mitad del área diferencial o sea a un diámetro de 54 cm. y empotrada en el círculo de pernos.

La fuerza unitaria será:

$$F_u = \frac{\text{Fuerza Total}}{\text{Circunferencia}} = \frac{H}{\pi \times 54} = \frac{67500}{\pi \times 54} = \underline{\underline{399 \text{ Kg}}}$$

El momento originado por esta fuerza en el centro de pernos que es la sección crítica es:

$$M = F_u \times \text{dist} = 399 \left( \frac{63-54}{2} \right) = 399 \times 4.5 = 1795 \text{ Kg-cm.}$$

El esfuerzo originado por un momento está dado por la fórmula 57 Pág. 87 de la primera parte de la Resistencia de Materiales de Timoshenko.

$$\sigma = \frac{M y}{I}$$

$$\sigma - \text{Esfuerzo permisible de trabajo del material} = 940 \text{ Kg/cm}^2$$

M- Momento máximo producido por la fuerza (Kg-cm).

y- Distancia a la fibra más alejada del eje neutro =  $t_2/2$  cm.

I- Momento de Inercia de la sección =  $\frac{1 \times t_2^3}{12}$  cm<sup>4</sup> (para sección rectangular).

Substituyendo valores

$$\sigma = \frac{M \frac{t_2}{2}}{\frac{1 \times t_2^3}{12}} = \frac{6 M}{t_2^2}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{6 M}{\sigma}} = \sqrt{\frac{6 \times 1.795}{940}} = \sqrt{11.45} = 3.38 \text{ cm.}$$

Tomamos finalmente  $t_2 = 3.5$  cm.

La dimensión final de los pernos está dada por la condición

real de carga de nuestra viga unitaria.

Teniendo en cuenta la Fig. 1, la distribución exacta de los esfuerzos de apoyo se desconoce y deben hacerse algunas disposiciones fáciles para mantener su magnitud dentro de límites restringidos razonables.

Cuando el empuje longitudinal  $F_u$  alcanza valores de 1,350 Kg. o mayores se pueden originar esfuerzos muy grandes cerca del extremo superior del plato; pero siempre se podrán limitar estos esfuerzos a un valor fijado previamente, en este caso al permitido por el material que es de  $940 \text{ Kg/cm}^2$  fijado previamente, para lo cual será suficiente calcular la línea de acción y la magnitud de la resultante y se dará la altura necesaria a la brida para obtener el esfuerzo pedido.

Teniendo en cuenta las dimensiones actuales si la viga tiene fondo unitario en la línea de acción de  $F_u$ , el fondo en todos y cada uno de los demás lugares será proporcional a la relación de radios.

Si tomamos  $d = 0.2E$  tenemos:

$$d = 0.2 \times 3.5 = 0.7 \text{ cm.}$$

$$G = 70 - d = 70 - 0.7 = 69.30 \text{ cm.}$$

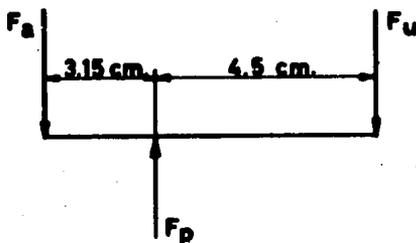


FIGURA 2

Teniendo en cuenta la Fig. 2 y tomando momentos con respecto a la línea de acción de  $F_p$  tenemos

$$3.32 F_a = 4.5 F_u$$

$$F_a = \frac{4.5}{3.15} F_u = \frac{4.5}{3.15} \times 399 = 570 \text{ Kg.}$$

El esfuerzo originado por esta fuerza en la zona d es:

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

$$A a = d x \text{ prof}$$

$$\frac{54}{1} = \frac{69.30}{\text{prof}}$$

$$\text{Prof} = \frac{69.30}{54} = 1.285 \text{ cm.}$$

Substituyendo valores

$$\sigma = \frac{570}{0.7 \times 1.285} = 635 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo que tenemos que la fuerza real en el diámetro de pernos es:

$$F_p = F_a + F_u = 570 + 399 = 969 \text{ Kg.}$$

La fuerza que resiste un perno de 3.81 cm. ( $1 \frac{3}{4}$ " ) con --

$A_s = 6.22 \text{ cm}^2$  es de:

$$F_e = \frac{3.380 \times 6.22^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{3.380 \times 15.55}{2.54 \times 6} = 34.50 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = N F_e = 24 \times 3450 = 82800 \text{ Kg.}$$

La fuerza unitaria resistida por los pernos será :

$$F'p = \frac{F_{et}}{\text{Circunf}} \times \text{Relac. Diams} = \frac{82800}{\pi \times 63} \times \frac{63}{54} = 488 \text{ Kg.} < 969 \text{ Kg}$$

Vemos por tanto que la fuerza real en el diámetro de pernos es mayor que la que resisten los pernos por lo tanto fallarán dichos elementos; después de varios intentos tomaremos 24 pernos de 3.81 cm. ( $1 \frac{1}{2}$ " ) y el material que usaremos es el AISI No. C1020

(Cold- Drawn) estirado en Frio, tabla 2 Pág. 34 PAIRES con una  $S_y = 66,000 \text{ Lbs/pulg}^2 = 4,650 \text{ Kg/cm}^2$ , con 1.4041  $\text{pulg.}^2 = 9.08 \text{ cm}^2$  tabla 16 pág. 132 PAIRES.

La distancia mínima será:

$$d_m = 2 \times 3.81 + 0.635 = 7.62 + 0.635 = 8.255 \text{ cm.} < 8.27 \text{ cm.}$$

$$F_e = \frac{4650 \times 9.08^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{4650 \times 27.4}{2.54 \times 6} = 8350 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = 24 \times 8350 = 200,000 \text{ Kg.}$$

$$F'_{p} = \frac{200,000}{\pi \times 63} \times \frac{63}{54} = 1180 \text{ Kg.} > 969 \text{ Kg.}$$

f - Pistón Principal.

Este elemento lo consideraremos como sujeto a compresión.

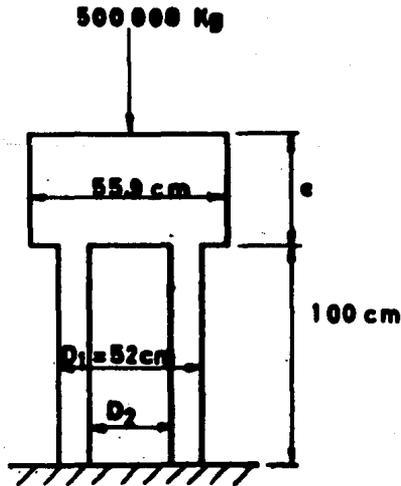


FIGURA D

Para ahorrar material y peso lo haremos como indica la figura "D" macizo hasta un espesor "e" y después hueco la longitud restante, calculando como si fuera una placa circular apoyada en su perímetro y cargada con una presión uniforme de  $P \text{ Kg/cm}^2$  tene

mos que el espesor está dado por la fórmula 140 Pag.425 TomoIII  
Esc.Tec. Mec.

$$\sigma_t = 1.25 P \frac{r^2}{e^2}$$

$$e = r \sqrt{\frac{1.25 P}{\sigma_t}}$$

e - Espesor de la placa en cm.

p - Presión = 204 Kg/cm<sup>2</sup>

r - Radio de la Placa =  $\frac{52}{2} = 26$  cm.

$\sigma_t$  - Esfuerzo del trabajo del material =  $\frac{48,000}{6}$  Lb/pulg<sup>2</sup> =  
563 Kg/cm<sup>2</sup> para fundición gris.

Substituyendo valores tenemos:

$$e = 26 \sqrt{\frac{1.25 \times 204}{563}} = 26 \sqrt{0.453} = 26 \times 0.622 = 17.5 \text{ cm.}$$

Calcularemos ahora la parte hueca y tenemos que el área ne-  
cesaria es de:

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_t} = \frac{500,000}{563} = 887 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 - \frac{4 A_1}{\pi}} = \sqrt{52^2 - \frac{4 \times 887}{\pi}} = \sqrt{2,700 - 1130} =$$
  
 $1570 = 39.6 \text{ cm.}$

Tomando D2 = 39 cm.

Revisamos ahora la pieza como columna revisando la esbel-  
tez de ésta que está dada por la relación l/k, donde l es el --  
largo total de la parte hueca y k el radio de giro de la sección.

Para un anillo circular en la página 47 del Design of Ma-  
chine Elements de Faires nos da la siguiente fórmula:

$$k = \sqrt{\frac{\frac{D_1^2}{16} + \frac{D_2^2}{16}}{16}} = \sqrt{\frac{52^2}{16} + \frac{39^2}{16}} = \sqrt{\frac{2700 + 1520}{16}} =$$

$$= \frac{4220}{16} = 264 = 16.2 \text{ cm.}$$

Por lo tanto la esbeltez vale:

$$\frac{l}{k} = \frac{100}{16.2} = 6.18 < 40$$

Para que un elemento pueda considerarse como columna su relación de esbeltez debe ser mayor que 40 según Design of Machine Elements de Faies página 196.

#### f1 - Anillos.

Los anillos de pistón generalmente son de fundición gris y se les debe dar menor dureza que al cilindro para que se desgasten los anillos y no el cilindro. Deben rebasar de 0.5 a 1 mm. la superficie del pistón con el objeto de impedir la formación de rebabas, para lo cual también se redondean las aristas exteriores y las interiores para facilitar la colocación del anillo en su ranura. La altura de la ranura se hace aproximadamente 1/100 mayor que la del anillo para evitar que éste se agarre. La junta del anillo no debe permitir el paso del fluido que trabaja, por eso se secciona oblicuamente con lo cual se evita también la formación de rayas en el cilindro. Para impedir así mismo el paso del fluido cuando se colocan varios, éstos se disponen de tal manera que sus juntas no queden colineales.

Los anillos obran como resortes sobre la superficie interna del pistón y por esta razón se les denomina auto-tensores, su número para cada pistón es de 6 u 8 y como mínimo de 4, nosotros tomaremos 6 anillos.

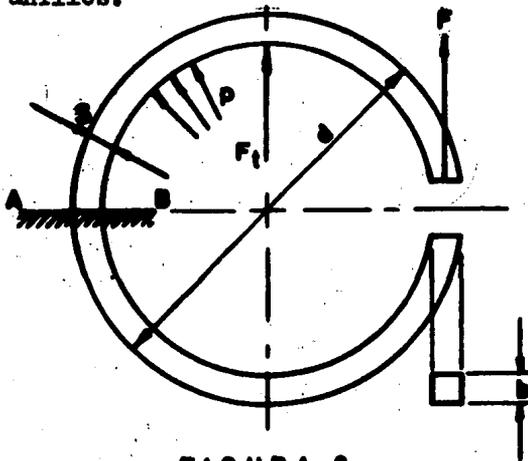


FIGURA 3

Suponiendo que exista una presión uniforme de  $p \text{ Kg/cm}^2$  entre el aro y el cilindro, y que el anillo está empotrado en la sección A B, tendremos que, considerándolo como una viga,

La fuerza total originada por la presión  $p$  es:

$$F_t = p d b$$
$$F = \frac{F_t}{2} = \frac{p d b}{2}$$

El momento originado por esta fuerza en la sección A B es:

$$M = \frac{p d b}{2} d = \frac{p d^2 b}{2}$$

Considerando que  $S \ll d$

El esfuerzo originado es:

$$\sigma = \frac{M y}{I}$$
$$I = \frac{b s^3}{12}; y = \frac{s}{2}$$

Substituyendo valores:

$$\sigma = \frac{p d^2 b}{2} \frac{\frac{s}{2}}{\frac{b s^3}{12}} = \frac{3 p d^2}{s^2}$$

$$s = d \sqrt{\frac{3p}{\sigma}}$$

Substituyendo los valores  $d = 56$ ;  $p = 0.3 \text{ Kg/cm}^2$   $y \sigma = 563 \text{ Kg/cm}^2$ .

$$s = 56 \sqrt{\frac{3 \times 0.3}{563}} = 56 \sqrt{0.0016} = 56 \times 0.04 = 2.24 \text{ cm.}$$

Para el ancho del anillo según tomo VI Escuela Técnico Mecánico pág. 179 tomaremos:

$$b = 0.75s = 0.75 \times 2.24 = 1.68 \text{ cm.}$$

La disposición de los anillos se hará en la distancia "e" de la figura "D" dejándolos espaciados uno del otro la distancia  $b = 1.68 \text{ cm.}$  por lo tanto  $e = 1.68 \times 13 = 24.4 \text{ cm.}$ , tomando finalmente  $e = 25 \text{ cm.}$

## f2.-Empaques.

Los empaques son parte esencial de los circuitos hidráulicos se usan para evitar o disminuir fugas alrededor de miembros fijos o en movimiento. Cuando suprime fugas, evitan pérdidas de potencia aumentando la eficiencia del circuito.

Existen varios tipos de empaques, los más comunes son:

Anillos "V".-Estos se usan en las cabezas y los vástagos -

de los pistones, para presiones altas y bajas. Deben soportarse con adaptadores macho y hembra e instalados con los labios hacia el medio a presión. Si el espacio lo permite deberá ajustarse el juego de empaques por medio de un resorte con lo cual se evitará el sobre-apriete y estado flojo de ellos.

Anillos "U".-Disposición y aplicación semejante a los anillos "V" sello de vástagos en movimiento o como sello estático.

Empaque de Cubeta.-Se usa como sello en cabezas de pistones. La cubeta se instala con sus labios hacia el medio a presión, la superficie inicial de sello es la periferia exterior de la cubeta, el sello se hace efectivo cuando la presión expande los labios hacia afuera. Dependiendo del material este sello puede usarse para altas y bajas presiones.

Anillos "O".- Se usan ampliamente como sellos estáticos y algunas veces en miembros giratorios o de movimiento alternativo.

Los factores que deben considerarse en su diseño son:

Acabado de superficie.-Para que los sellos dinámicos tengan un máximo de vida deberemos esforzarnos en tener y mantener superficies pulidas sobre las cuales deslice el empaque. La superficie ideal es la que se maquina a un acabado de 10 a 15 micropulgadas, esto puede hacerse por medio de un rectificado fino.

Selección del material del empaque.-Esta selección dependerá del tipo de instalación y el tipo de fluido que se use y también la temperatura a la cual va a trabajar.

El cuero es un material universal de empaque, normalmente se moldea e impregna con ceras o aceites, tiene éste una vida más larga que el caucho.

El caucho sintético no es tan poroso como el cuero y por lo tanto tiene muchas aplicaciones donde éste no puede usarse, El caucho tiende a ligarse en frío con el metal, pero esta tendencia se ha reducido con compuestos sintéticos.

El asbesto se utiliza en sistemas donde la temperatura es alta.

Soporte adecuado del empaque.-El material de empaque más fino fallará si no se instala adecuadamente, por lo tanto, los

adaptadores deben de ser de las dimensiones adecuadas para soportarlos y permitir la distribución adecuada de las cargas de presión.

Ensamble de empaques.-Deberá tenerse mucho cuidado durante el ensamble para asegurarse que estos están limpios y libres de defectos, así mismo deberá observarse cuidadosamente el empaque al pasarlo sobre roscas o piezas agudas para evitar que se corte.

Utilizaremos nosotros un juego de empaques J-M Unepac de la Johns Manville para el vástago del pistón, esta casa recomienda 5 anillos para presiones mayores de  $131 \text{ kg/cm}^2$  (2000 psi), la sección de estos es la siguiente:

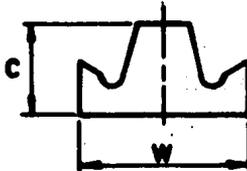


FIGURA 4

Dimensionamos  $W=3.18 \text{ cm} = 1 \frac{1}{4}''$

g).-Martinete Principal.

El martinete principal constará de tres partes como indica la figura E, dos placas con guías para las columnas y un cajón de unión.

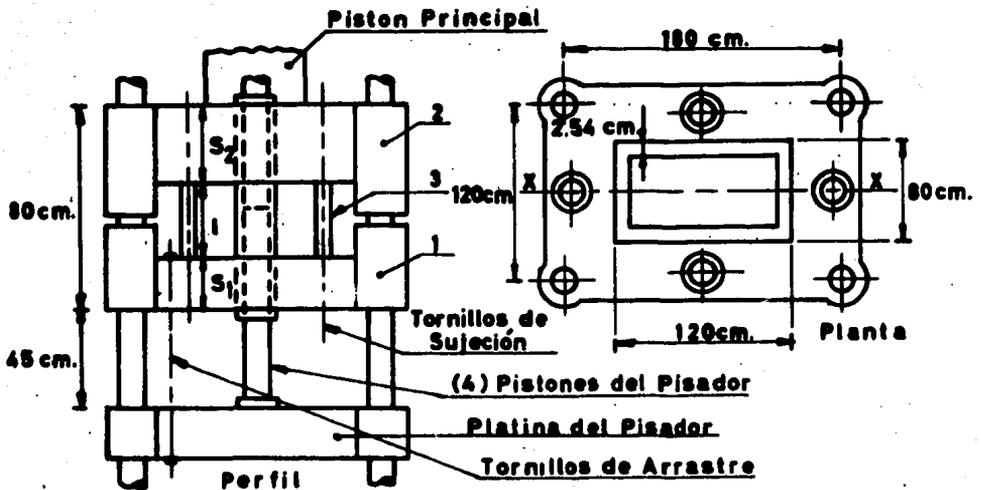


FIGURA E

El diseño de las placas de 1 y 2 se hará considerándolas simplemente apoyadas en la pieza 3 y con carga uniformemente distribuida.

El manual del constructor de Máquinas de H. Dubbel en su página 550 da la siguiente fórmula.

$$\sigma_{adm} = \frac{1}{2} \phi \left[ 1 + \frac{1}{a^2} - \frac{b^2}{8^2} \right] p$$

$\sigma_{adm}$  = Esfuerzo admisible del material para Acero AISI No.

C1030 = 940 kg/cm<sup>2</sup>

$\phi$  = Constante = 0.75 a 1.12 tomaremos  $\phi = 1.1$

a = Lado mayor del rectángulo = 120 cm.

b = Lado menor del rectángulo = 80 cm.

S = Espesor de la placa en cm.

p = Carga en kg/cm<sup>2</sup>

Para la placa 1 en la que se apoya el dado o troquel, - consideraremos que la fuerza total se distribuye en un área de 100x160 cm. lo cual nos dará una carga.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{500\ 000}{100 \times 160} = 31.25 \text{ kg/cm}^2$$

Despejando el valor del espesor "S" y substituyendo valores tenemos

$$S_1 = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{80^2}{120^2}} \frac{80^2}{940} 31.25} = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1.445} \frac{6400}{940} 31.25} = 9 \text{ cm.}$$

Para la placa 2 consideraremos que el apoyo del pistón tiene un diámetro de 80 cm; por lo tanto la carga será de:

$$P_2 = \frac{500\ 000}{\pi/4 \cdot 80^2} = \frac{4 \times 500\ 000}{\pi \times 6400} = 99.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_2 = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{80^2}{120^2}} \frac{80^2}{940} 99.5} = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1.445} \frac{6400}{940} 99.5} = 16 \text{ cm.}$$

La pieza 3 la consideraremos como una columna actuada por una fuerza  $F=500\ 000 \text{ kg.}$ ; si el material de ésta es fundición gris con un esfuerzo admisible  $\sigma_{adm}=563 \text{ Kg/cm}^2$  el área necesaria será:

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}} = \frac{500\ 000}{563} = 887 \text{ cm}^2$$

Tomando la sección mostrada en la planta de la figura E y con un espesor de 2.54 cm. tenemos que el área es de:

$$A = 2 \times 2.54 \times 120 + 2 (80 - 5.08) 2.54 = 610 + 380 = 990 \text{ cm}^2 > 887 \text{ cm}^2$$

Revisando ahora la esbeltez de la pieza como columna que nos da la relación  $L/k$  donde "L" es la longitud de la columna y "k" el radio de giro de la sección que está dando por la ecuación.

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

I = Momento de inercia de la acción.

A = Área de la sección =  $990 \text{ cm}^2$

Calculando el momento de Inercia combinando los momentos de inercia de rectángulos cuyo momento de inercia según el Design of Machine Elements de Faïres en su página 47 es:

$$I_A = \frac{bh^3}{12}$$

Por lo tanto el momento de inercia con respecto al eje xx

vale:

$$I = \frac{120 \times 80^3}{12} - \frac{(120 - 5.08)(80 - 5.08)^3}{12} = 5\ 100\ 000 - 402\ 000 = 4\ 698\ 000 \text{ cm}^4$$

Substituyendo valores:

$$k = \sqrt{\frac{1\ 080\ 000}{990}} = \sqrt{1090} = 33 \text{ cm.}$$

La longitud de la pieza es:

$$l = 80 - (S_1 + S_2) = 80 - (16 + 9) = 80 - 25 = 55 \text{ cm.}$$

La relación de esbeltez es:

$$\frac{l}{K} = \frac{55}{33} = 1.67 < 40$$

Por lo tanto la pieza 3 no trabajara a pandeo.

## 2.- CILINDROS DEL PISADOR.

Constará el pisador de 4 cilindros simétricamente dispuestos que darán en total una presión nominal de 100 toneladas, haciendo un cálculo análogo al del cilindro principal tenemos:

a).- Diámetro interior.

Cada pistón nos debe dar 25 toneladas por lo tanto teniendo en cuenta la presión de operación el área necesaria - de éste será:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{25000}{204} = 122.5 \text{ cm}^2$$

El diámetro del pistón será:

$$D_p = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 122.5}{\pi}} = 12.5 \text{ cm.}$$

Debido a la disposición y sistema de funcionamiento el diámetro interior del cilindro lo hacemos un poco mayor y tomamos  $D = 12.6$

b).- Espesor.

$$t = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot S_t} = \frac{204 \times 12.6}{2 \times 940} = 1.37$$

Tomando finalmente  $t = 1.5 \text{ cm.}$

Revisando como cilindro de espesor grueso.

$$r_i = \frac{12.6}{2} = 6.3 \text{ cm.}$$

$$r_o = 6.3 + 1.5 = 7.8 \text{ cm.}$$

$$S_t = \frac{P_i(r_o^2 + r_i^2) - 2P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{204(7.8^2 + 6.3^2) - 2 \times 1 \times 7.8^2}{7.8^2 - 6.3^2} =$$
$$= \frac{204(60.9 + 39.8) - 2 \times 1 \times 60.9}{60.9 - 39.8} = \frac{204 \times 100.7 - 2 \times 60.9}{60.9 - 39.8} =$$

$$\Rightarrow \frac{205\,000 - 121.8}{60.9 - 39.8} = \frac{20378.2}{21.1} = 965 \text{ Kg/cm}^2 > 940 \text{ Kg/cm}^2$$

Después de varios intentos tomamos  $t=1.75$

$$r_i = 6.3 \text{ cm.}$$

$$r_o = 6.3 + 1.75 = 8.05 \text{ cm.}$$

$$S_t = \frac{204 (8.05^2 + 6.3^2) - 2 \times 1 \times 8.05^2}{8.05^2 - 6.3^2} = \frac{204 (64.9 + 39.8) - 2 \times 64.9}{64.9 - 39.8}$$

$$= \frac{204 \times 104.7 - 2 \times 64.9}{64.9 - 39.8} = \frac{21400 - 129.8}{25.1} = \frac{21270.2}{25.1}$$

$$= 815 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau = \frac{r_o^2 (P_i - P_o)}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{64.9(204 - 1)}{25.1} = 525 \text{ Kg/cm}^2 < 705 \text{ Kg/cm}^2$$

c) - Diámetro exterior.-

$$D_e = D + 2t = 12.6 + 2 \times 1.75 = 12.6 + 3.5 = 16.1 \text{ cm.}$$

d) - Tapas.

$$S: h = 6.3$$

$$V = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left\{ \frac{12.6}{6.3} \right\}^2 \right] = \frac{1}{6} [2 + 4] = 1$$

$$t_1 = \frac{p D V}{2 S E - 0.2 p} = \frac{204 \times 12.6 \times 1}{2 \times 940 \times 1 - 0.2 \times 204} = \frac{2570}{1880 - 40.8}$$

$$= \frac{2570}{1839.2} = 1.4$$

Igualando con el espesor del cilindro  $t_1 = 1.75$

e) - Prensaestopas.-

Como el espesor y el área diferencial es pequeña y tenemos que si colocamos tornillos al centro del espesor no nos queda espacio para colocar empaques por lo tanto haremos la siguiente disposición según la figura 5

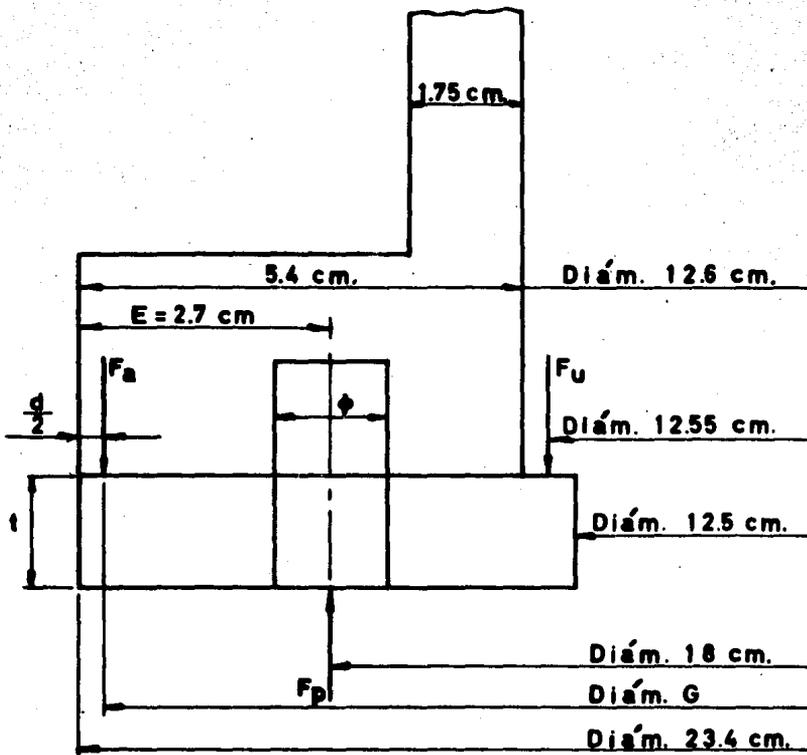


FIGURA 5

e1.-Pernos.-

$$H = pAd_1 = 204 \frac{\pi}{4} (12.6^2 - 12.5^2) = 204 \frac{\pi}{4} (159 - 156)$$

$$= 204 \frac{\pi}{4} 3 = 480 \text{ Kg.}$$

Si tomamos  $N=16$  pernos

$$F_e = \frac{H}{N} = \frac{480}{16} = 30 \text{ Kg.}$$

$$A_s = \sqrt[3]{\left(\frac{6 \times 2.54 \times F_e}{S_y}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{6 \times 2.54 \times 30}{3380}\right)^2} = \sqrt[3]{(0.135)^2} =$$

$$= \sqrt[3]{0.0183} = 0.264 \text{ cm}^2 = 0.0408 \text{ pulg.}^2$$

Seleccionando un perno de  $\phi = 0.792 \text{ cm} = 5/16''$  con una área resistente  $A_s = 0.052 \text{ pulg}^2 = 0.335 \text{ cm}^2$

Dist. Real entre pernos  $= 18 \times \sin 11,25^\circ = 18 \times 0.1715 = 3.21 \text{ cm.}$

$d_m = 2\phi + 0.635 = 2 \times 0.792 + 0.635 = 1.584 + 0.635 = 2.219 \text{ cm.} < 3.21 \text{ cm.}$

$e_2$ .-Espesor.-

$$F_u = \frac{H}{\text{Circunferencia } \pi \times 12.55} = \frac{480}{\pi \times 12.55} = 12.2 \text{ Kg.}$$

$$M = F_u \times \text{Dist.} = 12.2 \left( \frac{18 - 12.55}{2} \right) = 12.2 \times \frac{5.45}{2} = 33.25 \text{ Kg.-cm.}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{6M}{\sigma}} = \sqrt{\frac{6 \times 33.25}{940}} = \sqrt{0.212} = 0.46 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $t_2 = 0.5 \text{ cm.}$

$d = 0.2 E = 0.2 \times 2.7 = 0.54 \text{ cm.}$

$G = 23.4 - 0.54 = 22.86 \text{ cm.}$

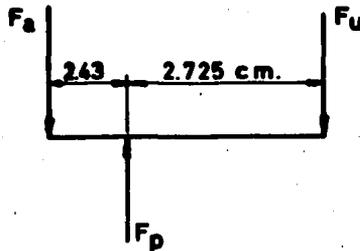


FIGURA 6

$$2.43 F_a = 2.725 F_u.$$

$$F_a = \frac{2.725}{2.43} F_u = \frac{2.725}{2.43} 12.2 = 13.7 \text{ Kg.}$$

$$\text{prof} = \frac{22.86}{12.55} = 1.825 \text{ cm.}$$

$$\sigma = \frac{F_a}{A_a} = \frac{13.7}{0.54 \times 1.825} = 13.9 \text{ Kg./cm}^2 \ll 940 \text{ Kg/cm}^2$$

$$F_p = F_a + F_u = 13.7 + 12.2 = 25.9$$

La fuerza que resiste el perno con  $A_s = 0.335 \text{ cm}^2$  es de:

$$F_e = \frac{3380 \times 0.335^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{3380 \times 0.194}{2.54 \times 6} = 43 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = N F_e = 16 \times 43 = 688 \text{ Kg.}$$

$$F_p^1 = \frac{F_{et}}{\text{Circunf.}} \times \text{Relac. Diams} = \frac{688}{\pi \times 18} \times \frac{18}{12.55} = \frac{688}{\pi \times 12.55} = 17.45 \text{ Kg.}$$

$$< 25.9 \text{ Kg.}$$

Después de varios intentos seleccionamos un tornillo de 1.11 cm.  $\phi$  (7/16") con una

$$A_s = 0.106 \text{ pulg}^2 = 0.682 \text{ cm}^2$$

$$d_m = 2\phi + 0.635 = 2 \times 1.11 + 0.635 = 2.22 + 0.635 = 2.855 \text{ cm.} < 3.21 \text{ cm.}$$

$$F_e = \frac{3380 \times 0.682^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{3380 \times 0.565}{2.54 \times 6} = 125.5 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = N F_e = 16 \times 125.5 = 2010 \text{ Kg.}$$

$$F_p^2 = \frac{2010}{\pi \times 18} \times \frac{18}{12.55} = \frac{2010}{\pi \times 12.55} = 51 \text{ Kg.} > 25.9$$

.- Pistón.

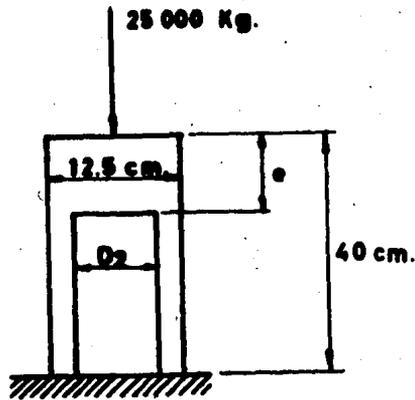


FIGURA 7

Para ahorrar material y peso la diseñaremos como indica la figura 7, macizo hasta un espesor "e" y después hueco la longitud restante, calculando la parte superior como si fuera una --

placa circular apoyada en su perímetro y cargada con una presión uniforme de  $p \text{ Kg/cm}^2$ , el espesor está dado por la fórmula 140 -- pág. 425 tomo III Escuela del Técnico Mecánico.

$$\sigma_t = 1.25 p \frac{r^2}{e^2}$$

$$e = r \sqrt{\frac{1.25 p}{\sigma_t}}$$

e- Espesor de la placa cm.

p- Carga de presión =  $204 \text{ Kg/cm}^2$ .

-Esfuerzo de trabajo del material =  $563$  para fundición gris.

r- Radio de la placa cm.

Substituyendo valores tenemos

$$e = \frac{12.5}{2} \sqrt{\frac{1.25 \times 204}{563}} = 6.25 \sqrt{0.453} = 6.25 \times 0.672 = 4.21 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $e = 4.5 \text{ cm.}$

Calcularemos ahora la parte hueca y tenemos que el área necesaria es de:

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_t} = \frac{25000}{563} = 44.4 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 - \frac{4A}{\pi}} = \sqrt{12.5^2 - \frac{4 \times 44.4}{\pi}} = \sqrt{156 - 56.5}$$

$$= \sqrt{99.5} = 9.98 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $D_2 = 9.5 \text{ cm.}$

Revisando ahora la pieza como columna tenemos que el radio de giro para un anillo circular es:

$$k = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_2^2}{16}} \text{ Tabla 11 pág. 47. Design of Machine Elements}$$

$$k = \sqrt{\frac{12.5^2 + 9.5^2}{16}} = \sqrt{\frac{156 + 90}{16}} = \sqrt{\frac{240}{16}} = \sqrt{15.4} = 3.92 \text{ cm.}$$

$$l = 40 - 4.5 = 35.5 \text{ cm.}$$

$$\frac{l}{k} = \frac{35.5}{3.92} = 9.05 < 40$$

f2.- Empaques.-

Seleccionamos empaques J-M Unepac de la Johns Manville con un ancho  $W = 1.585 \text{ cm.} = 5/8"$

g.- Platina.-

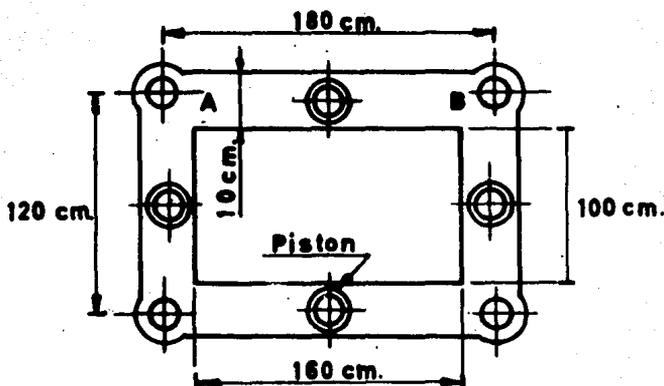


FIGURA 8

La platina será de acuerdo con la fig.8 para su diseño -- consideraremos uno de sus lados mayores sea el A B como viga -- simplemente apoyada y cargada con una carga uniforme "q" por -- unidad de longitud.

Como tenemos que el pisador da 100 toneladas en total, dicha carga se reparte uniformemente en toda el área transversal del pisador, originando una carga por unidad de superficie que vale:

$$q' = \frac{F}{A_{\text{tot}}} = \frac{100\ 000}{2 \times 180 \times 10 + 2 \times 100 \times 10} = \frac{100\ 000}{3600 + 2000} = \frac{100\ 000}{5600} = 17.85 \text{ Kg/cm}^2$$

La fuerza que nos origina esta carga en la viga A B vale/

$$F_1 = q' \text{ Area}$$

Esta fuerza será igual a la carga por unidad de longitud q por el largo de la viga.

$$F_1 = q' \text{ Area} = q \times \text{Largo}$$

$$q = \frac{q' \text{ Area}}{\text{largo}} = q' \frac{\text{largo} \times \text{ancho}}{\text{largo}} = q' \text{ Ancho viga} = 17.85 \times 10 = 178.5 \text{ kg/cm.}$$

Como tenemos que el pistón del pisador apoya en la mitad de la viga el largo para diseño será la mitad del largo original de la viga del pisador  $l = l_1/2 = 180/2 = 90$  cm.

En una viga cargada uniformemente el momento flexionante máximo según la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo I pág. 76.

$$M = \frac{qL^2}{8} = \frac{178.5 \times 90^2}{8} = \frac{178.5 \times 8100}{8} = 181\ 000 \text{ Kg-cm.}$$

El módulo de sección para una sección rectangular según -- Design of Machine Elements de Faired página 47 es:

$$Z = \frac{b h^2}{6} = \frac{10 h^2}{6}$$

La fórmula del esfuerzo según la Resistencia de Materiales -- de Timoshenko Tomo I página 88 es:

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

Usando material AISI No. C1030 con  $\sigma = 940$  kg/cm<sup>2</sup> y substituyendo valores tenemos.

$$940 = \frac{181\ 000}{\frac{10 h^2}{6}} = \frac{6 \times 181\ 000}{h^2}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 181\ 000}{940}} = \sqrt{115.5} = 10.75 \text{ cm.}$$

Tomamos finalmente  $h = 11$  cm.

### 3.- CILINDRO DEL COJIN.-

Haciendo la disposición como sigue:

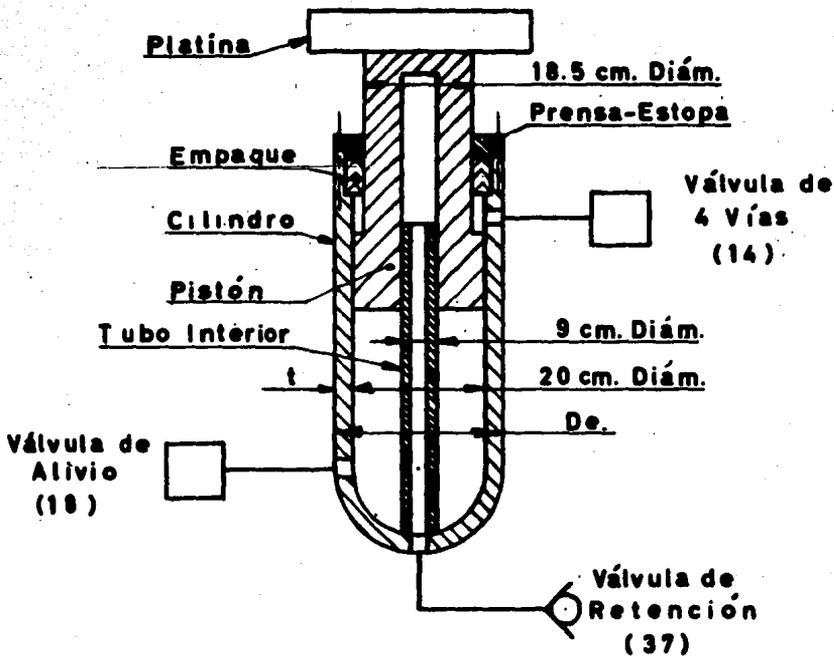


FIGURA 9

a.-Diámetro interior.

Por cuestión de espacio tomamos  $D_i=20$  cm.

Tan pronto como el dado hace contacto con el anillo de embutido este fuerza hacia abajo por medio de unos pernos al cojín hidráulico, por lo tanto el aceite que se encuentra en la cámara de abajo de 18.5 de diámetro empezará por aumentar su presión hasta que nos de 100 Toneladas, alcanzando esta empezará a descargar a través de la válvula de alivio # 18.

La presión interna que tendremos para dar 100 toneladas es:

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

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_4^2) = \frac{\pi}{4} (20^2 - 9^2) = \frac{\pi}{4} (400 - 81) = \frac{\pi}{4} 319 = 250 \text{ cm}^2$$

$$p = \frac{100\ 000}{250} = 400 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto la válvula de alivio 18 deberá calibrarse a este valor

b.- Espesor.-

$$t = \frac{p D_i}{2 S t} = \frac{400 \times 20}{2 \times 940} = 4.25 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $t=6$  cm. tenemos:  $r_i = 10$  ;  $r_o = 10+6 = 16$

$$S_t = \frac{\pi (r_o^2 + r_i^2) - 2 p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{400 (16^2 + 10^2) - 2 \times 1 \times 16^2}{16^2 - 10^2}$$

$$= \frac{400 (256+100) - 2 \times 256}{256 - 100} = \frac{400 \times 356 - 2 \times 256}{256 - 100}$$

$$= \frac{142400 - 512}{256 - 100}$$

$$= \frac{141\ 888}{156} = 909 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau = \frac{r_o^2 (p_i - p_o)}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{256 (400 - 1)}{156} = 652 \text{ Kg/cm}^2 < 705 \text{ Kg/cm}^2$$

c.- Diámetro exterior.-

$$D_e = D + 2t = 20 + 2 \times 6 = 20 + 12 = 32 \text{ cm.}$$

d.- Tapa

$$t = \frac{p D V}{2 S E - 0.2 p} \quad \text{Si } h=5$$

$$V = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{10}{5} \right)^2 \right] = \frac{1}{6} [ 2 + 4 ] = 1$$

$$t = \frac{400 \times 20 \times 1}{2 \times 940 - 0.2 \times 400} = \frac{8000}{1880 - 80} = \frac{8000}{1800} = 4.45 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $t=6$

e.- Prensa-Estopa

Prensa-Estopa estará situado en la parte superior del cilindro - del cojín, debido a la disposición del circuito hidráulico, el - cojín actuará como extractor para lo cual, en el ciclo de avance del martinete principal, se introducirá aceite por medio de la -

válvula 14 a la cámara superior del cojín, la presión que tendremos en este caso, estará dada por el peso del pistón en el martinete con sus accesorios aplicado en el área diferencial del cilindro principal. Teniendo en cuenta las figuras D y E sus volúmenes serán:

$$V_{\text{pistón}} = \pi/4 \times 56^2 \times 25 + \pi/4 (52^2 - 39^2) = 61500 + 92700 = 154200 \text{ cm}^3$$

$$V_{1y2} = 120 \times 180 (9+16) = 120 \times 180 \times 25 = 541\ 000 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = 990 \times 55 = 54\ 500 \text{ cm}^3$$

$$V = V_p + V_{1y2} + V_3 = 154200 + 541\ 000 + 54\ 500 = 749\ 700 \text{ cm}^3$$

$$\text{Peso} = V \rho = 749\ 700 \times 0.00784 = 5880 \text{ Kg.}$$

Si ponemos un 5% de peso adicional por accesorios.

$$W_t = 1.05 \times 5880 = 6180 \text{ Kg.}$$

La presión en el área diferencial será:

$$p = \frac{W_t}{A_d} = \frac{6180}{\pi/4(56^2 - 52^2)} = \frac{4 \times 6180}{\pi(3135 - 2710)} = \frac{4 \times 6180}{\pi \times 425} = 18.5 \text{ Kg/cm}^2$$

La sección del prensa-estopa quedará según la figura 10

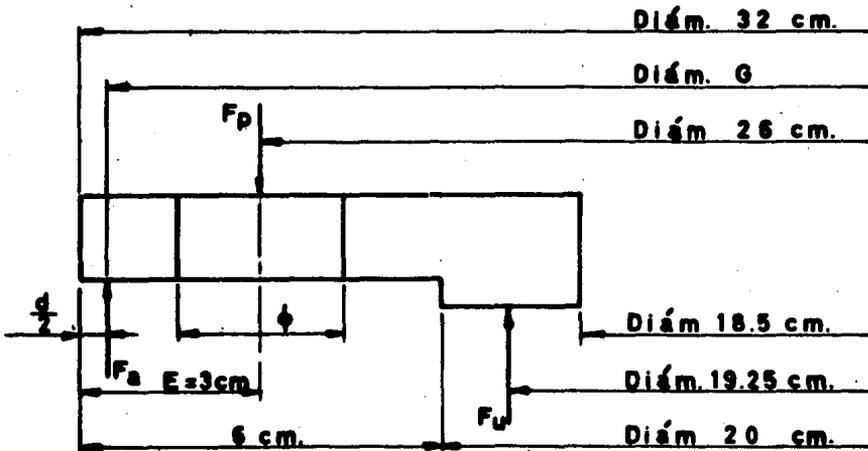


FIGURA 10

●1.- Pernos.-

$$H = pAd_2 = 18.5 \times \pi / 4 (20^2 - 18.5^2) = 18.5 \times \pi / 4 \times (400 - 342) = 842 \text{ Kg.}$$

Si tomamos N= 16 pernos

$$F_e = \frac{H}{N} = \frac{842}{16} = 52.8 \text{ Kg.}$$

$$A_s = \sqrt[3]{\frac{(6 \times 2.54 \times F_e)^2}{S_y}} = \sqrt[3]{\frac{6 \times 2.54 \times 52.8^2}{3380}} = \sqrt[3]{(0.238)^2} \\ = \sqrt[3]{0.0569} = 0.386 \text{ cm}^2 = 0.0598 \text{ pulg}^2$$

Seleccionando un perno de  $\phi = 0.952 \text{ cm} = 3/8''$  con un área resistente  $A_s = 0.0773 \text{ pulg}^2 = 0.5 \text{ cm}^2$

Dist. Real entre Pernos = 26 sen  $11.25^\circ = 26 \times 0.1785 = 4.64 \text{ cm.}$

$$d_m = 2 \phi + 0.635 = 2 \times 0.952 + 0.635 = 1.904 + 0.635 = 2.539 \text{ cm.} \\ < 4.64 \text{ cm.}$$

●2.- Espesor.-

$$F_u = \frac{H}{\text{Circunf.}} = \frac{842}{\pi \times 19.25} = 13.95 \text{ Kg.}$$

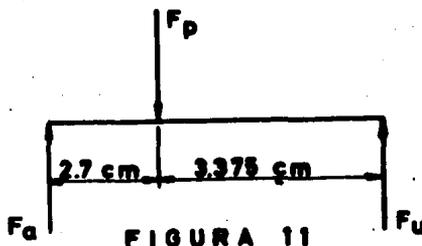
$$M = F_u \times \text{dist} = 13.95 \times \frac{26 - 19.25}{2} = 13.95 \times \frac{6.75}{2} = 47 \text{ Kg-cm.}$$

$$t_3 = \sqrt{\frac{6M}{\sigma}} = \sqrt{\frac{6 \times 47}{940}} = \sqrt{0.3} = 0.549 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $t_3 = 0.6 \text{ cm.}$

$$d = 0.2 E = 0.2 \times 3 = 0.6 \text{ cm.}$$

$$G = 32 - 0.6 = 31.4 \text{ cm.}$$



$$2.7 F_a = 3.375 F_u$$

$$F_a = \frac{3.375}{2.7} \quad F_u = \frac{3.375}{2.7} \cdot 13.95 = 17.4 \text{ cm.}$$

$$\text{prof} = \frac{31.4}{19.25} = 1.63 \text{ cm.}$$

$$\sigma = \frac{F_a}{A_a} = \frac{17.4}{0.6 \times 1.63} = 17.8 \text{ Kg/cm}^2 \ll 940 \text{ Kg/cm}^2$$

$$F_p = F_a + F_u = 17.4 + 13.95 = 31.35 \text{ Kg.}$$

La fuerza que resiste el perno con  $A_s = 0.5 \text{ cm}^2$  es de:

$$F_e = \frac{3380 \times 0.5^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{3380 \times 0.354}{2.54 \times 6} = 78.6 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = N F_e = 16 \times 78.6 = 1255 \text{ Kg.}$$

$$F'_p = \frac{F_{et}}{\pi \times 26} \times \text{Relac. Diams} = \frac{1255}{\pi \times 26} \times \frac{26}{19.25} = 20.7 \text{ Kg} < 31.35 \text{ Kg}$$

Seleccionando un tornillo de  $\phi = 1.11 \text{ cm.} = 7/16''$  con  $A_s = 0.106 \text{ pulg}^2 = 0.682 \text{ cm}^2$

$$d_m = 2\phi + 0.635 = 2 \times 1.11 + 0.635 = 2.855 \text{ cm.} < 4.64 \text{ cm.}$$

$$F_e = \frac{3380 \times 0.682^{3/2}}{2.54 \times 6} = \frac{3380 \times 0.565}{2.54 \times 6} = 125.5 \text{ Kg.}$$

$$F_{et} = N F_e = 16 \times 125.5 = 2010 \text{ kg.}$$

$$F'_p = \frac{2010}{\pi \times 26} \times \frac{26}{19.25} = 33.2 \text{ Kg.} > 31.35 \text{ Kg.}$$

f.- Pistón

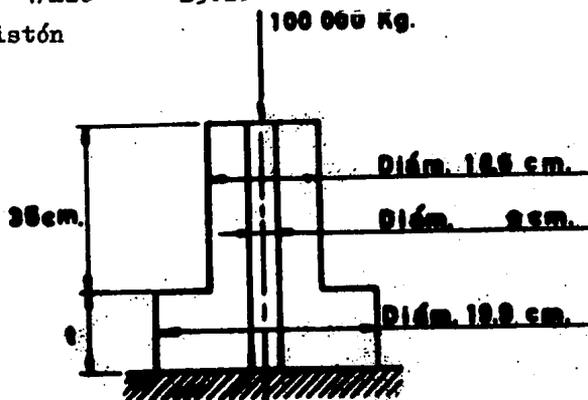


FIGURA 12

Diseñando la parte inferior como una placa circular con un agujero concéntrico, apoyada en el diámetro del agujero tenemos que el Mechanical Engineers Handbook (Design and Production) de Kent en su página 8-34 da la siguiente fórmula para el esfuerzo máximo.

$$\sigma_t = \frac{3W}{4mt^2(a^2-b^2)} \left[ 4a^4(m+1) \log \frac{a}{b} + 4a^2b^2 + b^4(m-1) - a^4(m+3) \right]$$

W= Carga uniformemente repartida = p = 400 Kg/cm<sup>2</sup>

m= Recíproco de la relación de Poisson

En la página 8-03 del Kent para fundición gris la relación de Poisson= 0.27

$$m = \frac{1}{0.27} = 3.7$$

t= Espesor de la placa en cm.

a= Radio exterior de la placa = 9.95 cm.

b= Radio agujero = 4.5 cm.

$\sigma_t = \sigma_{adm} = 563 \text{ Kg/cm}^2$  para fundición gris.

Despejando t y substituyendo valores.

$$t = \sqrt{\frac{3W}{4m \cdot t \cdot (a^2 - b^2)} Y} = \sqrt{\frac{3 \times 400 Y}{4 \times 3.7 \times 563 (9.95^2 - 4.5^2)}} = \sqrt{0.00183Y}$$

$$Y = 4 \times 9.95^4 (3.7+1) \log \frac{9.95}{4.5} + 4 \times 9.95^2 \times 4.5^2 + 4.5^4 (3.7-1) -$$

$$- 9.95^4 (3.7+3) = 63500 + 8010 + 1110 - 65700 = 6920$$

$$t = \sqrt{0.00183 \times 6920} = \sqrt{12.56} = 3.56 \text{ cm.}$$

Esperaremos hasta diseñar los anillos para dar el espesor final "t".

Revisando la parte superior tenemos que el esfuerzo de compresión es:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{100\,000}{\pi/4(18.5^2 - 9^2)} = \frac{4 \times 100\,000}{\pi(342-81)} = \frac{400\,000}{\pi \times 261} = 488 \text{ Kg./cm}^2 < 563 \text{ Kg/cm}^2$$

Revisando ahora la esbeltez de la pieza, el radio de giro según Design of Machine Elements de Faired en su página 47 es:

$$k = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_i^2}{16}} = \sqrt{\frac{18.5^2 + 9^2}{16}} = \sqrt{\frac{342 + 81}{16}} = \sqrt{\frac{423}{16}} = \sqrt{26.4} = 5.12 \text{ cm.}$$

$$\frac{l}{k} = \frac{35}{5.12} = 6.82 < 40$$

f1.- Anillos.

Teniendo en cuenta la fórmula encontrada al diseñar los -- anillos para el cilindro principal.

$$S = d \sqrt{\frac{3 p}{\sigma}} = 20 \sqrt{\frac{3 \times 0.3}{563}} = 20 \sqrt{0.0016} = 20 \times 0.04 = 0.8 \text{ cm.}$$

$$b = 0.75 \times 0.8 = 0.6 \text{ cm.}$$

Tomaremos 6 anillos y los distribuiremos desde la parte inferior a una distancia de 1.2 cm. cada uno, por lo tanto el espesor será:

$$t = 13 \times 0.6 = 7.8 \text{ cm.}$$

$$\text{Tomando finalmente } t = 8 \text{ cm.}$$

f2.- Empaques.

Seleccionamos empaques J-M Uneepac, de la Johns Manville - con un ancho  $W = 1.585 = 5/8"$ .

f3.- Tubo interior.-

Este tubo estará sujeto a presión interior (la nominal de la bomba  $204 \text{ Kg/cm}^2$ ) y a presión exterior (la de la cámara principal del cojín,  $400 \text{ kg/cm}^2$ ). Diseñándolo primero a presión interior - tenemos:

$$t = \frac{p D_i}{2 S t} = \frac{204 \times 9}{2 \times 940} = 0.976 \text{ cm.}$$

Seleccionamos un tubo de 8.9 cm. (3") cédula 160 con un espesor de 1.1 cm. Como tenemos que el pistón se ha calculado con 9cm. de diámetro interior, para que haya un ajuste perfecto, éste se maquinará a 8.8 cm., lo mismo que el tubo.

Revisando ahora su espesor con la presión exterior actuando sobre él tenemos que Fairies en Design of Machine Elements pag.507 da la siguiente fórmula para tubos largos soldados donde el diámetro exterior es menor que 40 veces el espesor t:

$$P_c = 50,200,000 \left(\frac{t}{D}\right)^3 \text{ Lb/pulg}^2 = 3,540,000 \left(\frac{t}{D}\right)^3 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D = 8.8 \text{ cm.} < 40t = 40x1 = 40 \text{ cm.}$$

La presión crítica  $p_c$  será por lo tanto.

$$P_c = 3,540,000 \left(\frac{1}{8.8}\right)^3 = \frac{3540\ 000}{680} = 5,200 \text{ Kg/cm}^2$$

Tomando un factor de seguridad de 6 la presión de trabajo será:

$$p = \frac{P_c}{6} = \frac{5200}{6} = 866 \text{ Kg/cm}^2 \quad 400 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto el tubo nos trabajará correctamente.

g.- Platina.-

Será una placa rectangular de 122 x 89 cm. de fundición gris.

La carga unitaria teniendo en cuenta la fuerza de 100 tons. contando con que se distribuye en el área del pistón de 18.5cm. de diámetro y que se apoya en su perímetro-

$$p = \frac{100\ 000}{\pi/4 (18.5)^2} = 374 \text{ Kg/cm}^2$$

El espesor será:

$$S = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{89^2}{122^2}} \frac{89^2}{563} 374} = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{7900}{14900}} \frac{7900}{563} 374}$$

$$= \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1.53} \frac{7900}{563} 374} = \sqrt{1880} = 13.7$$

Tomando finalmente  $S = 14 \text{ cm.}$

4.- BOMBA.-

Para la generación de presión por medio de aceite hidráulico se hace en dispositivos giratorios, los diferentes tipos que están en uso práctico pueden clasificarse por su rango de presión de acuerdo con la J I C (Joint Industry Conference Hydraulic - - Standards for Industrial Equipment H.1.6,1953).

Bombas de Engranés.- Para presiones bajas y medio altas - - (0 a 1200 psi), alta (1200 a 3000 psi) en casos excepcionales.

Bombas de aspas deslizantes tiene las mismas aplicaciones - que las de engranes.

Bombas de Pistón.-Radiales y axiales, alta presión (1200 a- 3000psi) extra -alta, (sobre 3000psi) en casos excepcionales.

a).- Cinemática de la Bomba de Pistones radiales:

Supongamos un pistón tipo cruceta en una posición cualquie- ra. Este gira con una velocidad angular  $W$ . La excentricidad en tre el cilindro y el rotor exterior es " $e$ ", entonces teniendo en cuenta la fig. 13 tenemos:

$$x = e - e \cos wt.$$

Donde  $X$  es la carrera del pistón en el angulo  $Wt$ .

La velocidad instantánea de pistón será:

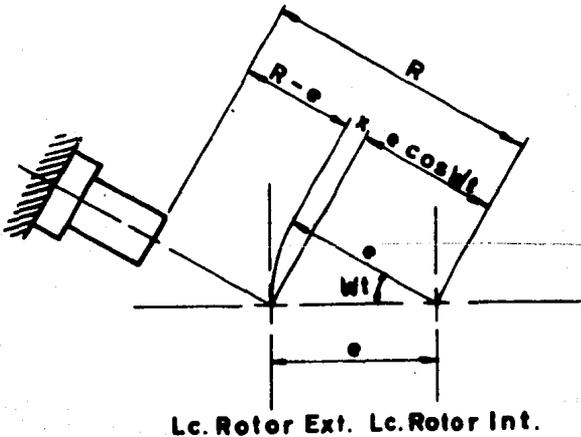


FIGURA 13

$$\frac{dx}{dt} = We \text{ sen} wt$$

Con el área del pistón, tenemos la capacidad instantánea del pistón.

$$Q_I = A W e \text{ Sen } Wt.$$

En una bomba con múltiples pistones la capacidad total instantánea es la suma de la capacidad instantánea de los pistones,

expresada en  $\text{cm}^3/\text{seg.}$  Esta cifra puede dibujarse en una gráfica como función del ángulo  $\text{Wt}$ . Se observará que los picos máximos son menos frecuentes y mas severos en bombas con número par de pistones. Las bombas que tienen un número impar de pistones, dan un número de picos igual a 2 veces el número de pistones cada  $180^\circ$ , mientras que en caso de números pares hay tantos picos como pistones. Por ejemplo en una bomba de seis pistones, hay seis picos en  $180^\circ$ , mientras que en una de 5 pistones hay 10, - los picos en la de 6 ocurren a múltiplos de  $30^\circ$ , mientras que en la de 5 ocurren a múltiplos de  $18^\circ$

La capacidad instantánea de todos los cilindros será:

$$Q_I = A w e \sum_{i=1}^{i=N} \text{sen} \left( \text{wt} + \frac{2 \pi i}{N} \right)$$

Donde N indica el número total de pistones, esto es válido sólo para valores positivos de  $\text{sen} \left[ \text{wt} + (2 \pi i/N) \right]$

La capacidad media es:

$$Q_M = \frac{A w e N}{\pi} \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$\text{Si } 1 \text{ RPM} = 2 \text{ rad/min.}, 1 \text{ cm}^3 = \frac{1}{1000} \text{ lts.}$$

$$Q_M = \frac{A e N}{\pi} \frac{2 \pi}{1000} = \frac{A e N}{500} \text{ lts/min.}$$

$$\text{Variación de Capacidad} = \frac{Q_I}{Q_M} = N \sum_{i=1}^{i=N} \text{sen} \left( \text{wt} + \frac{2 \pi i}{N} \right)$$

Para una bomba de 6 pistones a  $30^\circ$  por ejemplo  $Q_I/Q_M = 1.045$  o un 4.5% de variación. A  $60^\circ$   $Q_I/Q_M = 0.906$ , el cual es un 9.4% de variación del valor medio. En contraste con esto una bomba con 5 pistones muestra a  $18^\circ$   $Q_I/Q_M = 1.015$  o 1 1/2% de variación y a  $36^\circ$   $Q_I/Q_M = 0.965$  o 3 1/2% de variación del valor medio.

Esto demuestra la ventaja obvia de un número de pistones impar sobre un número par y todas las bombas radiales de pistón comerciales tiene un número impar de pistones.

b).- Velocidades y Capacidades.- Las velocidades de operación varían de 1800 a 600 RPM de acuerdo con el tamaño. Las --

bombas de 1 a 15 gpm. de capacidad pueden operarse de 1800 a -- 1200 RPM; de 15 a 30 gpm., de 1200 a 900 RPM de 30 a 100 de 900 a 720 RPM; de 100 a 200 gpm, de 720 a 600 RPM y sobre 200 gpm, a 600 RPM o menos.

c).- **Diametros de Pistón y Carreras.**- La experiencia práctica sobre bombas actualmente diseñadas indica que se obtienen buenas proporciones con longitudes de la carrera del pistón de 60 a 65% del diámetro del mismo.

Ordinariamente se emplean de 5 a 9 pistones en bombas de esta clase-

d).- **Potencia Hidráulica.**

La fórmula de la potencia nos las da el libro Oil Hydraulic Power de Walter Ernst, en su página 4.

$$\begin{aligned} \text{HPH} &= 0.0005833 Q p - Q \text{-gpm; } p \text{- psi} \\ &= 0.00219 Q p - Q \text{ lts/min; } p \text{- Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Si el martinete principal viaja a una velocidad de 183cm/min (6pies/min), tenemos que el gasto necesario para moverlo es igual a:

$$Q_t = VA = 183 \pi / 4 \times 5^2 = 183 \times \pi / 4 \times 25 = 450 \text{ 000 cm}^3/\text{min} = 450 \text{ lts. min}$$

Si suponemos que la bomba tiene un 90% de eficiencia volumétrica

$$Q_{te} = \frac{Q_t}{E} = \frac{450}{0.9} = 500 \text{ lts/min.}$$

Como haremos uso del sistema de bombas múltiple tomaremos 2 - bombas cada una con el gasto.

$$Q = \frac{Q_{te}}{2} = \frac{500}{2} = 250 \text{ lts/min} = \frac{A_e N n}{500}$$

Si tomamos  $n = 900 \text{ RPM}$ ,  $e = 2 \text{ cm}$  y  $N = 7$  pistones, el área de ellos será:

$$A = \frac{500 Q}{e N n} = \frac{500 \times 250}{2 \times 7 \times 900} = 9.9 \text{ cm}^2$$

El diámetro del pistón será:

$$D = \sqrt{\frac{4 A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 9.9}{\pi}} = \sqrt{12.6} = 3.55 \text{ cm.}$$

El área de la abertura se recomienda que sea del 70% del diámetro del pistón

$$D_a = 0.7 D = 0.7 \times 3.55 = 2.48 \text{ cm.}$$

Si la velocidad en cada una de las 2 lumbreras del perno es -

de 244 cm/seg (8pies/seg).

$$Q_1 = \frac{Q}{2 \times 60} = \frac{250\,000}{2 \times 60} = 244 A_1$$

$$A_1 = \frac{250\,000}{2 \times 60 \times 244} = 8.52 \text{ cm}^2$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 8.52}{\pi}} = \sqrt{10.85} = 3.3 \text{ cm.}$$

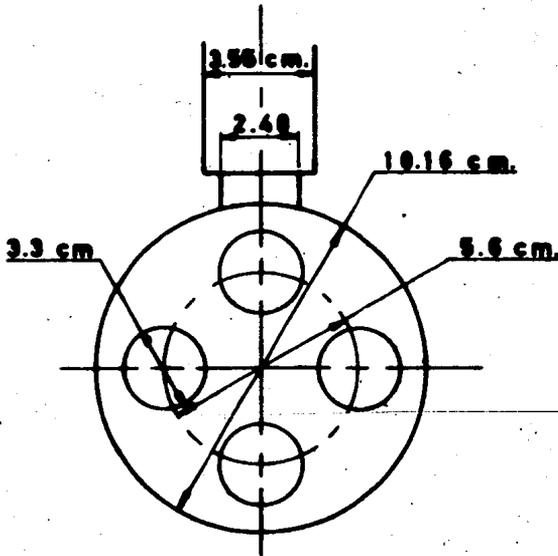


FIGURA 14

Con los 4 lumbreras adecuadamente espaciadas obtenemos una sección recta del perno como se muestra en la fig. 14. Se acostumbra diseñar los barrenos del cilindro con una abertura en la base de diámetro más pequeño que el de los pistones, esto se hace con el objeto de acomodar el máximo número de cilindros alrededor

del perno reduciendo también la ranura de la válvula. El área de la abertura deberá ser la mitad de la del pistón o el diámetro del 70% del diámetro del pistón.

Disposición del perno y del rotor.- El propósito principal del perno, es el de operar como una válvula, un propósito secundario en algunas bombas es servir como soporte del rotor y absorber todas las reacciones de los pistones. El rotor puede soportarse directamente en el perno o por medio de cojinetes interpuestos.

En cualquier caso la reacción hidráulica de los pistones se transmite directamente a través de las aberturas al perno. Esta fuerza depende del número de pistones y al calcularla debe considerarse la posición angular de los pistones alrededor del rotor y está dada por la expresión.

$$F_p = A_p \sum_{i=1}^{i=N} \text{sen} \left( \omega t + \frac{2 i}{N} \right) \text{ pág. 114 OIL HYDRAULIC POWER}$$

Esta carga la debe absorber el perno como cantiliver su valor medio es:

$$F_p = A_p \frac{N}{\pi} = 9.9 \times 204 \frac{7}{\pi} = 4490 \text{ Kg.}$$

Los cojinetes del perno están sujetos a la presión de separación, esta es la presión en la ranura del perno (menos barrenos del pistón entre rotor y perno) el cual tiende a mover el perno -- del lado de presión hacia el de succión, esta presión deben soportarla los cojinetes. La magnitud de esta presión puede limitarse, reduciendo el área en la cual actúa por medio de ranuras llamadas de equilibrio, maquinadas sobre el rotor interior.

En la página 114 de OIL HYDRAULIC POWER tenemos la siguiente fórmula

$$F_s = p \left[ W_1 d - A \sum_{i=1}^{i=N} \text{sen} \left( \omega t + \frac{2 i}{N} \right) + \frac{1}{2} (w_2 - w_1) d \right]$$

A - Área del pistón = 9.9 cm<sup>2</sup>

W<sub>1</sub> - Ancho ranura = D<sub>a</sub> = 2.48 cm.

W<sub>2</sub> - Dist. entre ranuras de equilibrio = 4.5 cm.

N - Números de Pistones = 7

d - Diámetro del Perno = 10.16 cm.

Tomando el valor promedio de la expresión sen tenemos:

-91-

$$F_s = 204 \left[ 2.48 \times 10.16 - 9.9 \frac{7}{97} + \frac{1}{2} (4.5 - 2.48) 10.16 \right]$$

$$= 204 \left[ 25.2 - 22.1 + 10.26 \right] = 204 \times 13.3 = 2710 \text{ kg.}$$

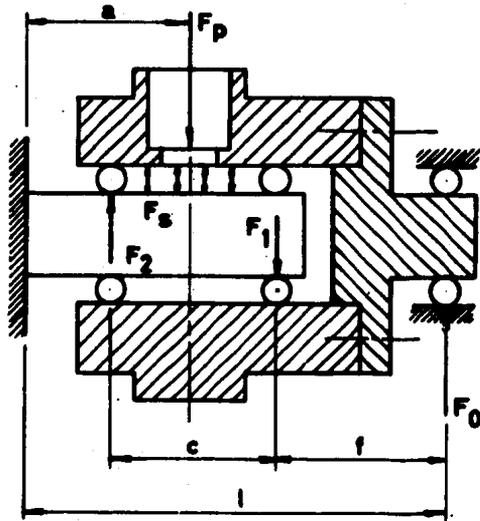


FIGURA 15

Calculando el Perno como cantiliver.

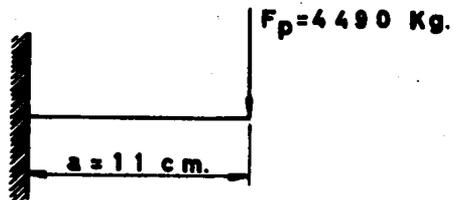


FIGURA 16

La fórmula del esfuerzo es:

$$\sigma = \frac{M y}{I}$$

$$M = F_p \times a = 4490 \times 11 = 49400 \text{ Kg-cm.}$$

Si tenemos en cuenta la sección del perno fig. 14

$$y = r = d/2 = 10.16/2 = 5.08 \text{ cm.}$$

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi r^4}{4} - 2 \left[ \frac{\pi r_1^4}{4} + \frac{\pi r_1^4}{4} + \frac{\pi r_1^2 x^2}{4} \right] \\ &= \frac{\pi x 5.08^4}{4} - 2 \left[ \frac{\pi x 1.65^4}{2} + \frac{\pi x 1.65^2}{4} \cdot 28^2 \right] \\ &= \frac{\pi x 662}{4} - 2 \left[ \frac{\pi x 7.45}{2} + \frac{\pi x 2.73 x 7.85}{4} \right] \\ &= 520 - 2 [11.7 + 16.85] = 520 - 2x28.55 = 520 - 57.1 = 462.9 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

Substituyendo valores.

$$\sigma = \frac{49400 \times 5.08}{462.9} = 541 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

Teniendo en cuenta la figura 15 tenemos que: suponiendo que el perno está empotrado, la carga  $F_0$  en el extremo para una viga de ese tipo es según "Formulas for Stress and Strain", pág. 105 de Cf. R. J. Roark

$$F_0 = \frac{1}{2} F_p \left( \frac{3a^2 l - a^3}{l^3} \right)$$

Si tomamos  $a = 11 \text{ cm.}$  y  $l = 26.5 \text{ cm.}$  tenemos

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{1}{2} 4490 \left( \frac{3 \times 11^2 \times 26.5 - 11^3}{26.5^3} \right) = \frac{1}{2} 4490 \left( \frac{3 \times 121 \times 26.5 - 1330}{18600} \right) \\ &= \frac{1}{2} 4490 \left( \frac{9630 - 1330}{18600} \right) = \frac{4490 \times 8300}{2 \times 18600} = 1000 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Las cargas sobre los cojinetes se pueden calcular por medio de análisis estático si  $c = 12.7$  y  $f = 9$

$$F_1 = F_0 \frac{f + c}{c} = 1000 \frac{12.7 + 9}{12.7} = \frac{1000 \times 21.7}{12.7} = 1710 \text{ Kg.}$$

$$F_2 = F_0 \frac{f}{c} = 1000 \frac{9}{12.7} = 708 \text{ Kg.}$$

Las cargas sobre los cojinetes serán:

$$F'_1 = F_s/2 + F_1 = 2710/2 + 1710 = 1355 + 1710 = 3065 \text{ Kg.}$$

$$F'_2 = F_s/2 - F_2 = 1355 - 1710 = -355 \text{ Kg.}$$

El caso más desfavorable es cuando uno de los 2 cojinetes falle, entonces

$F_1$  y  $F_2 = 1000 \text{ Kg.}$  y por lo tanto la carga en ellos será:

$$F'(1) (2) = 1000 + 2710 = 3710 \text{ Kg.}$$

Seleccionaremos los cojinetes del perno con esta carga.

Para el extremo del perno tenemos que el catálogo THE TIMKEN ENGINEERING JOURNAL Sección I nos da la siguiente fórmula en su página 49

$$RRR = \frac{RE \times LF \times AF}{SF}$$

RRR - Capacidad radial requerida a 500 RPM.

RE - Carga radial = 3710 Kg.

LF - Factor de vida correspondiente a las horas de vida deseadas seleccionando en la página 43 para 10000 hrs. = 1.435

AF - Factor de aplicación, compensación para las características de operación tales como choque, servicio continuo, etc., seleccionados en las págs. 44-47 para bombas 1.5.

SF - Factor de velocidad; depende de la velocidad de operación en RPM basado en un valor de la unidad para 500 RPM, seleccionado en la página 42 para 900 RPM 0.838

$$RRR = \frac{3710 \times 1.435 \times 1.4}{0.838} = 8900 \text{ Kg.} = 19,600 \text{ Lbs.}$$

Seleccionamos un cojinete tipo TS, tabulación de tamaño página 268 como 943 taza 932 con una capacidad radial.

$$RRR = 20,100 \text{ Lbs.} = 9140 \text{ Kgs.}$$

Diámetro Flecha =  $3 \frac{7}{8}'' = 9.85 \text{ cm.}$

Para la parte media del perno seleccionamos un cojinete tipo TS tabulación de tamaño pág. 269, como 941, taza 932, con una capacidad radial.

$$RRR = 20100 \text{ Lbs.} = 9140 \text{ Kgs.}$$

Diámetro Flecha =  $4'' = 10.16 \text{ cm.}$

Cople interior de la bomba.-

Usaremos para fijar el rotor interior de la bomba con la flecha exterior un cople (figura 15) con 4 tornillos, los cuales quedarán sujetos a esfuerzo cortante originado por el par motriz, calculando la potencia necesaria para mover la bomba -- obtendremos por consiguiente el par aplicado.

$$HP_h = 0.00219 \times 250 \times 204 = 112$$

Si la eficiencia mecánica de la bomba es del 90% la potencia motriz será:

$$HP_m = \frac{112}{0.9} = 125$$

La fórmula que nos relaciona el par motriz con la potencia es la 7 B en la página 26 del Design of Machine Elements de -- Faïres y es:

$$HP = \frac{T_n}{63000} \text{ (Ten Lb-pulg)} = \frac{T_n}{72700} \text{ (Ten Kg-cm)}$$

Por lo tanto si  $n=900$  rpm.

$$T = \frac{HP \times 72700}{n} = \frac{125 \times 72700}{900} = 10,100 \text{ Kg.-cm.}$$

Si los tornillos los colocamos a un radio  $r=12$  cm., la fuerza aplicada será :

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{10\ 100}{12} = 842 \text{ Kg.}$$

Como tenemos 4 tornillos.

$$F = \frac{F_t}{N} = \frac{842}{4} = 211 \text{ Kg.}$$

Si el material de los tornillos es el AISI No. C1020 con un esfuerzo al corte de 49,000 Lbs/pulg<sup>2</sup> (tabla 2 pág. 34 FAIRES) -- tomando un factor de seguridad de 6 el esfuerzo permisible será:

$$S_B = \frac{40\ 000}{6} = 8,170 \text{ Lbs./pulg}^2 = 575 \text{ Kg/cm}^2$$

El área de los tornillos será:

$$A = \frac{F}{S_B} = \frac{211}{575} = 0.367 \text{ cm}^2.$$

$$d = \sqrt{\frac{4 A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.367}{\pi}} = \sqrt{0.467} = 0.682 \text{ cm.} = 0.269''$$

Tomando  $d = 5/16'' = 0.792$  cm.

Estarán también sujetos a aplastamiento, el área resistente en este caso es:

$A = l d$  Siendo  $l$  el largo del tornillo sujeto a compresión y por lo tanto el espesor del cople.

$$l d = \frac{F}{S_c}$$

$$l = \frac{F}{d S_c}$$

$$S_c = \frac{65000}{6 \times 14.2} = 765 \text{ Kg/cm}^2 \text{ para mat. AISI No. C1020}$$

$$l = \frac{211}{0.792 \times 765} = 0.348 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente  $l = 0.5 \text{ cm.}$

Otra sección crítica es la inmediata al diámetro de la flecha, la cual trabajará a corte, para diseñar esta sección calcularemos primero el diámetro de la flecha, en la pág. 25 del - - Design of Machine Elements de Faïres nos da la ecuación (6) de torsión para una flecha.

$$S_s = \frac{16 T}{\pi D^3}$$

Si el material del cople es el AISI No. C1030

$$S_s = \frac{60\ 000}{6 \times 14.2} = 704 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi S_s}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 10100}{\pi \times 704}} = \sqrt[3]{73} = 4.18 \text{ cm.} = 1.64''$$

Tomamos finalmente  $D = 15/8'' = 4.12 \text{ cm.}$

El área sujeta a corte es

$$A = d \times 4.13''$$

La fuerza en el círculo de radio  $r = \frac{4.12}{2} = 2.06 \text{ cm.}$  es

$$F = \frac{T}{r} = \frac{10\ 100}{2.06} = 4,900 \text{ Kg.}$$

$$A = \frac{F}{S_s} = \frac{4900}{704} = \pi \times 4.12 \times e_1$$

$$e_1 = \frac{4900}{704 \times 4.12 \times \pi} = 0.538 \text{ cm.}$$

#### Lubricación.-

El aceite que escapa por los pistones y el perno sirve para lubricar los cojinetes y las otras partes en movimiento. El aceite de fuga y de lubricación se extrae de la bomba por medio de una abertura (drenaje) en el fondo de la bomba, hacia el tanque principal o un tanque auxiliar, si el tanque principal está colocado a un nivel superior.

#### 5.- CIRCUITO HIDRAULICO.

La transmisión de energía hidráulica es análoga a un sistema eléctrico en el que se requieren generadores, motores y líneas de transmisión, como en la transmisión de energía eléctrica, el diseño y capacidad de las líneas de transmisión hidráulica se determina por los niveles de energía; este último se define por el producto de flujo y presión.

Las presiones utilizadas en los sistemas hidráulicos varían de unas pocas libras/pulg<sup>2</sup> a 10 000 psi y más altas.

Según la "Joint Industry Conference", hay 5 clasificaciones de presiones hidráulicas:

Baja.- 0 a 200 psi inclusive.

Media.- Entre 200 y 500 psi inclusive

Media Alta.- Entre 500 y 1200 psi Inclusive.

Alta.- Entre 1200 y 3000 psi inclusive.

Extra Alta.- Arriba del 3000psi.

Mientras que la mayoría de aplicaciones actuales caen en la clasificación media alta, hay una definida tendencia hacia las altas presiones.

Es aconsejable que todos los sistemas hidráulicos sigan las recomendaciones de la Joint Industry Conference, la sección H 4 de estas medidas normales incluye recomendaciones generales para sistemas hidráulicos y recomendaciones específicas para instalaciones de tubería. Las recomendaciones generales se refieren al tamaño adecuado de tuberías y factores de seguridad de diseño (Sec. H 4.1.3 A.- Los máximos de presión deben disminuirse en sus fuentes. Deberán suministrarse dispositivos de protección adecuados para proteger la tubería y los herrajes contra impactos. - B.- La resistencia de la tubería deberá ser la adecuada

da, para resistir los picos máximos de presión; volumen mínimo de fluido (Sec.H 4.1.2E.- la velocidad del fluido en la tubería deberá limitarse normalmente a 15 pies/seg.); limpieza; soporte; accesibilidad, identificación y protección de embarque.

a).- Velocidades Recomendadas.-

Las velocidades actualmente en uso en los sistemas hidráulicos han sido establecidas por la experiencia. Velocidades demasiado altas dan como resultado una caída de presión excesiva en el sistema, mientras que una velocidad demasiado baja incrementa el costo de tubería y válvulas. Las velocidades dadas en la página 70 tabla 6.3 han sido encontradas satisfactorias para la mayoría de aplicaciones prácticas.

Tabla 6.3

Parte del Sistema.	Velocidad pies/seg.
Líneas de Succión 1/2 a 1"	2 - 4
Líneas de succión 1 1/4" y mayores	5
Líneas de descarga 1/2 a 2"	10
Líneas de descarga mayores 2"	12
Descarga a través de válvulas de control	20
Válvulas de alivio y seguridad	100

En nuestro caso tenemos un gasto de 250 lts/min por cada bomba si tomamos una velocidad de 5 pies/seg=152.5 cm/seg.el área necesaria será:

$$Q = v A$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{250\ 000}{60 \times 152.5} = 27.3\ \text{cm}^2 = 4.24\ \text{pulg}^2$$

Entrando a la tabla 9.9 pág. 230 de OIL HYDRAULIC POWER de Walter Ernst, seleccionamos una tubería de 3" cédula 160, espesor 0.437"=1.11cm, con un área interna de 5.41 pulg<sup>2</sup>= 34.9 cm<sup>2</sup> y con un diámetro interior Di=2.626"=6.65 cm.

Revisando ahora el espesor de la tubería tenemos que este está dado por la fórmula (9.1) en la página 220 del OIL HYD.POWER y es:

$$t = \frac{p D}{2 S}$$

Según el manual Universal de la Técnica Mecánica de Oberg Jones el esfuerzo máximo a la ruptura de tubería soldada a tope es de  $2812 \text{ Kg/cm}^2$  tomando un factor de seguridad de 6 tenemos:

$$S = \frac{2812}{6} = 469 \text{ Kg/cm}^2$$

Substituyendo valores en la fórmula del espesor tenemos:

$$t = \frac{204 \times 6.65}{2 \times 469} = 1.45 \text{ cm.} = 0.57''$$

Vemos que el espesor necesario es mayor que el que tiene la tubería de 3" ced. 160 por lo tanto seleccionamos un tubo - de 3 1/2" espesor  $0.636'' = 1.61 \text{ cm.}$  diámetro interior  $2.428'' = 6.9 \text{ cm.}$  del catálogo Forged Steel Flanged de la Ladis Company - - Cudahy Wisconsin), revisando el espesor tenemos:

$$t = \frac{204 \times 6.9}{2 \times 469} = 1.5 \text{ cm} < 1.61 \text{ cm.}$$

Por lo que vemos que este tubo trabajará correctamente y como el diámetro interior es mayor, la velocidad del fluido será un poco menor que la permisible con lo cual las pérdidas de presión serán menores.

Lo cual podemos tomar como seguro ya que la tabla 9.9 mencionada lo recomienda para trabajarse hasta (3000 psi)  $210 \text{ Kg/cm}^2$  como máximo.

b).- Tubería y herrajes.

Las presiones transitorias son difíciles de estimar en su magnitud total, La experiencia actual ha encontrado que se tienen valores máximos de 2 a 4 veces la presión de trabajo, en nuestro caso hemos tomado un factor de seguridad mayor de 5 con lo cual - estamos a salvo de estos fenómenos transitorios, además que se -- hará la instalación de válvulas de alivio y de seguridad para evitar daños en la tubería.

Además de las presiones de trabajo y transitorias puede haber esfuerzos mecánicos producidos por expansión térmica, cedencia - - elástica de estructuras de soporte, abusos del personal, etc. La - evaluación de todo el fenómeno es difícil, de modo que el dimensio

nado adecuado de la pared de la tubería se convierte en asunto de práctica. En nuestro caso las expansiones térmicas estarán casi disminuidas por la instalación de un sistema de enfriamiento y las líneas se harán tan cortas como sea posible.

La conexión entre componentes deberá hacerse empleando un número mínimo de juntas y evitarse en lo máximo posible el uso de codos.

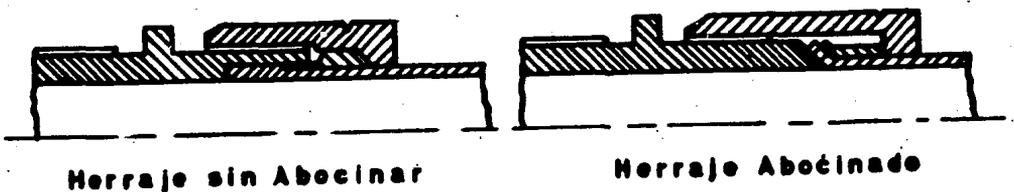
**Herrajes JIC Abocinados.-**

Estos herrajes están catalogados por varios fabricantes cuyos datos de dimensiones están disponibles al diseñador. Están disponibles en un número de combinaciones de diámetros de tubería hasta 2" aunque para altas presiones la JIC restringe su uso -- hasta e incluyendo tubería de 1".

El sello de la tubería se hace por medio de un cono (abocinado) de la tubería por medio de tuercas con rosca especial para tuberías.

**Herrajes Sin Abocinar.-**

Las altas presiones han vuelto más críticos los abocinados de herrajes ya que fallaron con esfuerzos relativamente bajos. -- Se han eliminado con el uso de tubería de acero más fuerte y recta, el resultado es la aparición de herrajes sin abocinar.



**FIGURA 17**

**Conectores Rectos con Anillos O. y Rondanas de Apoyo.-**

Se han hecho intentos para reemplazar el roscado de tuberías con métodos de sello más adecuados, en la cual la nariz --

de sello se rosca dentro del otro componente y se sella con un anillo O. (fig.18)

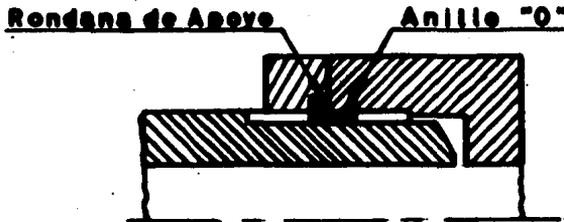


FIGURA 18

#### Mangueras y sus Herrajes.-

La JIC exige un factor de seguridad de 5 para mangueras -- flexibles, esto requiere el uso de mangueras de doble alambre -- trenzado para servicios de alta presión. Las mangueras deben -- conectarse a la tubería con herrajes adecuados; los cuales son ofrecidos por diferentes fabricantes.

Existen 4 tipos de conexiones terminales: tuerca para tubo tipo torniquete para conectar el extremo de una tubería a un herraje estándar, herraje macho roscado para tubería, tubería macho roscada y tubería hembra roscada, los cuatro tipos pueden -- aplicarse a los dos extremos a una sección de manguera en cualquier combinación deseada.

Deberán observarse unas cuantas reglas cuando se instalen mangueras éstas no deberán doblarse en un radio menor que el -- especificado por el fabricante ni deberán torcerse al instalar se.

#### Conexiones de Brietas y Soldadas.-

Los estándares de la JIC recomiendan el uso de herrajes con bridas soldados para instalaciones de alta presión para diámetros de tubería mayores de 1". En algunas instalaciones de alta y extra alta presión se aconseja este tipo de herrajes para tuberías más pequeñas de 1/2".

No ha habido una normalización en la práctica de dimensionar los herrajes con bridas como se ha hecho para otro tipo de herrajes y de la tubería misma, cada fabricante de componentes hidráulicos sigue su propia filosofía de diseño, lo cual da como resultado una instalación heterogénea cuando se utilizan componentes de diferentes fabricantes. La tendencia común es hacia herrajes de 4 pernos, de sección muy amplia y empleando dispositivos de sello que lo hagan con la presión; se utilizan pernos o tornillos de acero aleado para asegurar una instalación compacta y la tubería se suelda en un receptáculo hecho a herraje de bridas. Con respecto al sello hay aún unas divergencias de opinión en el sentido de que si el sello deberá estar confinado tanto en su diámetro interior como exterior, esto es en una ranura, o solamente en su diámetro exterior. Un anillo en una ranura jamás podrá sacarse de su posición, pero la construcción es costosa y tiende a incrementar el tamaño del herraje.

La altura o grueso del herraje deberá ser suficiente para -- evitar la deflexión que bajo la presión puede causar que el sello reviente. Los anillos de sello tipo O han suplido a los otros -- tipos debido a su bajo costo y simplicidad. El tamaño de los tornillos o pernos debe determinarse con el cálculo de esfuerzos originados por la presión hidrostática interna, actuando contra un -- área correspondiente al diámetro exterior del sello más presiones transitorias y esfuerzos mecánicos. Deberán espaciarse cuidadosamente para evitar interferencias entre ellos y el propio herraje.

En el circuito de potencia la bomba hidráulica está conectada al cilindro principal por medio de una tubería la cual se suelda a la bomba en unos blocks especiales que van atornillados al -- cuerpo de la misma. En el otro extremo de la tubería o sea en la conexión del cilindro se efectúa en la misma forma.

Para los circuitos del pisador, del cojín se verá en el próximo capítulo.

#### 6.- FLUIDO

La selección del fluido la haremos teniendo en cuenta las -- características físico e químicas de éste.

a).- Viscosidad.-

La viscosidad de un fluido es de mucha importancia en el diseño y operación de maquinaria hidráulica; como sabemos las bombas, válvulas y los controles para la operación de aceite a presión se hacen con empaques internos los cuales deben estar perfectamente ajustados para crear y mantener la presión hidráulica, las fugas de aceite ocurren a través de estos ajustes, lo cual da como resultado una pérdida de capacidad y de potencia y un incremento en la temperatura del aceite. Las pérdidas por fuga son inversamente proporcionales a la viscosidad, el uso de un cuerpo muy denso (muy viscoso) parece lo indicado donde se desea disminuir las pérdidas por fuga. Por otra parte la viscosidad produce una fuerza resistente, en partes ajustadas y esta resistencia es directamente proporcional a la viscosidad, de tal modo que para obtener la máxima eficiencia mecánica deberán usarse aceites ligeros (poco viscosos). La viscosidad también influye en la resistencia al flujo a través de válvulas, tuberías y pasajes, incrementa la dificultad de tener una succión adecuada y causa lentitud en la respuesta del equipo de control. Las recomendaciones de los fabricantes intentan reconciliar estos requisitos aparentemente incompatibles, estas recomendaciones se basan en experiencias y pruebas bajo condiciones de operación reales.

Generalmente hablando los aceites espesos deberán usarse en sistemas de alta presión donde se desea disminuir las pérdidas de fuga y evitar el excesivo adelgazamiento debido a la temperatura. En los sistemas de alta presión pueden tolerarse grandes pérdidas por par resistente, la misma alta presión puede permitirse impulsar el aceite a través del sistema, pues el porcentaje de pérdidas en potencia no es tan grande como en un sistema de baja presión.- Por otra parte en un sistema de baja presión, digamos hasta 1000 psi, pueden operarse con gran ventaja con un aceite menos viscoso pues las pérdidas por fuga serán menores, lo mismo que las pérdidas por par resistente y de impulsión a través del sistema.

La experiencia de Walter Ernst autor del libro OIL HYDRAULIC

POWER ha sido que aceites de viscosidad 500 a 950 SSU (Saybolt Second Universal) dan buenos resultados en bombas radiales de pistones a presión de 2,500 psi y mayores; mientras que para aplicaciones de baja presión, digamos hasta 1,000 psi deben usarse aceites con viscosidad de 150 a 300 SSU.

Por lo aquí expuesto en nuestro caso usaremos un aceite de alta viscosidad, ya que tenemos una presión de operación de 204 Kg/cm<sup>2</sup> (2,900 psi)

b).- Índice de Viscosidad.

El índice de viscosidad es una medida, del efecto de la temperatura en la viscosidad, por este motivo el aceite deberá tener un buen índice de viscosidad por tres razones: disminuirá los problemas de un arranque frío, reducirá la duración del período de calentamiento y disminuirá la reducción de viscosidad a temperaturas elevadas.

c).- Temperatura de Operación y Estabilidad Química.

En todos los sistemas hidráulicos deberán evitarse temperaturas excesivas, ya que como se sabe la viscosidad es altamente sensible a la temperatura, de tal modo que el sobrecalentado del aceite de operación puede causar un ciclo vicioso; la excesiva temperatura disminuirá la viscosidad, esta a su vez aumentará las pérdidas de fuga y estos producirán mayor temperatura al tenerse menor cantidad de aceite en operación, esto puede continuar hasta que se destruya la máquina; por lo tanto es de gran importancia la instalación de un equilibrio de calor producido igual al rechazado, deberá recurrirse por lo tanto a sistemas de enfriamiento por aire forzado o agua, cuando la radiación natural no es suficiente para rechazar todo el calor producido.

Otra de las razones por las cuales debe evitarse la alta temperatura es la tendencia de esta a acelerar la oxidación y esta produce a su vez la producción de gomas y lodos, los cuales son fuente de problemas en el sistema. Las impurezas que contenga el aceite tales como polvo atmosférico, lodo, herrumbre partículas de pintura, partículas abrasivas, aceleran la oxidación y el desgaste.

Los productos ácidos de la descomposición del aceite hacen posible determinar el alcance y el progreso de la oxidación midiendo el peso en miligramos de hidróxido de potasio requeridos para neutralizar los ácidos en 1 gr. de aceite, los resultados de estas pruebas se registren como "número de neutralización". Deberá por lo tanto tratarse al aceite con inhibidores de oxidación algunos de los cuales trabajan interrumpiendo la reacción en cadena de la oxidación.

d).- Demulsibilidad.-

No siempre se puede evitar la entrada de humedad en un sistema en operación, ya que tenemos condensación de humedad atmosférica en el enfriador de aceite y las tuberías de agua, enfriador permeable o fuga del refrigerante dentro del depósito de aceite. -- Cuando el agua se mezcla con el aceite se forma una emulsión, el resultado es decoloramiento del aceite, desarrollo con el tiempo de sustancias mucosas y pegajosas que interfieren con la operación eficiente del equipo. El contenido de agua en la emulsión reduce el efecto lubricante del fluido y puede fomentar la producción de herrumbre. Para evitar estos resultados es esencial que el aceite tenga la capacidad de separarse rápidamente y totalmente del agua.

e).- Prevención de Herrumbre.

Previo a la tendencia de usar inhibidores de oxidación en los aceites, los aceites minerales refinados adecuadamente daban protección adecuada a la formación de herrumbre esto se debía a la formación de ciertos productos de oxidación del aceite que cubrían la superficie de metal y evitaban el contacto con el agua. De todas maneras se sigue haciendo el uso de inhibidores para evitar la oxidación.

f).- Lubricidad y Resistencia de Película.-

El aceite no sólo sirve como medio de la transmisión de potencia sino también sirve para lubricar las partes móviles de bombas, válvulas y otras partes del equipo hidráulico. Se desarrollan altas presiones en las bombas que operan a altas velocidades y el aceite debe suministrar las películas lubricantes que resistan la presión y eviten el contacto de metal con metal.

Debe asegurarse una alta resistencia de película con el uso de aditivos especiales, sin embargo. algunos tipos de inhibidores de -

oxidación y herrumbre agregan también resistencia de película.

g).-Formación de Espuma.-

Los nuevos aceites minerales exhiben relativamente poca tendencia a formar espuma. La resistencia a formar espuma debe reforzarse por medio de aditivos, pero el mejor remedio es usar aceites de alta estabilidad química manteniéndolos limpios y un mínimo de aire en el sistema.

h).- Flúidos Hidráulicos Sintéticos

Los aceites convencionales de petróleo se han usado satisfactoriamente como medios flúidos para la mayor parte de aplicaciones industriales, sin embargo, el peligro de fuego y explosiones ha --evitado en muchos casos el uso de potencia hidráulica y de control. Como resultado la industria ha demandado la existencia de flúidos sintéticos con características no inflamables y resistentes al fuego. Se han desarrollado varios tipos y existen ya en la industria.

Un flúido se puede hacer resistente al fuego en dos maneras:

Primero.-Un líquido puede hacerse agregando un agente aditivo a él, existen flúidos a base de agua, tales como el Mobil Hyvac No. 20 o 30 (Socony Mobil Oil Co). El segundo método es desarrollar un material que sea resistente a quemarse a causa de su naturaleza química, un ejemplo es el Tricresyl Phosphate (Monsanto Chemical Co).

Ambos tipos de flúidos resistentes al fuego han mostrado buenos resultados en pruebas de inflamabilidad y se utilizan ampliamente en máquinas fundidoras de dados, forjados en caliente.

Los flúidos hidráulicos a base de agua tienen un índice de viscosidad alto lo que los adapta bien para aplicaciones de baja temperatura. Arriba de 1,50° F, se consideran inadecuadas a causa de la alta velocidad de evaporación del agua.

En sistemas hidráulicos que emplean bombas originalmente diseñadas para aceites de petróleo, los flúidos sintéticos a base de --agua han dado una operación satisfactoria a presiones moderadas.

Se debe tener en este caso cuidado del uso de empaques ya que todos los flúidos sintéticos originan hinchazón del neopreno, prácticamente todos los fabricantes de empaques suministran empaques que pueden usarse con flúidos sintéticos. Los flúidos a base de --agua no afectan los materiales de empaque adecuados para el aceite

a excepción del corcho.

La toxicidad de los flúidos sintéticos cuando se usan adecuadamente no es mayor que la de los aceites de petróleo. Un dato de gran interés es el hecho de que la compresibilidad de un flúido sintético es mucho menor que la de los flúidos de petróleo, estando en la proximidad de  $2.5 \times 10^{-6}$

Seleccionamos el aceite PEMEX Nacional Gruesc 350 X

i).- Tanque De Depósito.

Los tanques o recipientes se construyen de hierro fundido o de acero soldado, se le hacen aberturas de vaciado para su limpieza total, estas aberturas deberán estar adecuadamente selladas para evitar la entrada de basura. Deberán tener salida a la atmósfera para permitir la succión de aceite y deberán ser lo suficientemente grandes para permitir la entrada de aire correspondiente a la salida de aceite del mismo tanque.

El tamaño de los tanques actualmente usados son totalmente empíricos y dependen de la capacidad de las bombas, frecuencia de operación, ausencia o presencia de dispositivos que generan calor tales como estrangulaciones y válvulas de medición, magnitud de la presión hidráulica, etc. OIL HYDRAULIC POWER de Walter Ernst, recomienda que para tanques de prellenado tengan una capacidad 3 veces el volúmen del cilindro que llenan. En nuestro caso, si la altura del cilindro principal es 1.00 metros el volúmen del tanque será:

$$V_t = 3 \times \pi/4 (56^2) \times 100 = 740,000. \text{ cm}^3 = 740 \text{ lts.}$$

C A P I T U L O   I I I  
C O N T R O L   H I D R A U L I C O .

- 1.- TIPOS GENERALES DE CONTROLES HIDRAULICOS.
- 2.- CONTROLES DE PRESION
  - a).- Válvulas de Alivio
  - b).- Interruptores de Presión.
  - c).- Válvulas de Retención.
- 3.- CONTROLES DIRECCIONALES.
  - a).- Válvulas de Dos Vías.
  - b).- válvulas de Tres Vías.
  - c).- Válvulas de Cuatro Vías.
- 4.- CONTROLES DE VOIUMEN.
- 5.- SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL.
  - a).- Circuito de Martinete Principal.
  - b).- Circuito del Pisador.
  - c).- Circuito del Cojín.
  - d).- Circuito Piloto de Control de la Bomba.

-----0o0-----

### 1.- TIPOS GENERALES DE CONTROLES HIDRAULICOS.

La energía hidráulica generada por bombas y suministrada a motores hidráulicos, deberá controlarse para asegurar las -- funciones deseadas de los dispositivos de potencia. Los controles pueden dividirse en las siguientes divisiones funcionales:

#### Controles de Presión.-

Estos dispositivos limitan la presión aplicada por la -- bomba al circuito o pueden determinar la presión que existe -- en cualquier parte del mismo, también sirven para descargar -- las bombas durante parte del ciclo de la máquina o determinar la presión a la cual el aceite es admitido o extraído de las partes del circuito. De acuerdo con cualquiera de estos requisitos, distinguiremos entre válvulas de seguridad y alivio; válvulas reductoras; válvulas de admisión y descarga o también llamadas de secuencia; y válvulas de contra presión-

#### Controles de volumen.-

El volumen de fluido proporcionado por las bombas de desplazamiento constante y variable puede controlarse de varias -- maneras. Se pueden utilizar válvulas reguladoras de estrangulación; controles de flujo y divisores de flujo; y dispositivos especiales de medición que trabajan a control remoto para circuitos donde se utilizan bombas de desplazamiento variable.

#### Controles Direccionales.-

Estos dispositivos dirigen el flujo del fluido a las partes del sistema donde se desea su aplicación. Esto puede hacerse manual o automáticamente por medios mecánicos, hidráulicos y eléctricos. Entre estos controles encontramos válvulas del tipo de dos, tres y cuatro vías, actuadas manual, hidráulica, mecánica y eléctricamente. Existen también válvulas piloto para operar otras válvulas y controlar las funciones tales como retención, movimiento, alto y válvulas de disparo. -- hay disponibles unidades múltiples de válvulas de control, las cuales combinan varias funciones.

#### Combinación de Controles.-

Pueden combinarse en una unidad llamada grupo de válvulas o tableros de control dos o más de los medios de control

para presión, dirección y volúmen. El control funcional total de una máquina actuada hidráulicamente puede centralizarse en un simple tablero de control hidráulico. Existen fabricantes que suministran tableros de control y unidades normalizadas.

Los controles hidráulicos se clasifican de acuerdo con los tamaños de tubería. La relación entre el área interna de la válvula y el área de la tubería nunca se ha normalizado ya que la práctica entre fabricantes varía. Una buena regla práctica dice que el área interna de cualquier válvula que controla el flujo en un circuito nunca deberá ser menos del 75% del área de la tubería conectada a ella. En áreas mucho más pequeñas se emplean solo en controles de presión del tipo de válvulas de alivio y seguridad.

Las capacidades de presión deberán seguir las definiciones de la Joint Industry Conference. Sin embargo, se encontrará que los controles existentes hoy en día son adecuados generalmente para sistemas de alta presión, pues los ahorros obtenidos al diseñar para bajas presiones no garantizan los modelos especiales y los costos de diseño en vista de su limitada aplicación.

Todos los tipos de controles hidráulicos pueden obtenerse con sello de anillo para su montaje y evitar las fugas en estos aditamentos.

## 2.- CONTROLES DE PRESION.

### a1.-Válvulas de Alivio.

El control de presión más sencillo es la válvula de alivio con el sistema de resorte. En su forma más elemental (fig.1) consiste de un cuerpo con conexión de entrada en la cual está montado un émbolo buzo que tapa la abertura de salida y está forzado hacia abajo por medio de un resorte con tensión ajustable.

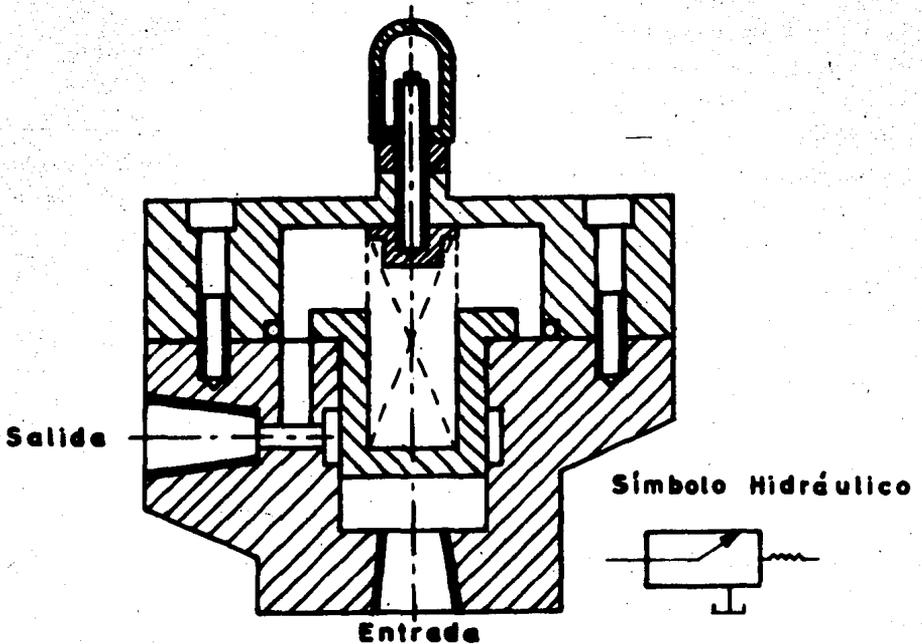


FIGURA. 1

La presión de entrada en la abertura de admisión actúa sobre el área expuesta del émbolo buzo y cuando la fuerza total de la presión hidráulica sobre esta área excede la fuerza calibrada opuesta por el resorte, se levantará el émbolo y permitirá al aceite salir por sí mismo hacia la abertura de salida. Esta forma elemental de válvula aún cuando se usa frecuentemente debido a su bajo costo y simpleza tiene ciertas desventajas que pueden vencerse haciendo algunas modificaciones.

En aplicaciones de alta presión la fuerza aplicada a un pistón de suficiente área para permitir el alivio de un volumen de aceite a una velocidad razonable es muy grande. Este nos guía a resortes muy fuertes, y con estas grandes fuerzas opues

tas una a otra hay una tendencia a vibrar haciéndolas extremadamente ruidosas. La causa de esta condición es que en el instante que la válvula abre hay una caída súbita de presión abajo -- del émbolo lo cual causa que el resorte lo obligue a volver a su posición original, a su vez esto causa un aumento súbito de presión que origina que la válvula vuelva a abrir, continuando en esta forma la operación de la válvula, el resultado es una vibración violenta.

Cuando se prueban estas válvulas se encontrará que una válvula calibrada para abrir a una presión dada con una bomba de mano, mantendrá una presión mucho más grande cuando se opere -- posteriormente por medio de una bomba impulsada con motor de mayor capacidad. En realidad el aumento de presión es una función de la capacidad de la bomba a la cantidad de fluido que se pretenda pasar a través de la válvula. Esto no es como se supone a menudo erróneamente debido a la fuerza que opone el resorte, sino que es causado por la conversión de presión en velocidad en la línea de apertura de la válvula.

La información general de diseño es la siguiente:

Se permiten velocidades hasta 25 pies/seg a través del cuerpo de la válvula o su tubería de conexión si ésta es corta, se permite asimismo hasta 50 pies/seg a través del barreno del émbolo buzo, de este modo la relación entre el área de la entrada y el barreno del émbolo será 2:1. Esto nos lleva a dimensiones correctas y a una presión diferencial razonable (aproximadamente del 10% del calibrado) para presiones de 1000 a 3000 psi. Las válvulas de seguridad para alta presión diseñadas para protección de sobrecarga y no para operación continua, pueden operarse a velocidades tan altas como 100 pies/seg. dando como resultado una presión diferencial muy alta.

Los émbolos se hacen de acero fundido o forjado y deberán endurecerse y rectificarse. Lo mismo deberá hacerse con el asiento del émbolo. La distancia que el émbolo se extiende dentro del barreno después de la apertura de salida se conoce como "traslape" y deberá ser igual a 1/3 del diámetro del émbolo. El ajuste del émbolo y su asiento se hacen de acuerdo con la tabla 5.1 página 42 del libro OIL HYDRAULIC POWER de Walter-

Ernst., la cual transcribimos enseguida:

Diám.hasta pulg.	Tol.Barreno pulg x10 <sup>-4</sup>	Tol.Pistón pulg x10 <sup>-4</sup>	Claro Min. pulg x10 <sup>-4</sup>	Claro Max. Pulg x10 <sup>-4</sup>
1/4	+ 2 1/2, -0	+0, - 1 1/2	1	5
1/2	+ 3, - 0	+0, - 2	2	7
3/4	+ 4, - 0	+0, - 2 1/2	3	9 1/2
1	+ 5, - 0	+0, - 3	5	13
2	+ 6, - 0	+0, - 4	8	18
3	+ 8, - 0	+0, - 5	10	23
4	+ 8, - 0	+0, - 5	12 1/2	25 1/2
6	+10, - 0	+0, - 6	17	33
8	+12, - 0	+0, - 8	20	40

Los gradientes de los resortes deberán basarse en un 20% aproximadamente de aumento de tensión debido a la distancia de traslape que levanta el émbolo. Los rangos de presión de ajuste de máximo a mínimo generalmente no son mayores que 4:1 para este tipo de válvulas, para rangos más amplios se requiere el uso de varios resortes. Para los resortes de este tipo de válvulas se recomienda el uso de acero aleado o alambre para piano, con lo cual se reduce el tamaño físico de ellos.

La molesta vibración de este tipo de válvula puede aliviarse en algún grado estrangulando o reduciendo las aberturas de salida, esto tiene otra vez la tendencia de elevar la presión diferencial, pero producirá una operación silenciosa razonable. Las válvulas de alivio para presiones bajas pueden hacerse en casi cualquier tamaño requerido, pero para válvulas de alta presión de este tipo para tamaños mayores de 1", las proporciones del resorte se hacen muy grandes, lo cual implica una dificultad que se vencerá variando las características del diseño. La más usada generalmente es la válvula de alivio diferencial (fig 2), la cual se basa en el principio de un área pequeña de levantado del émbolo, a la cual se opone un resorte relativamente ligero el cual actúa la válvula a la presión establecida y abre una área de alivio grande, por la cual sale un gran volumen de fluido. Generalmente el área de levantado

no deberá ser menor que 1/4 del área de alivio o salida.

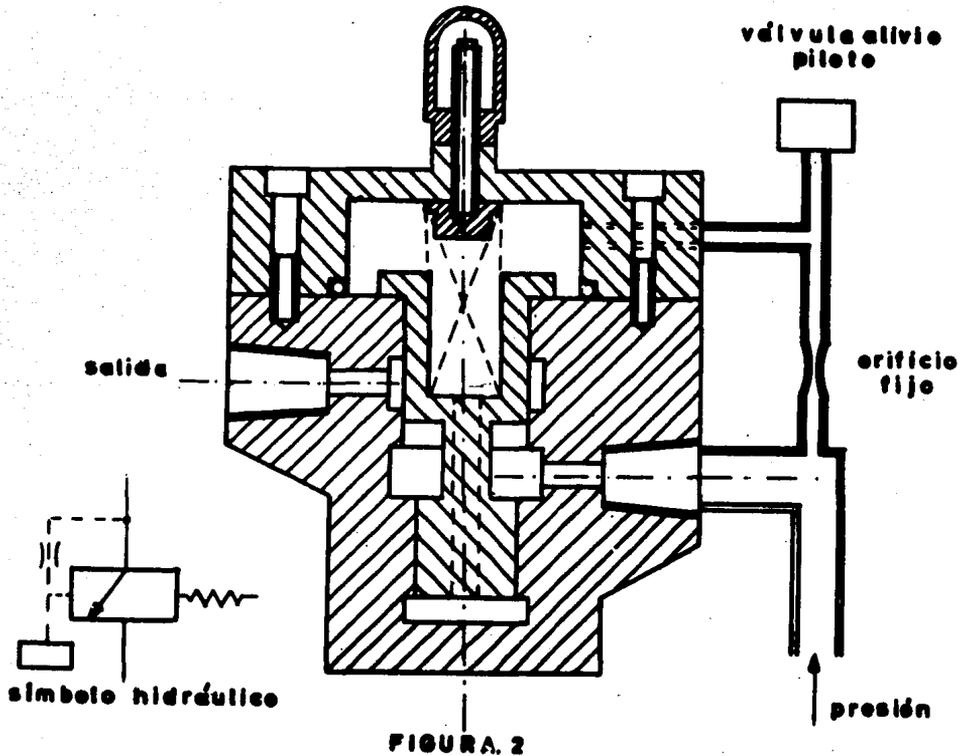


FIGURA. 2

a2.-Válvula de Alivio con Piloto.-

Esta válvula (fig 2), es quizá la más exacta y eficiente de todas las válvulas de alivio de aplicación hidráulica. Podrá ser más alto el costo inicial, pero usualmente es mucho más económica su operación y mantenimiento.

En este tipo de válvula el arreglo se hace conectando presión hidráulica a la cámara de control donde se encuentra el resorte --

por medio de un orificio fijo, asimismo en esa derivación se conecta una válvula de alivio piloto de menor capacidad. Con este sistema creamos una contra presión que ayuda al resorte (que será muy ligero) a mantener cerrada la válvula. La calibración de la válvula piloto se hace a una presión menor que la válvula principal por lo cual abrirá ésta primero; al hacerlo y haber un flujo de aceite a través del orificio habrá una caída de presión con lo cual la fuerza de contra presión disminuirá quedando por vencer la fuerza relativamente pequeña que opone el resorte, que al final de cuentas se abrirá si sigue aumentando la presión. Con este sistema las pequeñas variaciones de presión se bloquean en la sección piloto por medio del orificio.

b).- Interruptores de Presión.

El aumento de uso de controles electro hidráulicos señala la necesidad de alguna forma de traductor electrohidráulico. Se puede hacer que la presión hidráulica actúe sobre un circuito de control eléctrico para modificar su acción de acuerdo con un plan predeterminado. En este dispositivo la energía hidráulica se convierte en movimiento mecánico por medio de un tubo de Bourdon o un émbolo buzo opuesto con fuerza de resorte y este movimiento se utiliza para abrir o cerrar contactos eléctricos.

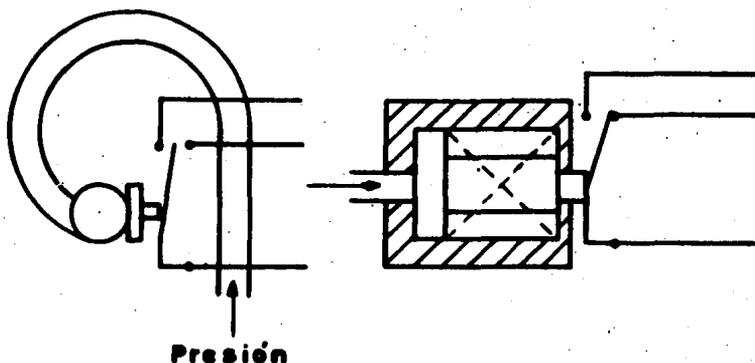


FIGURA. 3

Las funciones que puede efectuar un interruptor de este tipo son las siguientes:

Alivio automático de presión o inversión de movimiento en un sistema hidráulico cuando se llega a una presión límite preestablecida.

Regulación de la presión dentro de cierto rango conectando o desconectando el circuito eléctrico al arrancador o control de la bomba.

Control de secuencia para abrir o cerrar válvulas de solenoide.

Como dispositivo de seguridad actuando señales de alarma.

cl.- Válvulas de Retención.-

Este tipo de válvulas permite el flujo de fluido en una sola dirección, y se autocierra para evitar cualquier flujo en la dirección opuesta. En su forma más simple (sistema parecido a la fig. 1) consiste de una abertura de entrada que está cerrada por una bala sostenida en su posición por gravedad o por medio de un resorte. El flujo a la abertura de entrada levanta la bala de su asiento y el aceite fluye libremente hacia la abertura de salida. Si existe una presión por el lado opuesto o sea por la abertura de salida, ésta fuerza la bala contra su asiento y sella la abertura de entrada impidiendo el flujo hacia esa parte del circuito.

La primera desventaja de un elemento de bala es la característica de desgaste. Si la válvula asienta siempre en la misma posición podrá esperarse que selle satisfactoriamente. Si asienta en una posición dada con la cual haga por desgaste una ranura en la línea de sello, cualquier rotación posterior de la bala arruina el sello. Por esta razón en las válvulas de bala y de émbolo buzo, siempre se guían éstos para asegurar la misma posición y asiento de ellos no importa que giren.

Si no se refuerza a la bala y al émbolo buzo por medio de un resorte, deberá instalarse de tal modo que la gravedad guíe a los elementos a su asiento.

Otro tipo de válvula de retención es la de sello elástico (fig.4) la que sella contra un anillo O para asegurar el cierre hermético cuando se invierte el flujo. Se notará una gran dife-

rencia con la válvula de tipo del de la figura 1 ya que en este caso la entrada y salida se encuentran en ángulo recto una de otra, en el segundo caso la entrada y salida están en línea recta y se le llama válvula de retención en línea.

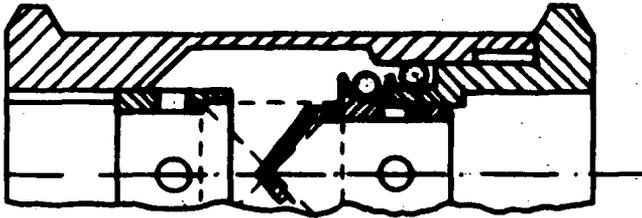


FIGURA. 4

### c2.- Válvulas de Retención con piloto.-

La válvula más sencilla de este tipo consisten de un émbolo al cual se le aplica una presión piloto de tal modo que tenemos un flujo libre de la entrada a la salida por medio de la presión principal y un flujo controlado en dirección opuesta cuando se aplica la presión piloto.

### 3.- CONTROLES DIRECCIONALES.-

Este tipo de control sirve para dirigir el flujo de la potencia hidráulica al punto donde se desea su aplicación. Las válvulas más comunes usadas para este propósito son del tipo de pistón, las cuales para usos generales de hidráulica de aceite han reemplazado a todos los otros tipos. En su forma más sencilla consiste de un pistón endurecido y rectificado que se mueve en un alojamiento ajustado y provisto con cabezas para dirigir la alimentación y va

ciarla por medio de aberturas desde las cuales el aceite es transportado a donde sea necesario por medio de tubería adherida a la cubierta de la válvula.

Los controles direccionales pueden ser del tipo de dos, tres, cuatro o múltiples vías, una definición exacta de estos términos indica el número de trayectorias de flujo, pero esta definición se ha vuelto obscura por el uso. Una válvula de dos vías en la convención aceptada es aquella que o impide o permite el flujo de una lumbrera a otra o de un grupo a otro grupo de lumbreras. Así mismo una válvula direccional de tres vías dirige el flujo de la alimentación a un cilindro y de éste mismo a un tanque de depósito. Una variación de este tipo alterna el flujo de la alimentación a uno u otro de dos cilindros. Las válvulas de cuatro vías tienen dos lumbreras hacia otras dos en un cilindro dado que se conectan alternadamente a la alimentación o al tanque de depósito.

Al moverse entre trayectorias de flujo alternadas las válvulas de tres y cuatro vías deberán pasar a través de una posición central. Si el pistón de la válvula se coloca positivamente en la posición central, el resultado es una válvula de tres posiciones. Las que no tienen posición central se les llama de dos posiciones.

a).- Válvulas de dos Vías.

Las válvulas que hemos descrito hasta ahora pueden considerarse como válvulas de dos vías, sin embargo las válvulas de alivio y retención por ejemplo no trabajan en dirección opuesta, es decir, su función consiste solo en impedir o permitir el flujo en una sola dirección.

Una válvula direccional abre o cierra el flujo entre sus dos lumbreras en respuesta a alguna señal externa ya sea mecánica con una leva, o una palanca, eléctrica con un solenoide o con un opera

dor piloto de aire o aceite. Su símbolo se muestra en la figura 5 y los medios de operación se escriben por regla general en un pequeño rectángulo a la izquierda para su identificación en diagramas.



FIGURA 5

#### al.- Operación con Leva.-

Existen válvulas con sus lumbreras normalmente abiertas o normalmente cerradas, cualquiera que sea el caso, se les puede adaptar un rodillo seguidor que cuando se presione actuará la válvula. Esta respuesta inmediata de control de flujo es una contestación al problema de controlar la aceleración y desaceleración de cilindros pesados, pues al tiempo que la leva presiona sobre el rodillo seguidor el flujo se corta gradualmente según el perfil de la leva y la carga en movimiento se desacelera suavemente hasta hacer alto total.

Las válvulas de dos vías con regreso o reposición por medio de resorte se diseñan en algunas ocasiones incluyendo una presión piloto baja aplicada en la Cámara del resorte actuando en el mismo sentido que la fuerza del resorte para asegurar el retorno del émbolo o carrete. En estos modelos la presión baja se introduce a la válvula por la conexión de drenaje de tal manera que el carrete está forzado durante una parte del ciclo, generalmente esta presión se alivia cuando el carrete es presionado por la leva. La presión aplicada es baja para evitar que se dañe el mecanismo de la leva, además dichas válvulas deberán equiparse con sellos de -

alta presión para evitar fugas de la cámara de control-

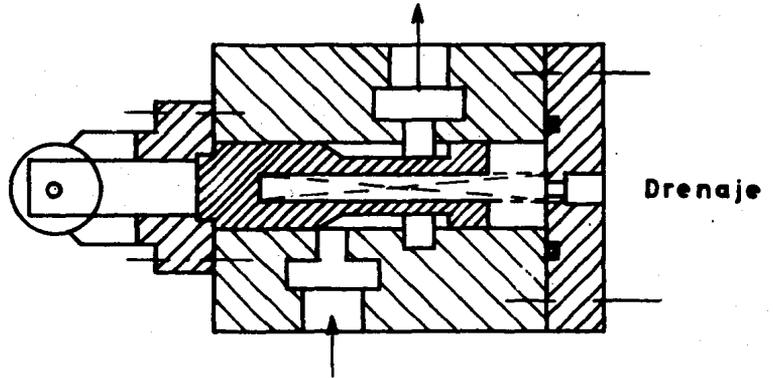


FIGURA. 6

a2.- Operación con Piloto.-

Las válvulas de este tipo (fig 7), también utilizan el principio del resorte para mantenerlas cerradas, sin embargo se puede aplicar presión hidráulica en cualquier extremo del carrete para asegurar el cierre a la apertura efectiva.

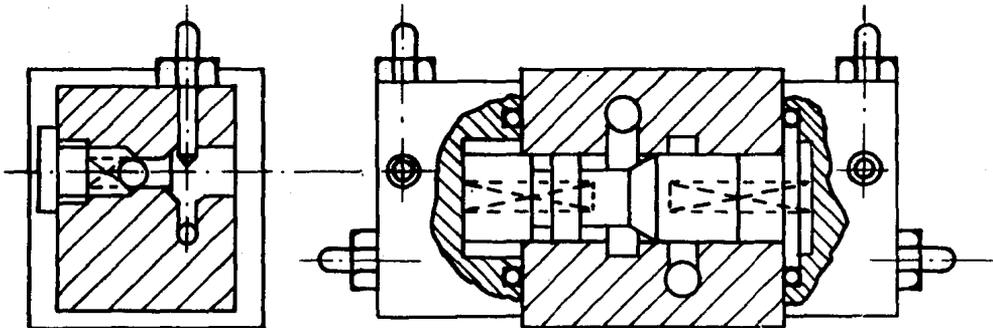


FIGURA. 7

El fluido entra a la cámara en el extremo del carrete a través de una válvula de retención con resistencia mínima, el fluido expelido por el movimiento del carrete en su otro extremo se dirige a través de una válvula de aguja cuyo orificio calibrable controla la velocidad de viaje del carrete.

El principio de operación de este tipo de válvula se utiliza en las llamadas válvulas de secuencia, sólo que en éstas la carrera del carrete es mucho más pequeña, a menudo se usa el mismo cuerpo fundido pero con carretes y cabezas extremas diferentes. La carrera adicional suministrada a las válvulas de dos vías operadas con piloto permite un control mucho más fino del punto de corte de fluido y permite un control adicional del tiempo de viaje del carrete puesto que la velocidad de éste depende del orificio de la válvula de aguja.

En las válvulas de alivio y de secuencia operadas directamente con resorte se recomienda un movimiento corto de carrete para reducir la diferencia en presión entre el punto de disparo y el de flujo total. Para las válvulas de dos vías operadas con piloto esto es de poca importancia puesto que el resorte es relativamente débil y en muchos casos la presión piloto se aplica en ambas direcciones sin la ayuda de resortes, en este caso se utilizan pistones piloto muy pequeños para reducir la cantidad de fluido necesario para el movimiento total de ellos.

Otros detalles físicos de diseño dependen de los requisitos de instalación, existen modelos disponibles con conexiones roscadas, con conexiones de pestaña y para montaje en tableros de control.

### a3.- Operación con Solenoide.-

En este caso sólo se utilizan como válvulas piloto para controlar hidráulicamente otra válvula de este tipo. La conexión del solenoide se hace directamente al carrete de control. La señal eléctrica al solenoide puede provenir de una unidad sensible fotoeléctrica o un interruptor eléctrico de límite.

b.- Válvulas de Tres Vías.-

La válvula de tres vías (fig. 8), consiste de tres lumbreras, una de alimentación de presión, una hacia un cilindro y otra hacia un tanque de depósito.

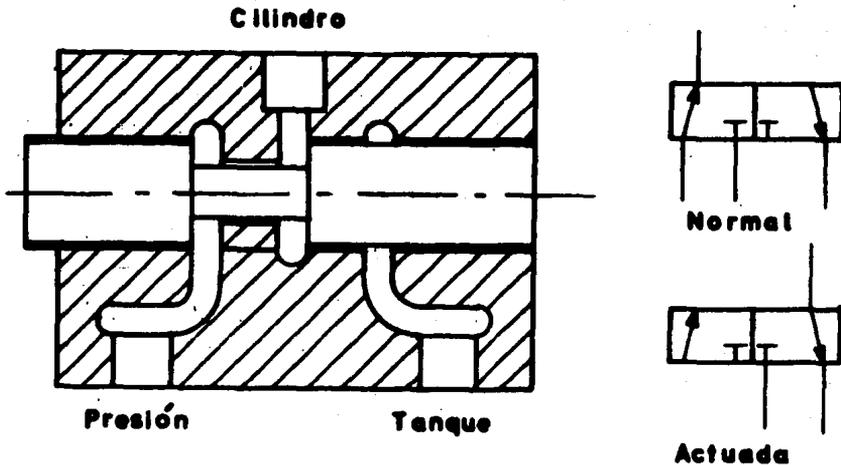


FIGURA. 8

Como se muestra en la figura 8 la operación básica de la - válvula consiste en permitir el flujo libre entre una fuente de presión y un cilindro, alternativamente la lumbrera de presión - se bloquea moviendo el carrete hacia la derecha y el cilindro se vacía por otra lumbrera hacia un tanque de depósito. El flujo - entre las conexiones se indica en el símbolo hidráulico por medio de flechas.

Este tipo de válvula se utiliza para controlar un martinete sencillo cuyo viaje de regreso lo hace por medio de la fuerza de gravedad o regreso por la acción de un resorte. Se utiliza también como auxiliar, de un control de presión conectando en la --

lumbreira de cilindro un manómetro, cuando se cambia de posición la válvula alivia la presión hacia el manómetro, éste descarga a un depósito y la línea de presión permanece herméticamente cerrada pues la lumbreira de conexión se ha bloqueado.

c.- Válvulas de Cuatro Vías.-

La mayor parte de motores y cilindros hidráulicos requieren control de flujo en ambos lados del pistón, y por lo mismo a la válvula de tres vías se le agrega una cuarta conexión.

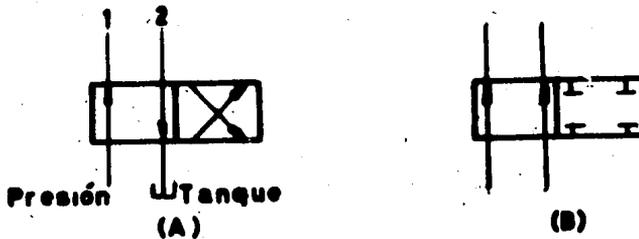
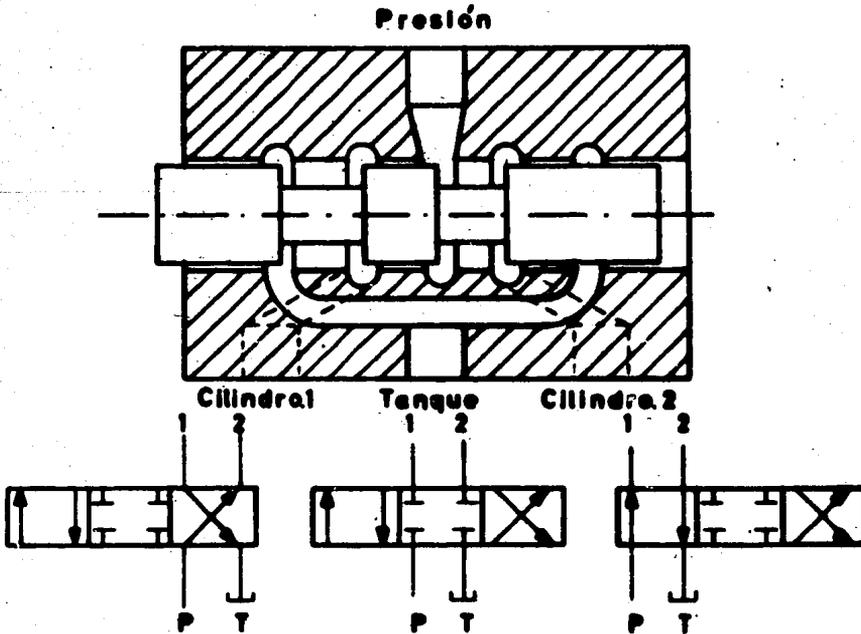


FIGURA 9

En la figura 9A las flechas en el símbolo hidráulico nos indican que la presión puede aplicarse a cualquier extremo (1 ó 2) del cilindro cambiando la posición de la válvula. La conexión opuesta del cilindro se descarga a través de la válvula a un depósito, aunque posiblemente a través de otros dispositivos funcionales de control.

Este tipo de válvulas pueden operarse como válvulas doble de dos vías (fig. 9B) si el viaje del carrete se limita entre una posición extrema y su posición neutra. Este método de conexión puede controlar dos circuitos independientes o simultáneamente ambas líneas de un cilindro sencillo ya que puede requerirse un alto de emergencia.

Quando la válvula cambia entre una posición extrema y la otra, pasa a través de una posición neutral. Si el carrete se mantiene en el centro por medio de una bala, por el equilibrio de fuerzas de resorte, o por medio de una leva un tiempo definido, se le llama válvula de tres posiciones, lo que pasa en esta posición determinará las aplicaciones para la cual se ha escogido la válvula. En la figura 10 se muestra una válvula típica de 4 vías, se notará que en la posición central o neutra todos los flujos se bloquean.



**FIGURA.10**

El diseño físico actual de una válvula de cuatro vías tiene varias formas, ya que existen las del tipo giratorio aunque casi no se usan para transmitir potencia por medio de fluidos. Las válvulas del tipo de carrete (figura 10) ofrecen considerable libertad en el diseño a un costo relativamente bajo y en una estructura pequeña.

Cuando el cuerpo principal de la válvula es simétrico el carrete puede ensamblarse desde cualquier extremo lo cual tiene una ventaja obvia en instalación y mantenimiento, con este sistema se tendrá una facilidad en actuar la válvula con solenoide o piloto.

Existen muchos tipos de combinaciones para la posición central del carrete según donde se desee mantener comunicación entre las partes del sistema, esto se hace variando la forma del carrete para alterar las trayectorias de flujo y conservando el mismo cuerpo principal de la válvula.

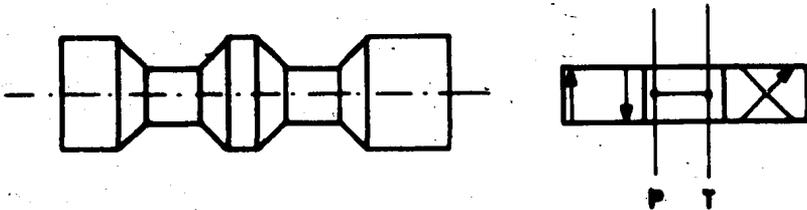


FIGURA.11

En la figura 11 se muestra un carrete especial el cual colocado en su posición neutral permite la conexión de todas las partes del sistema. Cada cono hecho al carrete significa un tipo de conexión, al estar el carrete en su posición central. Por ejemplo- si el cono se hace solo en el extremo izquierdo del carrete, queda

rá conectado el cilindro en su lumbrera 1 con el tanque, si se ha ce en el extremo derecho, quedará conectado el cilindro en su lum brera 2 con el tanque, etc.

Para reducir el peso del carrete se utiliza un segundo méto- do de conducción el cual usa un carrete hueco con agujeros radia- les, este método de construcción se utiliza ampliamente donde se- utilizan flujos pequeños ya sea aplicaciones industriales o aeronáu- ticas donde es de mucha importancia peso y espacio.

El término centro cerrado indica que el flujo a través de la- válvula se defiende momentáneamente mientras el carrete viaja de -- una posición extrema a la otra, en el punto medio del viaje el ca- rrete cierra todas las líneas conectadas a la válvula. En una vál- vula de dos posiciones este punto medio es sólo de importancia si- la condición de centro abierto cerrado afectarán la operación de - la máquina; si se usa un acumulador en el circuito el diseño de -- centro cerrado evitará pérdidas de fluido desde el acumulador duran- te el breve período necesario para cambiar el carrete de una posi- ción a la otra.

El carrete de centro cerrado, puede modificarse para controlar la aceleración y desaceleración, compresión y decompresión por me- dio del uso de ranuras o pequeños conos en los extremos de los pasa- jes del carrete, para abrir y cerrar los conductos de una manera más gradual.

Cuando se utiliza un carrete de centro abierto y no se tiene -- un acumulador en el sistema puede tolerarse una caída momentánea de presión, este tipo de carrete elimina la elevación súbita y alivio- de presión mejor que un carrete de centro cerrado, al pasar por la- posición central en una válvula de dos posiciones. Las ondas de -- choque establecidas por los cambios súbitos de presión sobrecargan indebidamente todos los componentes y herrajes, aún cuando no se -- haya sobrepasado lo calibrado a la válvula de alivio.

El alivio de presión cuando un carrete de centro abierto cruza la posición neutral permite a todos los miembros de la máquina des- cansar momentáneamente antes de tomar la carga inversa. La fricción normal en las correderas de la máquina ayudarán a la aceleración y

desaceleración de la carga durante la inversión. Cuando el carrete está en el centro todas las trayectorias de flujo se conectan entre sí y hacia el depósito; la presión caerá hasta cero hasta que el carrete ha completado aproximadamente su operación de cambio.

Cuando la válvula es de tres posiciones pueden requerirse con figuraciones más complejas cuya posición central se usa de un modo operacional más bien que transitorio. Las posiciones extremas establecerán un flujo directo e invertido para los dos pares de conexiones, pero la posición neutral puede ser el centro básico - abierto o cerrado con o sin estrangulamiento o puede ser cualquier combinación de lumbreras bloqueadas o interconectadas.

Cuando una válvula de tres posiciones está en la posición neutral, el único flujo permitido se hace a través de los claros entre el carrete y el cuerpo de la válvula. Estas secciones ajustadas establecen un sello metal a metal que requiere un claro mínimo para lubricación que permita un movimiento fácil del carrete. Existen también carretes que se empaican con sellos del tipo Anillo "O".

Una válvula de centro abierto y tres posiciones que conecta las cuatro lumbreras en su posición neutral puede ser indeseable en circuitos que tienen un pistón con vástago en un solo extremo. Si la línea hacia el tanque es larga o de diámetro pequeño, la alta resistencia al flujo puede iniciar el movimiento del pistón ya que las cuatro lumbreras estarán a la misma baja presión (igual a la caída de presión hacia el tanque) y la diferencia de áreas entre los dos lados del pistón (debido a que es menor del lado donde tiene el vástago), establece una fuerza desequilibrada sobre el pistón. Si las cargas de fricción son relativamente pequeñas, el pistón empezará a moverse aún cuando la válvula de control esté en su posición central y todos los flujos se dirijan hacia el tanque. Los motores hidráulicos giratorios y los cilindros con vástago en los dos extremos son inmunes a este problema a menos que la válvula no haya quedado exactamente en el centro y en este caso las caídas de presión son diferentes a través de los canales del cilindro en

la válvula.

En la condición de centro abierto, el pistón está en una -- condición libre flotante cuando la válvula está en su posición -- **neutral** no existe ninguna obstrucción hidráulica que no sea la -- fricción del fluido que evita el movimiento del pistón cuando se le aplican fuerzas externas, para eliminar esto puede Bloquearse una- de las dos lumbreras del cilindro mientras que a la segunda se le- permite fluir libremente hacia el tanque.

Los carretes pueden construirse con dos, tres, cuatro o aún- más diámetros de ajuste con el cuerpo de la válvula dependiendo de la complejidad de su función y del número de circuitos manejados. Las lumbreras externas usualmente se conectan a cortes anulares -- llamados núcleos en el cuerpo de la válvula. Estos diámetros de - ajuste tienen usualmente ranuras circunferenciales, llamadas ranu- ras de equilibrio hechas en sus superficies exteriores. De esta - manera las presiones hidráulicas se igualan alrededor de la circun- ferencia del carrete.

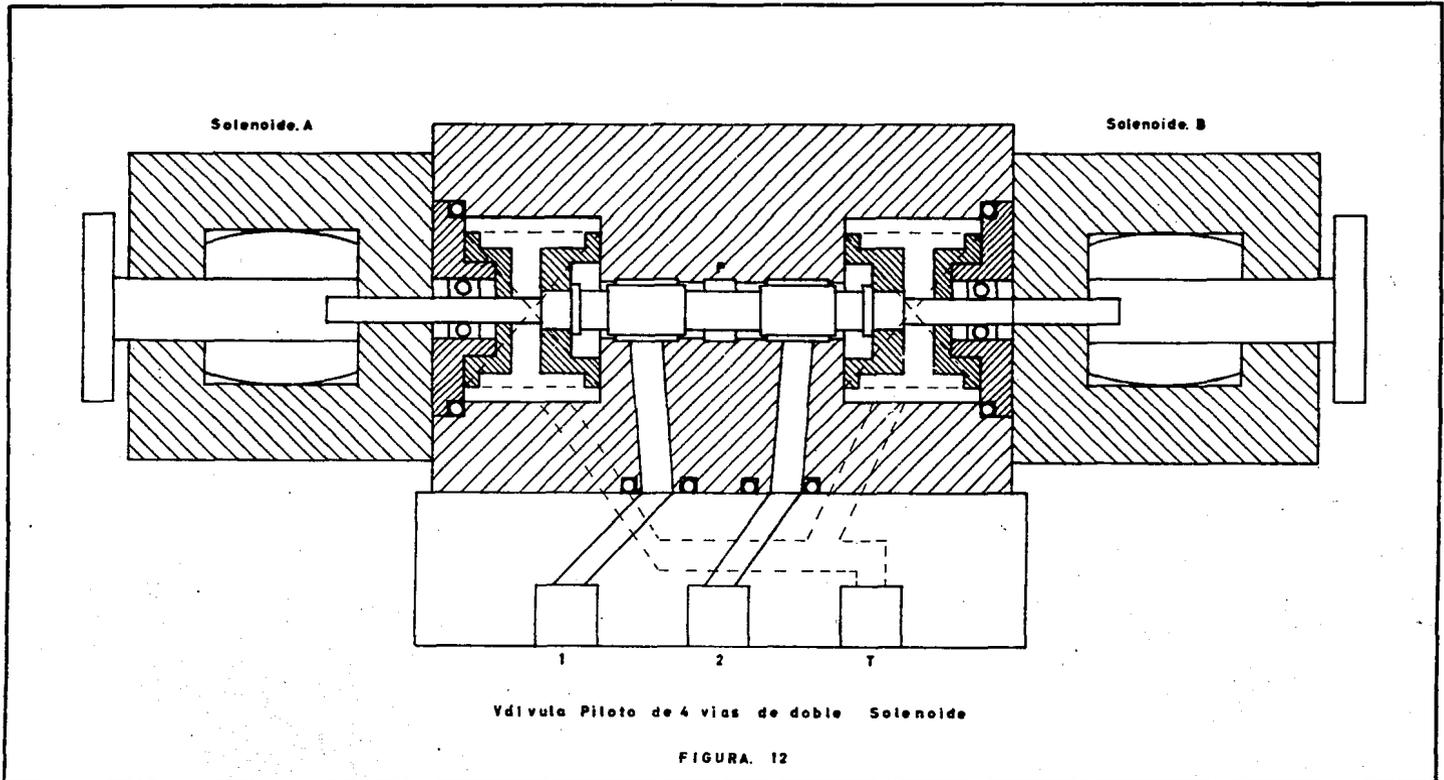
cl.- Válvulas de Cuatro Vías Operadas con Solenoide.-

Este tipo de válvulas cae dentro de tres tipos básicos a saber:  
De solenoide sencillo.

De solenoide **doble y centrado** con resortes.

De solenoide **doble sin resortes de centrado,**

Las de solenoide sencillo lo tienen colocado en uno de los -- extremos fig. 12 (con el solenoide A exclusivamente). Utiliza un- resorte de regreso para invertir el flujo cuando se desenergiza el solenoide. Este tipo de válvulas tienen conductos de drenaje hacia el exterior desde las cavidades de los resortes ya que una presión- excesiva en la cavidad opuesta al solenoide incrementará la fuerza requerida para mover el carrete. Si no se drenan adecuadamente, - las cámaras de los resortes evitarán que el solenoide complete su- carrera total con lo que se provocará que se quemé el arrellamien- to del solenoide.



Las lúbreras de drenaje exterior y tanque se pueden combinar en una sola hacia el tanque, sólo que se debe estar seguro que el flujo hacia el tanque no es tan alto que cree contrapresiones perjudiciales en la cámara de los resortes.

El segundo tipo básico de válvulas operadas con solenoide tiene dos de ellas (figura 12) y se centra por medio de resortes, se notará que los drenajes de las cámaras de los resortes se combinan con el tanque. Aquí como en las de solenoide sencillo la contrapresión puede efectuar adversamente la actuación del solenoide de modo que el flujo a través de la válvula deberá limitarse para evitar -- sobrepresiones en las cavidades de drenaje hacia el tanque. Si la línea hacia el tanque es larga puede concebirse que la presión en las cámaras de los resortes sea del 50% o aún más de la presión de la línea; es aconsejable en este caso separar las líneas de drenaje de las cámaras de los resortes de la del tanque.

El tercer tipo básico tiene dos solenoides para su operación -- pero no tiene resortes para el centrado del carrete. Si existe la posibilidad de vibración la cual puede mover el carrete de su posición, se aconseja disponer el circuito eléctrico de control de tal manera que el solenoide A o el B operen continuamente para mantener fijo el carrete en cualquiera de las dos posiciones.

#### c2.- Válvulas de Cuatro Vías operadas con Presión Piloto.

De todos los controles disponibles para diseñar circuitos hidráulicos la válvula de cuatro vías operada con piloto controlado con solenoide (figura 13) es probablemente la más valiosa y versátil. La combinación de un piloto controlado con solenoide de capacidad pequeña de flujo con una de cuatro vías de gran capacidad -- (la cual llamaremos la válvula principal o **primaria**) ofrece diferentes funciones de control. Es difícil ver como la automatización -- habría sido posible sin esta combinación de válvulas.

Como en las válvulas descritas anteriormente, el funcionamiento adecuado de una válvula con piloto depende del drenaje adecuado de los extremos del carrete. El segundo requisito crítico es el -- suministro de una presión piloto adecuada sin la cual una válvula-

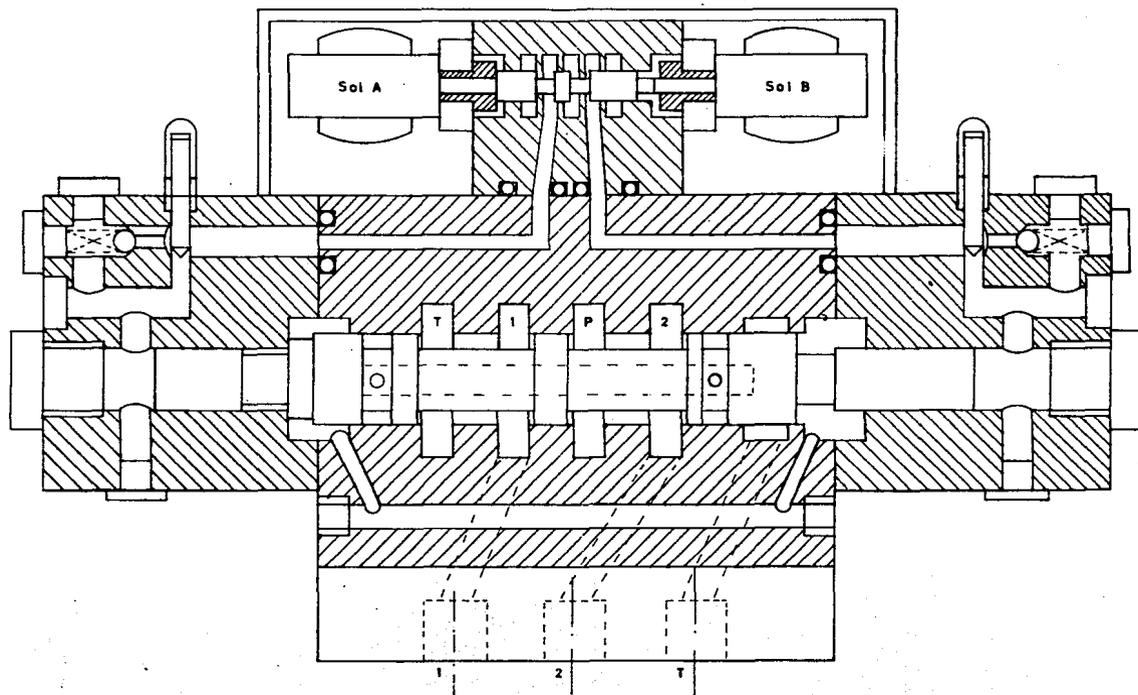
con piloto no puede funcionar correctamente.

El centrado del carrete principal requiere que la presión piloto se aplique simultáneamente a ambos extremos de éste cuando el carrete piloto está en su posición neutral, en esta posición la válvula piloto bloquea la lumbrera de regreso al tanque y dirige la presión piloto a ambos extremos del carrete principal. Este sistema difiere del que utiliza resortes para el centrado del carrete principal; ya que en este caso, la unidad piloto bloquea la fuente de presión piloto y drena las dos lumbreras del cilindro hacia el depósito o tanque.

El control de la velocidad de avance del carrete principal se hace por medio de una válvula de retención y una de aguja intercadas en el circuito piloto después de la válvula piloto y antes de las cámaras de los carretes. El fluido entra a las cámaras en los extremos del carrete principal libremente a través de la válvula de retención; el fluido que sale de la cámara en el extremo opuesto del carrete se regula en cantidad por medio de la válvula de aguja, esto permite un control independiente de velocidad en cada una de las direcciones de avance.

#### 4.- CONTROLES DE VOLUMEN.-

El control de volumen de la bomba de pistones radiales se efectúa en su fase automática por un servomotor hidráulico el cual puede considerarse como un amplificador de fuerza, ya que la bomba en su operación debido a la presión generada crea fuerzas originadas por las reacciones de los pistones las cuales no se pueden vencer a mano.



Válvula de 4 vías Operada con presión Piloto

FIGURA. 13

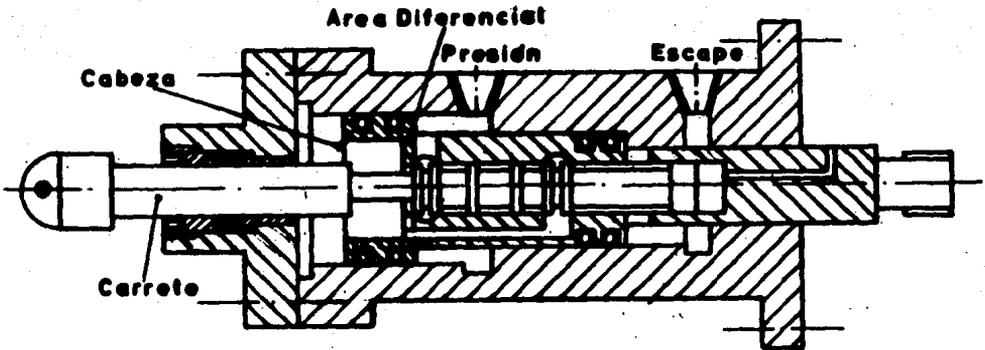


FIGURA. 14

La figura 14 ilustra un servomotor hidráulico del tipo vástago. El aceite a presión de la fuente auxiliar entra en la conexión indicada y actúa permanentemente contra el área diferencial del pistón, tendiendo a mantenerlo en la posición izquierda. Consiste de un carrete central actuado también por control hidráulico o manual; un ligero movimiento hacia la derecha del carrete hará que se admita presión (a través de un agujero radial en el pistón) en la cabeza del pistón, la cual a su vez ejercerá una fuerza que vencerá la resistencia de la presión en el área diferencial más pequeña y se moverá el pistón hacia la derecha hasta que la abertura del carrete se cierre de nuevo y el dispositivo vuelva a su estado de reposo. Recíprocamente si el carrete se mueve a la izquierda se abre la lumbrera de escape y la presión actuando sobre el área diferencial (moverá el pistón hacia la izquierda) y el aceite saldrá por la lumbrera de escape. De este modo el pistón amplificará el movimiento del carrete tanto en dirección como en magnitud.

##### 5.-SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL.

Teniendo en cuenta el plano 1 del Sistema Hidráulico, haremos

la selección de equipo hidráulico de control-

a.- Circuito del Martinete Principal.-

Habiéndose determinado en el Capítulo II en el artículo 5a. el diámetro necesario de tubería y que fué de 8.9 cm (3 1/2") a la salida de la bomba y antes de llegar al cilindro conectamos en de derivación una válvula de alivio (30) de 8.9 cm. (3 1/2) calibrada a 225 kg/cm<sup>2</sup> (10% arriba).

Cuando se efectúa la operación de prensado a baja velocidad el gasto de aceite extraído del área diferencial no es suficiente para dar el gasto de la bomba, por lo tanto conectamos dos válvulas de retención de ángulo (28) de 8.9 cm. (3 1/2") en deri vación y colocadas en el tanque superior.

Para el control de presión conectamos en derivación una válvula de globo (19) de 1.27 cm (1/2") y un manómetro (22) de 0 - 300 Kg/cm<sup>2</sup> con conexión de 1.27 cm (1/2") y un control de tonelaje (21) con conexión de 1.27 cm (1/2") y una válvula de re- tención (12) de 1.27 cm. (1/2").

Cuando la operación de la prensa es en viaje rápido la bomba no introduce suficiente aceite a la parte superior del cilindro, el cual lo toma a través de la válvula de viaje rápido (25). Si la velocidad de viaje rápido es de  $v=16\text{pies/min}=488\text{ cm/min}$ ; el gasto requerido por el cilindro es de:

$$Q = VA = 488 \times \pi / 4 (56)^2 = 1,240,000 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Como el conjunto de bombas introduce 500 lts/min = 500 000 cm<sup>3</sup>/min el gasto que deberá entrar por la válvula de viaje rápido deberá ser de:

$$Q_1 = Q - Q_b = 1\,240\,000 - 500\,000 = 740,000 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Según la tabla 6.3 página 70 del libro Oil Hydraulic Power de Walter Ernst la velocidad permisible a través de una válvula de control debe ser de:

$V_{perm} = 20 \text{ pies/seg.} = 36\,600 \text{ cm/min.}$ , el área necesaria de la válvula será:

$$A_v = \frac{Q_1}{V_{perm}} = \frac{740\,000}{36\,600} = 20.2 \text{ cm}^2 = 8.14 \text{ pulg.}^2$$

Por lo tanto seleccionaremos una válvula que tenga como mínimo esta área.

Como se dijo en el capítulo I en el inciso (4) Controles de viaje rápido y (C) válvula de alivio, utilizaremos para la --decompresión una válvula de derivación (By-Pass) (33) conectada en ambos extremos del cilindro y sus conexiones serán de 6.35 cm (2 1/2") x 3.81 cm. (1 1/2"), se instalará también una válvula de alivio (29) de 6.35 cm. (2 1/2") calibrada a 225 Kg/cm<sup>2</sup>

b).- Circuito del Pisador.--

Cuando el pisador entra en contacto con el trabajo se detiene elevando su presión debido a que el martinete principal sigue bajando, la presión aumentará hasta cierto valor que está regulado por las válvulas de alivio (23). Como el martinete principal viaja a una velocidad v=6 pies/min=183 cm/min que es la de trabajo el pistón del pisador se moverá dentro de su cilindro, con la misma velocidad relativa originando el siguiente gasto que deberá escapar a través de las válvulas de alivio (23)

$$Q = VA = 183 \times \pi/4 \times (12.7)^2 = 23\ 100 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Si la velocidad de descarga permisible a través de la tubería es de V<sub>pern</sub>=10 pies/seg=18300 cm/min, según tabla 6.3 página 70 del Oil Hydraulic Power de Walter Ernst para líneas de descarga de 1/2" a 2", el área necesaria de la tubería será:

$$A_t = \frac{Q}{V_{pern}} = \frac{23100}{18300} = 1.265 \text{ cm}^2 = 0.196 \text{ pulg}^2$$

Entrando a la tabla 9.9 página 230 Oil Hydraulic Power seleccionamos una tubería de 1.27 cm (1/2") cédula 80 que tiene un área interna de 0.234 pulg<sup>2</sup>.

El equipo de control en esta parte consistirá en:

Una válvula de globo (19) de 1.27 cm (1/2"), un manómetro de presión 0-300 Kg/cm<sup>2</sup> con conexión de 1.27 cm (1/2"), y una válvula de alivio (23) de 1.27 cm (1/2") calibrada a 225 Kg/cm<sup>2</sup> para cada uno de los cilindros.

Cuando el pisador aún esté haciendo contacto con el trabajo y el martinete principal viaje hacia arriba con una velocidad de v=16 pies/min.=488 cm/min los cilindros del pisador se llenarán --

desde el tanque a través de las válvulas de retención (26). El gasto necesario para llenar los cilindros será:

$$Q=vA= 488 \times \pi / 4 (12.7)^2 = 61700 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Si la velocidad permisible en la línea de succión es de  $v_{perm} = 5$  pies/seg = 9150  $\text{cm}^3/\text{min.}$  según tabla 6.3 página 70 del Oil Hydraulic Power, el área necesaria de la tubería será:

$$A_t = \frac{Q}{v_{perm}} = \frac{61700}{9150} = 6.72 \text{ cm}^2 = 1.04 \text{ pulg}^2$$

Entrando a la tabla 9.9 página 230 Oil Hydraulic Power seleccionamos una tubería de 3.18 cm (1 1/4") cédula 160 con un área interna de 1.06  $\text{pulg}^2$ .

A la salida de las válvulas (27) tenemos que el área necesaria es:

$$A_1 = 2 A_t = 2 \times 1.06 = 2.12 \text{ pulg}^2$$

Seleccionamos una tubería de 5.08 cm. (2") cédula 160 con un área interna de 2.25  $\text{pulg}^2$ .

La llegada a la válvula (32) deberá tener un área interna

$$A_2 = 2A_1 = 2 \times 2.12 = 4.24 \text{ pulg}^2$$

Seleccionamos una tubería de 7.6 cm (3") cédula 160 con un área interna de 5.41  $\text{pulg}^2$

Para la línea de succión seleccionamos una válvula de retención (26) de ángulo de 3.18 cm. (1 1/4"), para la línea de descarga seleccionamos una válvula de retención (27) de ángulo de 3.18 cm. (1 1/4"), para cada cilindro y para el conjunto de los 4 cilindros una válvula de 2 vías (32) de 3" que se utiliza para la de compresión.

Cuando se desea que el pisador y el martinete actúen como un solo martinete se hace uso de dos válvulas de globo (35) y (36) las cuales estarán abiertas y serán de 3.18 cm. (1 1/4") y descargarán a cada uno de los cilindros a través de una válvula de retención (34) de 1.27 cm. (1/2"), para proteger esta parte del circuito utilizamos una válvula de alivio (31) de 5.08 cm (2") calibrada a 225  $\text{Kg}/\text{cm}^2$ .

c.- CIRCUITO DEL COJIN.-

Cuando se efectúa la operación de prensado a una velocidad  $v=183$  cm/min., el cojín hidráulico descarga el cilindro exterior a través de la válvula de alivio (18) el gasto de descarga es:

$$Q=vA=183 \times \pi/4 (20^2-9^2) = 45\ 800 \text{ cm}^3$$

Si  $v_{perm}=10$  pies/seg.=18300 cm/min.

El área necesaria es de :

$$A_t = \frac{Q}{v_{perm}} = \frac{45\ 800}{18300} = 2.5 \text{ cm}^2 = 0.388 \text{ pulg}^2$$

Seleccionamos una tubería de 1.9 cm. (3/4") cédula 80 con un área interna de 0.433 pulg<sup>2</sup>.

Cuando el cojín se utiliza como extractor, se hace por medio de un llenado rápido a través de la válvula de 4 vías (14), si la velocidad de elevación es de 44 pies/min = 1340 cm/min el gasto será:

$$Q = vA = 1340 \pi/4 \ 9^2 = 84900 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Si  $v_{perm}=10$  pies/seg = 18 300 cm/min el área necesaria será:

$$A_t = \frac{Q}{v_{perm}} = \frac{84900}{18300} = 4.63 \text{ cm}^2 = 0.718 \text{ pulg}^2$$

Seleccionamos una tubería de 2.54 cm (1") cédula 80 con un área interna de 0.433 pulg<sup>2</sup>

El llenado del cilindro exterior cuando se utiliza el cojín como extractor se hace a través de la válvula de retención (17)- si la velocidad de elevación es de 44 pies/min=1340 cm/min el gasto para llenar el área diferencial será:

$$Q = 1340 \times \pi/4 (20^2 - 9^2) = 335\ 000 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

Si  $v_{perm}=5$  pies/seg = 9150 cm/min el área necesaria será:

$$A_t = \frac{Q}{v_{perm}} = \frac{335\ 000}{9150} = 36.6 \text{ cm}^2 = 5.7 \text{ pulg}^2$$

Seleccionamos una tubería de 10.16 cm (4") cédula 80 con un-

área interna de 9.3 pulg<sup>2</sup>.

La selección de equipo de control será:

Una válvula de alivio (18) de 1.9 cm (3/4") calibrada a -- 400 Kg/cm<sup>2</sup>, Una válvula de globo (19) de 1.27 cm (1/2"), un manómetro (20) 0-600 Kg/cm<sup>2</sup> con conexión de 1.27 cm (1/2"), una válvula de globo (15) de 2.54 cm (1"), una válvula de 4 vías -- (14) de 3 posiciones que en la posición central todas las lumbresas estén bloqueadas y operada con presión piloto, una válvula de alivio (16) de 2.54 cm (1") calibrada a 225 Kg/cm<sup>2</sup>, una válvula de retención (39) de 2.54 cm (1"), una válvula de retención (37) de 1.27 cm (1/2"), una válvula de retención especial (17) de operación manual y automática de 10.16 cm. (4") y para la -- operación de ésta una válvula de 4 vías 2 posiciones accionada -- por un solenoide (13) de 1.27 cm (1/2") y dos válvulas de retención (12) y (34) de 1.27 cm. (1/2").

Teniendo en cuenta los circuitos del pisador y del cojín - en la parte de su descarga o sea las salidas de las válvulas de alivio (18) y (23), éstas se conectarán entre sí para hacer pasar el aceite descargado a través de un enfriador (5). Para seleccionar este enfriador tenemos que el libro Oil Hydraulic Power de Walter Ernst en su página 169 recomienda suponer que el calor -- generado en un sistema hidráulico es aproximadamente el 20% de la potencia conectada, en nuestro caso según se calculó en el capítulo II la potencia para mover cada una de las dos bombas es de 125 HP por lo tanto la potencia disipada en calor será:

$$HP_c = 2 \times 125 \times 0.2 = 50 \text{ HP}$$

Como 1 H P - hora = 2,544 BTU, el calor generado será:

$$Q = 50 \times 2544 = 127,000 \text{ BTU - hora.}$$

Por lo tanto el enfriador debetener una capacidad de disipación mínima de 127 000 BTU - hora.

El enfriador descargará al tanque a través de una válvula de retención (6) de 3.18 cm. (1 1/4"), se protegerá al enfriador por medio de una válvula de alivio (7) de 3.18 cm. (1 1/4") calibrada

a  $2\text{Kg/cm}^2$  y un filtro (3)

d.- Circuito Piloto de Control de la Bomba.-

Para el control de las Bombas la Hydraulic Press Manufacturing, Company Inc., recomienda un servomotor (2) de 1.9 cm. ( $3/4''$ ) para una bomba de 125 HP el cual funcionará con un gasto de 51 lts/min. = 1.34 gpm. Seleccionamos una bomba auxiliar piloto (40) de 2 gpm y cuya presión máxima de operación sea de  $70.2\text{ Kg/cm}^2$  (1000 psi) para cada uno de los servomotores. La succión de la bomba se hará a través de una válvula de globo (9) de 3.18 cm. ( $1\ 1/4''$ ). La descarga de los servomotores hacia el tanque se hará a través de una válvula de retención (4) de 1.9 cm. ( $3/4''$ ). Se protegerá el circuito de descarga de la bomba por medio de una válvula de alivio (8) de 1.9 cm. ( $3/4''$ ) calibrada a  $70\text{ Kg/cm}^2$ . La salida de las dos válvulas de alivio (8) conectarán entre sí y se descargarán al tanque por medio de una válvula de retención (6) de 3.18 cm ( $1\ 1/4''$ ).

Como la operación de los servomotores no es continua utilizaremos el mismo juego de bombas piloto para operar un cilindro (11) de 1.9 cm ( $3/4''$ ) que mueve el cual acciona una palanca que moverá al carrete central del servomotor, para la operación del cilindro utilizaremos cuatro válvulas de 4 vías de dos posiciones accionadas por un solenoide (10-A,C,D y E) de 1.9 cm ( $3/4''$ ), la descarga de estas válvulas se hará a través de una válvula de retención (4) de 1.9 cm. ( $3/4''$ ).

Para la operación piloto de la válvula (14) utilizaremos una válvula de 4 vías (38) de tres posiciones accionada por dos solenoides de 1.27 cm. ( $1/2''$ ) cuyo carrete en la posición central debe comunicar el lado de presión con los dos cilindros de operación de la válvula (14), la descarga hacia el tanque de esta válvula (38) se hará a través de una válvula de retención (12) de 1.27 cm. ( $1/2''$ ).

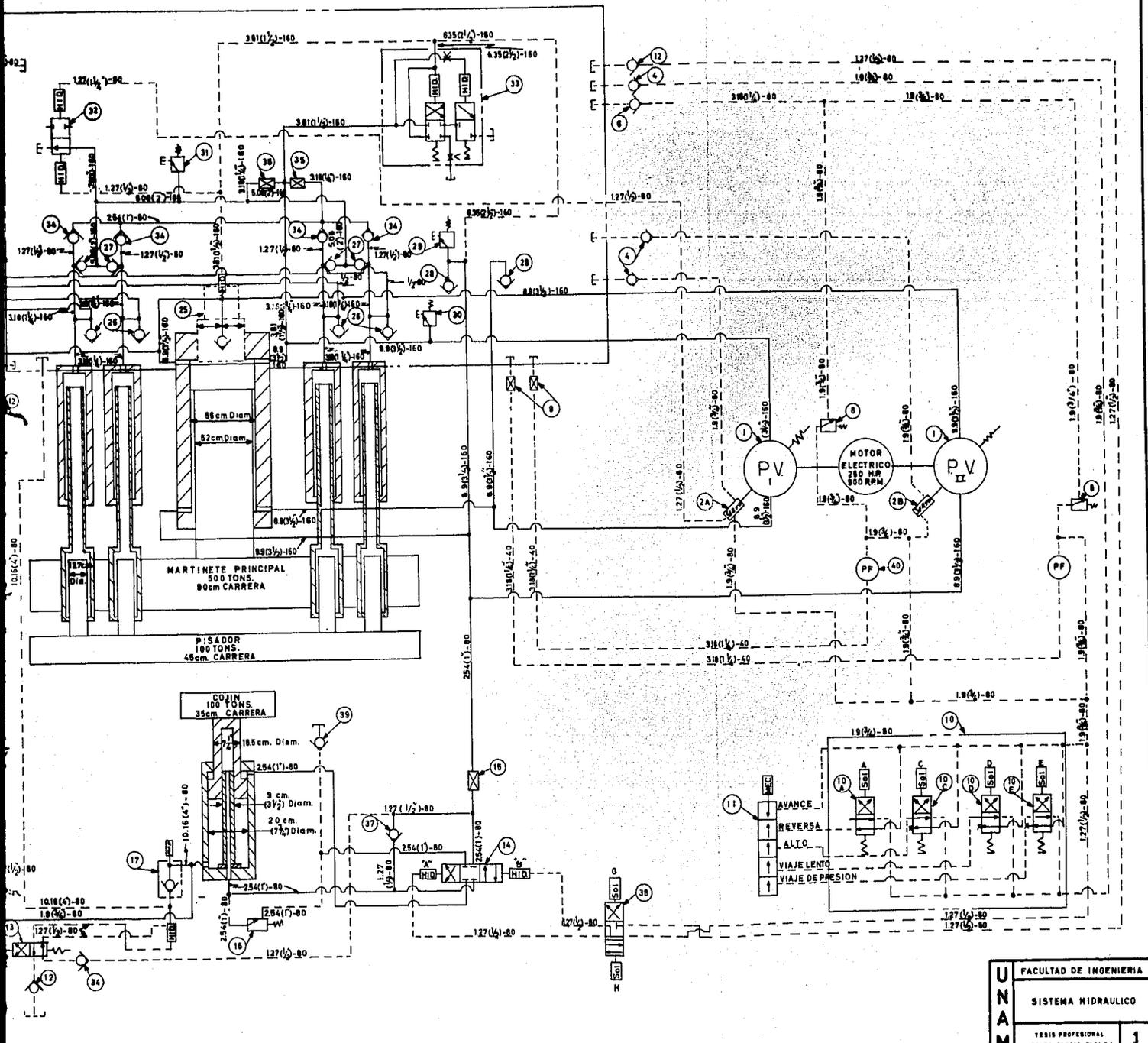
La lista de Equipo de Control teniendo en cuenta el plano la es:

No.

DESCRIPCION.

- 1 Bombas Principales.
- 2 Servomotor H.P.M 1.9 cm. (3/4")
- 3 Filtro
- 4 Válvula de Retención de 1.9 cm. (3/4")
- 5 Enfriador de 127000 BTU-hr.
- 6 Válvula de Retención de 3.18 cm. (1 1/4")
- 7 Válvula de Alivio de 3.18 cm. (1 1/4") calibrada a 2 Kg/cm<sup>2</sup>
- 8 Válvula de Alivio de 1.9 cm. (3/4") calibrada a 70 Kg/cm<sup>2</sup>
- 9 Válvula de Globo 3.18 cm. (1 1/4")
- 10 4 válvulas de 4 vías de 1.9 cm. (3/4")
- 11 Cilindro de 1.9 cm. (3/4")
- 12 Válvula de Retención 1.27 cm. (1/2")
- 13 Válvula de 4 vías de 1.27 cm. (1/2")
- 14 Válvula de 4 vías de 2.54 cm. (1")
- 15 Válvula de Globo de 2.54 cm. (1").
- 16 Válvula de Alivio de 2.54 cm. (1") calibrada a 225Kg/cm<sup>2</sup>
- 17 Válvula de Retención Especial de 10.16 cm. (4")
- 18 Válvula de Alivio de 1.9 cm. (3/4") calibrada a 400Kg/cm<sup>2</sup>
- 19 Válvula de Globo de 1.27 cm. (1/2")
- 20 Manómetro 1.27 cm. (1/2") 0- 600 Kg/cm<sup>2</sup>
- 21 Control de Tonslaje 1.27 cm. (1/2")
- 22 Manómetro 1.27 cm. (1/2") 0-300 Kg/cm<sup>2</sup>
- 23 Válvula de Alivio de 1.27 cm. (1/2") Calibrada a 225Kg/cm<sup>2</sup>
- 24 Manómetro 1.27cm. (1/2") 0-300 Kg/cm<sup>2</sup>
- 25 Válvula de Viaje Rápido 20.2 cm<sup>2</sup> (3.14 pulg<sup>2</sup>)
- 26 Válvula de Retención de Angulo de 3.18 cm. (1 1/4")
- 27 Válvula de Retención de Angulo de 3.18 cm. (1 1/4")
- 28 Válvula de Retención de Angulo 8.9 cm. (3 1/2")
- 29 Válvula de Alivio 6.35 cm. (2 1/2") calibrada a 225Kg./cm<sup>2</sup>
- 30 Válvula de Alivio de 8.9 cm. (3 1/2") calibrada a 225Kg/cm<sup>2</sup>
- 31 Válvula de Alivio de 5.08 cm. (2") calibrada a 225 Kg./cm<sup>2</sup>
- 32 Válvula de 2 vías de 3"
- 33 Válvula de Derivación (By-Pass) 6.35 (2 1/2")x3.81 (1 1/2")





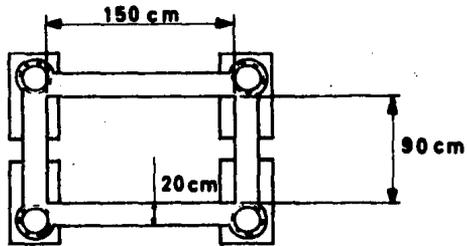
<b>UNAM</b>	FACULTAD DE INGENIERIA	
	SISTEMA HIDRAULICO	
	TESIS PROFESIONAL RODOLFO GARCIA FLORES	1

<u>No</u>	<u>DESCRIPCION</u>
34	Válvula de Retención de 1.27 cm. (1/2")
35	Válvula de Globo de 3.18 cm. (1 1/4")
36	Válvula de Globo de 3.18 cm. (1 1/4")
37	Válvula de Retención de 1.27 cm. (1/2")
38	Válvula de 4 vías de 1.27 cm. (1/2")
39	Válvula de Retención de 2.54 cm. (1")
40	Bomba Piloto 2 gpm 1000psi.

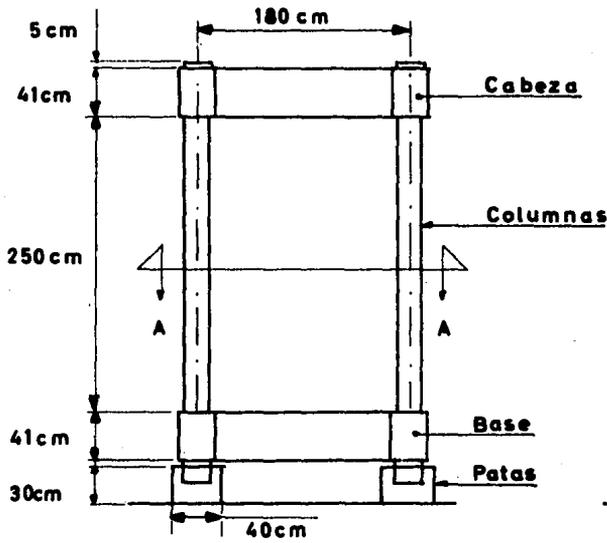
C A P I T U L O I V

- 1.- ESTRUCTURA
- 2.- CIMENTACION.

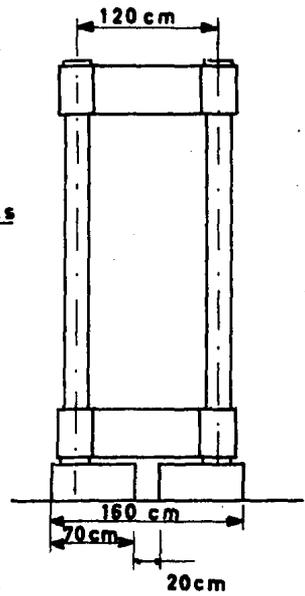
-----oOo-----



Planta



FRETE



PERFIL

FIGURA. 1

1.- ESTRUCTURA.-

El tipo de estructura seleccionado es el que se muestra en la figura 1, constará de una cabeza, cuatro columnas, una base y cuatro patas.

Para su diseño consideraremos la estructura como un pórtico consistente de dos vigas horizontales AB y CD (figura 2) - uniformemente cargadas unidas por dos columnas verticales AC y BD.

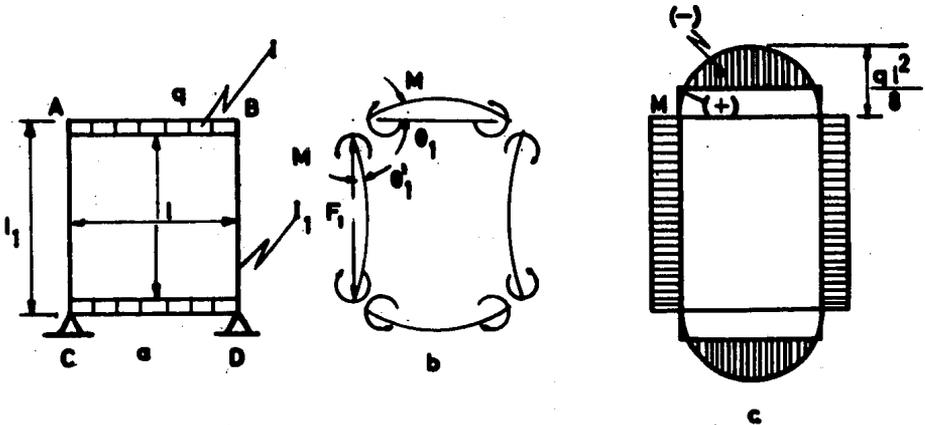


FIGURA 2

Utilizaremos para el diseño de la estructura el método de deformación angular, en el cual todos los nudos se consideran rígidos, es decir, estos puntos no tendrán desplazamiento, en el espacio y que los ángulos entre los miembros en las juntas no -- cambiarán de valor cuando se apliquen las cargas; es decir los -- ángulos entre las tangentes de las piezas deformadas (curva elástica) que se unen en un nudo permanecen iguales a aquellos en la

estructura original sin deformación.

Es evidente que los pares  $M$  que obran en los extremos, de la viga horizontal  $AB$  (fig. 2b), y que se oponen al libre -- giro de dichos extremos representan la acción de las columnas -- sobre dicha viga. Este par  $M$  puede considerarse como la única ligadura hiperestática existente en este caso; conocido  $M$  la -- flexión de las cuatro vigas puede determinarse sin dificultad -- alguna.

Teniendo en cuenta la condición de rigidez y deforma-- ción:

$$\theta_1 = \theta'_1 \quad (a)$$

La deformación  $\theta_1$  puede determinarse por la flexión de la viga horizontal  $AB$ . Representando con " $l$ " la longitud de esta -- viga y con  $EI$  su rigidez de flexión, la rotación del extremo iz-- quierdo  $A$  debida a la carga  $q$  está dada por la fórmula (f) pági-- na 149 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo I.

$$\theta_{1A} = \frac{q l^3}{24 EI} \quad (b)$$

$\theta_{1A}$  = Deformación angular.

$q$  - Carga unitaria  $Kg/cm$ .

$l$  - Longitud de la viga = 180 cm.

$E$  - Módulo de Elasticidad = 2,100,000  $Kg/cm^2$ .

$I$  - Momento de Inercia de la sección  $cm^4$

Los pares extremos originan una rotación en dirección -- opuesta cuya fórmula está dada por la suma de las ecuaciones 103 y 104 página 151 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko -- Tomo I.

$$\theta_{2A} = \frac{M l}{6 EI} + \frac{M l}{3 EI} = \frac{M l}{2 EI} \quad (c)$$

Por lo tanto la deformación total será:

$$\theta_1 = \theta_{1A} + \theta_{2A} = \frac{q l^3}{24 EI} - \frac{M l}{2 EI} \quad (d)$$

Considerando ahora la columna AC como una viga apoyada en sus extremos de longitud  $l_1$  y con una rigidez a la flexión  $EI_1$ , Flexionada por dos pares  $M$  y por una fuerza de extensión  $F_1$ , el giro en su extremo superior e inferior, está dado por la fórmula 48 página 43 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo II.

$$\theta'_1 = \frac{M l_1}{2 EI_1} \frac{\tan \text{hip } u}{u} \quad (e)$$

En donde  $u$  está dado por la fórmula 23 página 29 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo II

$$u^2 = \frac{F_1 l_1^2}{4 EI_1} \quad (f)$$

La tangente hiperbólica de una función está dada por la siguiente expresión dada por el libro Calculus de George B. Thomas en su página 411.

$$\tan \text{hip } u = \frac{e^u - e^{-u}}{e^u + e^{-u}} \quad (g)$$

$$e = 2.7183.$$

Substituyendo los valores de  $\theta_1$  ecuación (d) y  $\theta'_1$  ecuación (e) en la ecuación (a) tenemos:

$$\frac{q l^3}{24 EI} - \frac{M l}{2 EI} = \frac{M l_1}{2 EI_1} \frac{\tan \text{hip } u}{u}$$

De donde despejando el valor de  $M$  tenemos:

$$M = \frac{q l^2}{12} \frac{1}{\left(1 + \frac{l_1 I \tan \text{hip } u}{l I_1 u}\right)} \quad (h)$$

Teniendo en cuenta las dimensiones de la figura 1 y tomando la distribución de carga según la siguiente figura 3 tenemos:

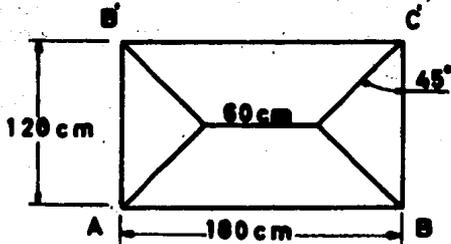


FIGURA. 3

La fuerza total aplicada en la superficie A B C' B', será igual a la suma de la fuerza del martinete principal más la del pisador y más la del cojín.

$$F = 500,000 + 100,000 + 100,000 = 700,000 \text{ Kg.}$$

Suponiendo esta fuerza uniformemente distribuida tendremos una presión.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{700\ 000}{180 \times 120} = 32.45 \text{ Kg/cm}^2$$

El área del trapecio sobre A B es:

$$A_{AB} = \frac{180 + 60}{2} \times 60 = \frac{240 \times 60}{2} = 7200 \text{ cm}^2$$

La fuerza total en la viga A B será:

$$F_{AB} = p A_{AB} = 32.45 \times 7200 = 234\ 000 \text{ Kg.}$$

Suponiendo esta fuerza uniformemente distribuida, la carga unitaria será:

$$q = \frac{F_{AB}}{l} = \frac{234\ 000}{180} = 1300 \text{ Kg/cm.}$$

El área del triángulo sobre AB' es:

$$A_{AB}' = 1/2 \times 120 \times 60 = 3600 \text{ cm}^2$$

$$F_{AB}' = p A_{AB}' = 32.45 \times 3600 = 116\ 500 \text{ Kg.}$$

$$q' = \frac{F_{AB}'}{l_1} = \frac{116\ 500}{120} = 970 \text{ Kg/cm.}$$

Teniendo en cuenta la viga AB, el esfuerzo de flexión está dado por la fórmula 60 página 88 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo I.

$$S = \frac{M'}{Z}$$

S - Esfuerzo en Kg/cm<sup>2</sup> producido por el momento M.

M' - Momento flexionante máximo que para una viga cargada uniformemente está dado por la fórmula de la página 76 de la Resistencia de Materiales de Timoshenko Tomo I.

$$M' = \frac{q l^2}{8} \quad \text{Kg - cm}$$

Z - Módulo de sección que está dado por la fórmula de la página 47 del Design Of Machine Elements de Faïres para una sección rectangular.

$$Z = \frac{b h^2}{6} \quad \text{cm}^3$$

Substituyendo valores

$$S = \frac{\frac{q l^2}{8}}{\frac{b h^2}{6}} = \frac{3 q l^2}{4 b h^2}$$

Si el material es AISI No. C1030 con un esfuerzo permisible S=940 Kg/cm<sup>2</sup> y tomando b=20 cm., despejando h de la ecuación anterior.

$$h = 1 \sqrt{\frac{3 q}{4 b S}} = 180 \sqrt{\frac{3 \times 1300}{4 \times 20 \times 940}} = 180 \sqrt{0.052} = 180 \times 0.228 = 41 \text{ cm.}$$

El momento de inercia de la sección está dado por la fórmula de la página 47 del Design of Machine Elements de -- Faires.

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \times 41^3}{12} = \frac{20 \times 69,000}{12} = 115,000 \text{ cm}^4$$

Calculando la columna solo a tensión y utilizando el mismo material AISI C1030, el área necesaria es:

$$A_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{700,000/4}{940} = 186.5 = \frac{\pi}{4} d_1^2$$

Por lo tanto el diámetro necesario es:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 186.5}{\pi}} = \sqrt{238} = 15.4 \text{ cm.} = 6.08''$$

Tomando finalmente  $d_1 = 7'' = 17.8 \text{ cm.}$

El momento de inercia de la sección es según Faires página 47

$$I_1 = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{\pi \times 17.8^4}{64} = \frac{\pi \times 100,000}{64} = 4910 \text{ cm}^4$$

Teniendo en cuenta la fórmula (f) calcularemos "u"

$$u = \frac{l_1}{2} \sqrt{\frac{F_1}{EI_1}} = \frac{250}{2} \sqrt{\frac{700,000}{4 \times 2,100,000 \times 4910}} = \frac{250}{2} \times 0.0000165 =$$

= 0.508

$$\tan \text{ hip } 0.508 = \frac{e^{0.508} - e^{-0.508}}{e^{0.508} + e^{-0.508}} = \frac{1.66 - 0.601}{1.66 + 0.601} = \frac{1.059}{2.261} = 0.469$$

Calculando el momento dado por la fórmula (h)

$$M_1 = \frac{q l^2}{12} \left( 1 + \frac{1}{1 + I \tan^2 \text{ hip } u} \right) = \frac{1300 \times 180^2}{12} \left( 1 + \frac{1}{250 \times 115000 \times 0.469} \right)$$

$\frac{1}{180 \times 4910 \times 0.508}$

$$M_1 = \frac{1300 \times 32300}{12 \times 31.1} = 112,000 \text{ Kg-cm.}$$

Teniendo en cuenta la viga A B' con la misma sección — que la A B producirá sobre la columna AC el siguiente momento

$$M_2 = \frac{970 \times 120^2}{12} \frac{1}{\left(1 + \frac{250 \times 115000 \times 0.469}{120 \times 4910 \times 0.508}\right)} = \frac{970 \times 14400}{12 \times 46.1} = 25200 \text{ Kg/cm}$$

El momento total sobre la columna AC será:

$$M = M_1 + M_2 = 112,000 + 25,200 = 137,200 \text{ Kg-cm.}$$

Revisemos ahora la columna la cual tiene una carga  $F_1$  y un momento flexionante M. El esfuerzo producido por la carga  $F_1$  es:

$$S_t = \frac{F_1}{A_1} = \frac{700\,000}{4 \frac{\pi}{4} 17.8^2} = \frac{700\,000}{\pi \times 318} = 700 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo producido por el momento flexionante.

$$S_f = \frac{M}{Z_1}$$

Donde según página 47 de Faïres

$$Z_1 = \frac{\pi d_1^3}{32} = \frac{\pi \times 17.8^3}{32} = \frac{\pi \times 5630}{32} = 553 \text{ cm}^3$$

$$S_f = \frac{137\,200}{553} = 247 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo total será:

$$S = S_t + S_f = 700 + 247 = 947 \text{ Kg/cm}^2 \approx 940 \text{ Kg./cm}^2$$

La viga A B por lo que respecta a flexión queda también bien diseñada porque al par  $M'$  debe restársele M con lo que se disminuirá el esfuerzo a que está sometida. Revisando por es-

fuerzo cortante, la fuerza cortante es máxima en el extremo y vale:

$$F_2 = \frac{q l}{2}$$

El esfuerzo vale por lo tanto:

$$S = \frac{F_2}{A_1} = \frac{q l}{2 b h} = \frac{1300 \times 180}{2 \times 20 \times 41} = 142.5 \text{ Kg/cm}^2 < 704/\text{cm}^2$$

Las tuercas de las columnas se harán de material AISI -- C1030 con una rosca NC de cuatro hilos por pulgada. La altura del diente está dado por

$$h_1 = 0.866 \times \text{paso} = \frac{0.866}{\text{Núm. Hilos}} = \frac{0.866}{4} = 0.216" = 0.55 \text{ cm.}$$

Al diámetro de la columna necesario por resistencia le -- agregamos dos veces la altura del hilo por lo tanto:

$$D_c = d_1 + 2h_1 = 7 + 2 \times 0.216 = 7 + 0.432 = 7.432"$$

Tomamos finalmente  $D_c = 7 \frac{1}{2}" = 19 \text{ cm.}$

El diámetro en el fondo de la rosca será:

$$D_i = D_c - 2 h_1 = 19 - 2 \times 0.55 = 19 - 1.1 = 17.9 \text{ cm.}$$

El área de la base del hilo estará sujeta a corte, por un lado por la fuerza de tensión de la prensa.

$$F_1 = \frac{700\,000}{4} = 175,000 \text{ Kg.}$$

Por otro lado el par que actúa sobre la columna nos dará -- una fuerza adicional en la base del hilo que vale:

$$M = F_2 r$$

$$F_2 = \frac{M}{r} = \frac{137,200}{17.9/2} = 15,300 \text{ Kg.}$$

La fuerza total será:

$$F = F_1 + F_2 = 175,000 + 15,300 = 190,300 \text{ Kg.}$$

Si el esfuerzo cortante permisible para el acero AISI C1030 es de 704 Kg/cm<sup>2</sup> el área total necesaria será:

$$A = \frac{F}{S_s} = \frac{190,300}{704} = 270 \text{ cm}^2$$

El área por hilo de rosca es:

$$A_h = \pi D_1 \times \text{paso} = \pi \times 17.9 \times 0.635 = 35.7 \text{ cm}^2$$

El número de hilos necesario es:

$$N = \frac{A}{A_h} = \frac{270}{35.7} = 7.56$$

La altura de la fuerza será:

$$H = N \times \text{Paso} = 7.56 \times 0.635 = 4.8 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente H = 5 cm.

El área transversal de la tuerca estará sujeta a un esfuerzo de compresión por la fuerza F<sub>1</sub> y por esfuerzo a la flexión por el par M.

Tomando un diámetro exterior de 25.4 cm., el esfuerzo directo será:

$$S_c = \frac{F_1}{A} = \frac{175,000}{\pi/4(25.4^2 - 19^2)} = \frac{4 \times 175,000}{\pi \times 284} = 785 \text{ Kg/cm}^2$$

Según Faired página 47 el módulo de sección de un anillo-

es:

$$Z = \frac{\pi}{32} \frac{(D_o^4 - D_i^4)}{D_o} = \frac{\pi}{32} \frac{(25.4^4 - 19^4)}{25.4} = \frac{\pi \times 286000}{32 \times 25.4} = 1,110 \text{ cm}^3$$

$$S_f = \frac{M}{Z} = \frac{137\,200}{1,110} = 123.5 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo total será:

$$S = S_o + S_f = 785 + 123.5 = 908.5 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

Para las patas tomaremos la siguiente sección:

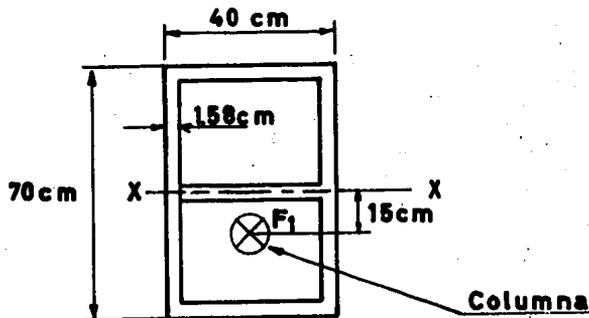


FIGURA. 4

Como la columna no está situada en el centro de gravedad de la sección originará un momento flexionante que producirá el siguiente esfuerzo.

$$S_f = \frac{M y}{I}$$

$$M = F_1 \times 15 = 175,000 \times 15 = 2,625,000 \text{ Kg-cm.}$$

El momento de Inercia I con respecto al eje XX vale

$$I = 2 \frac{1.58 \times 70^3}{12} + 2 \frac{(40-3.16)1.58^3}{12} + (40-3.16) 1.58 \times$$

$$\times (35-0.79)^2 + \frac{(40-3.16) 1.58^3}{12}$$

$$I = 90,000 + 136,024.2 + 12.1 = 226,036.3 \text{ cm}^4$$

$$Y = 70/2 = 35 \text{ cm.}$$

Substituyendo valores

$$S_f = \frac{2,625,000 \times 35}{226,036.3} = 406 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de compresión es:

$$S_c = \frac{F_1}{A}$$

$$A = 2 \times 70 \times 1.58 + 3 \times 1.58 (40 - 3.16) = 221 + 175 = 396 \text{ cm}^2$$

$$S_c = \frac{175,000}{396} = 442 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo total será:

$$S = S_f + S_c = 406 + 442 = 848 \text{ Kg/cm}^2 < 940 \text{ Kg/cm}^2$$

La tapa de la pata será una placa rectangular que estará apoyada en la sección de 35x40 cm. y que tiene como carga la que le transmite la columna, suponiéndola uniformemente repartida.

El manual del constructor de Máquinas de H Dubbel en su página 550 da la siguiente fórmula para una placa rectangular apoyada en sus cuatro lados:

$$\sigma_{adm} = \frac{1}{2} \phi \frac{1}{1 + \frac{b^2}{a^2}} \frac{b^2}{s^2} p$$

$$\sigma_{adm} = \text{Esfuerzo admisible del material para AISI C1030} \\ = 940 \text{ Kg/cm}^2$$

$\phi$  = Constante = 0.75 a 1.12 tomamos 1.1

a = Lado mayor del rectángulo = 40 cm.

b = Lado menor del rectángulo = 35 cm.

s = Espesor de la placa en cm.

p = Carga en  $\text{Kg/cm}^2$

Calcularemos p

$$p = \frac{F}{A} = \frac{175,000}{40 \times 35} = 125 \text{ Kg/cm}^2$$

Despejando el valor de "S" tenemos:

$$S = \sqrt{\frac{\phi}{2} \frac{1}{1 + \frac{b^2}{a^2}} \frac{b^2}{\sigma_{adm}}} \quad p = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{35^2}{40^2}} \frac{35^2}{940}} \quad 125$$

= 7.1 cm.

Tomamos finalmente S= 7 cm.

Las platinas de la base y de la cabeza son dos placas -- apoyadas en las 4 vigas de que constan éstas.

Si a = 90 cm., b= 150 cm. y el material es fundición -- gris con un esfuerzo admisible  $\sigma_{adm} = 563 \text{ Kg/cm}^2$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{500,000 + 100,000}{150 \times 90} = \frac{600,000}{150 \times 90} = 44.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S = \sqrt{\frac{1.1}{2} \frac{1}{1 + \frac{90^2}{150^2}} \frac{90^2}{563}} \quad 44.5 = 16.1 \text{ cm.}$$

Tomando finalmente S=16 cm.

## 2.- CIMENTACION.-

El diseño de la cimentación se hará de acuerdo con el método que se describe en el libro Dynamics of Bases, and Foundations de D. D. Barkan, en su capítulo V titulado Cimentaciones para Máquinas que producen cargas de Choque.

Hasta hace poco existía la tendencia de diseñar las cimentaciones bajo martinets como bloques macizos empotrados a una-

profundidad considerable en el terreno. El propósito era suministrar dimensiones tales de la cimentación que el asentamiento elástico estático del terreno fuera más grande que la amplitud de sus vibraciones verticales. Puesto que los valores de diseño para la amplitud de las vibraciones de la cimentación se seleccionaban dentro del rango de 2.0 a 2.5 mm., la altura de la cimentación tenía que incrementarse considerablemente para obtener el asentamiento estático deseado. La figura 5 (a) muestra un diseño típico de este tipo. Con este sistema por cada tonelada de peso del martinete correspondían de 80 a 120 toneladas de cimentación.

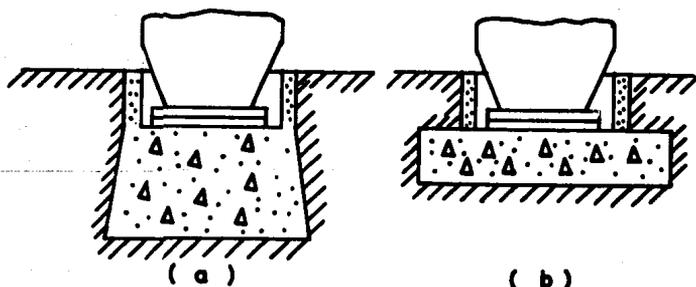


FIGURA.5

Actualmente se diseñan del tipo de plancha mostrado en la figura 5 (b) la relación de peso entre la cimentación y el martinete se reduce a 40 aproximadamente. Se utiliza un cojín de madera bajo la estructura de la máquina que está formado por polines cuadrados, colocados en varias hileras unas sobre otras, cada hilera se une por medio de tornillos -

para formar un cuerpo compacto. Para evitar que se pudra la madera, se aconseja impregnarla de alguna solución preservativa. El espesor del cojín deberá seleccionarse de tal modo que los esfuerzos en él no excedan los valores permisibles - que son como sigue:

Roble : 30 a 35 Kg/cm<sup>2</sup>

Pino : 20 a 25 Kg/cm<sup>2</sup>

Alerce: 15 a 20 Kg/cm<sup>2</sup>

Estos esfuerzos son los permisibles cuando la carga de compresión es perpendicular a la fibra de la madera.

La cimentación se refuerza por medio de 2 a 4 parrillas horizontales de acero formada por barras de acero de 8 a 12mm espaciadas de 10 a 20 cm. en la parte superior de la cimentación. Cerca de la superficie de la cimentación en contacto con el terreno, el refuerzo consiste de 1 a 2 parrillas formadas por barras de 12 a 20 mm. y espaciadas de 15 a 30 cm. Las distancias entre las parrillas son de 10 a 15 cm. en la parte de la cimentación bajo la máquina y 15 a 30 cm. cerca de la superficie en contacto con el terreno.

a.- Condiciones Iniciales del Movimiento de la Cimentación bajo la Acción del Choque.

La velocidad inicial de la cimentación cuando el choque se hace en el centro de la cimentación está dada por la fórmula V-2-8 página 195 (Dinamics of Bases and Foundations) y es:

$$v_0 = \frac{1 + e}{1 + \mu} v \quad (V-2-8)$$

Esta velocidad se determinó sin tomar en cuenta la elasticidad del cojín de madera.

$v_0$  = Velocidad inicial de la cimentación.

$e$  = Coeficiente de restitución

$m/m_0$  = Masa cimentación / masa martinete.

$v$  = Velocidad del martinete.

Vemos por la fórmula anterior que la velocidad de la cimentación depende considerablemente del coeficiente de restitución "e", si el choque fuera perfectamente elástico - entonces  $e=1$ . Para el choque de un cuerpo rígido contra un plástico  $e=0$ . Para los cuerpos reales los valores numéricos de "e" están dentro de los límites  $0 < e < 1$

Puesto que los valores de diseño de la amplitud de las vibraciones de la cimentación dependen de los valores seleccionados de él, el autor hizo experimentos con operaciones de forjado para determinar los valores numéricos del coeficiente de restitución. Encontró que dependiendo del número de golpes variaba de 0.1 a 0.5; puesto que los cálculos de las vibraciones de la cimentación de martinetes, deben hacerse bajo las condiciones más desfavorables de operación el valor de diseño del coeficiente de restitución será  $e=0.5$ .

b.- Vibraciones Naturales de un Martinete y su Cimentación como Resultado de un Choque en el Centro.-

b1.- Suposiciones Principales de Diseño.-

La cimentación y el martinete presentan un sistema que incluye siete cuerpos a saber: la estructura, el martinete, la pieza trabajada, el soporte de la estructura, el cojín elástico bajo la máquina, la cimentación y el terreno. Desde el punto de vista mecánico, el fenómeno es extremadamente complicado y puede analizarse solo con cierto grado de aproximación.

Los problemas principales en el cálculo de una cimentación son determinar la amplitud de las vibraciones y establecer los valores de los esfuerzos en el cojín bajo la máquina.

La solución de estos problemas se basa usualmente en la suposición de que la estructura, la pieza trabajada, el soporte de la estructura, el cojín elástico y la cimentación forman un cuerpo sólido. Tal suposición con respecto a la cimentación, el soporte de la estructura, y la estructura se justifica por el hecho de que la deformación (debida al choque)

de cada uno de estos cuerpos es pequeña en comparación con el asiento del terreno debajo de la cimentación y por lo tanto debe despreciarse. Sin embargo la deformación del cojín bajo la máquina puede ser mucho mayor que el asiento del terreno; por lo tanto la suposición que el cojín tiene una rigidez infinita conducirá en algunos casos a grandes errores. Esta suposición es permisible solamente cuando la masa de la máquina es comparativamente pequeña a la masa de la cimentación, solamente en este caso el cojín no tendrá efecto considerable en la amplitud de las vibraciones de la cimentación. En otras palabras, no puede despreciarse la elasticidad del cojín, el cálculo se reducirá a un sistema de tres cuerpos; el martinete, el soporte de la máquina, el cual está separado de la cimentación por medio de una conexión elástica y la cimentación sobre una base elástica. El soporte de la máquina y la cimentación son los cuerpos que reciben el choque.

Para determinar la amplitud de las vibraciones de la cimentación es posible suponer que el tiempo de choque es pequeño en comparación con el período de vibraciones naturales del sistema; por lo tanto durante el choque no hay tiempo para que la cimentación y el soporte de la máquina sufran desplazamientos comparables a sus desplazamientos durante las vibraciones que siguen al choque. Puesto que las reacciones del cojín y del terreno dependen solamente de los desplazamientos del soporte de la máquina y la cimentación (si despreciamos las reacciones de amortiguamiento) es posible suponer que durante el choque no ocurren reacciones adicionales del cojín y del terreno. De este modo se desarrollan solamente reacciones estáticas, impuestas por el peso de la cimentación, martinete y el soporte de la máquina; estas reacciones existían antes del choque y equilibraban el peso de la instalación.

Por lo tanto durante el choque, la cimentación (con soporte y estructura) y el martinete, en la primera aproximación, pueden considerarse como cuerpos libres. Entonces una-

análisis del choque del sistema puede reducirse al análisis de un choque libre de dos o más cuerpos sólidos moviéndose con una velocidad inicial dada. El martinete en todos los cálculos se supone que es absolutamente rígido.

b2).- Ecuaciones de las vibraciones de la Cimentación y el Soporte de la Máquina.-

Empezaremos por considerar las condiciones más simples; aquellas en la cual la elasticidad del cojín puede despreciarse, y las vibraciones de la cimentación, soporte de la máquina y estructura ocurren como vibraciones de un cuerpo con un grado de libertad solamente.

En este caso la ecuación de las vibraciones verticales libres de la cimentación está dada por la V-3-1 en la página-198 del Dynamics of Bases and Foundations

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} + f_{nz}^2 Z = 0 \quad (V-3-1)$$

Z = Desplazamiento vertical del centro de masa de la cimentación y el soporte de la máquina medido desde la posición de equilibrio.

$f_{nz}^2$  = Cuadro de la frecuencia de vibraciones naturales de la cimentación.

$$f_{nz}^2 = \frac{C_u A}{m}$$

A = Area de la cimentación en contacto con el terreno

m = Masa total en vibración

$C_u$  = Coeficiente de compresión uniforme elástica del terreno

La ecuación V-3-1 es la ecuación de vibraciones naturales sin amortiguamiento. La solución general de esta ecuación es:

$$Z = A \text{ sen } f_{nz} t + B \text{ cos } f_{nz} t \quad (V-3-2)$$

La máxima amplitud esta dada por la siguiente ecuación.

$$A_z = \frac{v_0}{f_{nz}} \quad (V-3-4)$$

$A_z$  = Amplitud máxima de la vibración.

$v_0$  = Velocidad inicial de la cimentación después del choque.

Si se toman en cuenta las reacciones del terreno las cuales son proporcionales a la velocidad de desplazamiento de la cimentación, entonces la amplitud de las vibraciones reales será mucho menor que la calculada sin considerar fuerza de amortiguamiento; sin embargo es muy difícil evaluar la influencia de las fuerzas de amortiguamiento por medio de cálculos. Estas fuerzas dependen de muchos factores (por ejemplo el área de la cimentación en contacto con el terreno, la masa de la cimentación y el período de sus vibraciones libres y de la profundidad de la cimentación).

El cojín bajo el soporte de la máquina es mucho más elástico que el soporte de la máquina y la cimentación, por lo tanto el soporte y la estructura no sólo participarán en las vibraciones de la cimentación o en el terreno sino que sufrirán alguna vibración con respecto a la cimentación. Para evaluar la amplitud de las vibraciones del soporte en relación a la cimentación es necesario considerar las vibraciones de un sistema con dos grados de libertad. Las vibraciones libres de tal sistema están determinadas por las ecuaciones V-3-5 del Dynamic of Bases and Foundations.

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 Z_1}{dt^2} + C_1 Z_1 - C_2 (Z_2 - Z_1) &= 0 \\ m_2 \frac{d^2 Z_2}{dt^2} + C_2 (Z_2 - Z_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \text{(V-3-5)}$$

$m_1$  = Masa de la cimentación.

$m_2$  = Masa de la máquina.

$C_1$  =  $C_u A$  = Coeficiente de rigidez de la base de terreno bajo la cimentación

$C_2 = \frac{E A_2}{b}$  Coeficiente de rigidez del cojín bajo la máquina.

$A_2$  = Area del cojín.

$b$ . = Espesor del cojín.

$E$  = Módulo de Young del material del cojín.

$Z_1$  = Desplazamiento de la cimentación.

$Z_2$  = Desplazamiento de la máquina medida desde la posición de equilibrio.

La frecuencia límite de vibraciones naturales está dada por la siguiente ecuación.

$$f_{na}^2 = \frac{C_2}{m_2}$$

Las frecuencias naturales  $f_{n1}$  y  $f_{n2}$  se determinan como raíces de la siguiente ecuación.

$$f_n^4 - (f_1^2 + f_{na}^2) (1 + \mu_1) f_n^2 + (1 + \mu_1) f_1^2 f_{na}^2 = 0 \quad (V-3-8)$$

$$\mu_1 = \frac{m_2}{m_1}$$

$$f_1^2 = \frac{C_1}{m_1 + m_2}$$

La solución del sistema V-3-5 está dado por las siguientes ecuaciones:

$$Z_1 = \frac{(f_{na}^2 - f_{n2}^2)(f_{na}^2 - f_{n1}^2)}{f_{na}^2(f_{n1}^2 - f_{n2}^2)} v_a \left( \frac{\text{sen } f_{n1} t}{f_{n1}} - \frac{\text{Sen } f_{n2} t}{f_{n2}} \right)$$

$$Z_2 = \frac{v_a}{f_{n1}^2 - f_{n2}^2} \left( \frac{f_{na}^2 - f_{n2}^2}{f_{n1}} \text{sen } f_{n1} t - \frac{f_{na}^2 - f_{n1}^2}{f_{n2}} \text{sen } f_{n2} t \right) \quad (V-3-9)$$

$$v_a = \frac{1 + e}{1 + \mu_a} \quad v = \text{Velocidad inicial de la máquina.}$$

$$\mu_a = \frac{m_2}{m_1}$$

Con estas expresiones es posible calcular los esfuerzos que se desarrollan en el cojín como resultado de la combinación de vibraciones de la máquina y la cimentación. El esfuerzo máximo está dado por la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{c_2}{A_2} (Z_2 + Z_1) \quad (V-3-10)$$

C.- Estudios Experimentales de las Vibraciones de Cimentaciones bajo Martinetes.-

La teoría de las vibraciones del artículo anterior, se basa en algunas suposiciones las cuales pueden verificarse solamente comparando los resultados de los cálculos con datos experimentales, esto se refiere a que se despreció la masa y los efectos de amortiguamiento del terreno.

Las reacciones amortiguadoras del terreno tienen una influencia considerable en la amplitud de las vibraciones de la cimentación. La introducción de los valores de las reacciones de amortiguamiento en el cálculo de éstas complicará un poco la fórmula usada, pero los cálculos permanecerán prácticos desde un punto de vista matemático. Sin embargo, para que esta complicación causada por la introducción de dichas reacciones de amortiguamiento sean de un valor práctico, es necesario conocer las constantes que caracterizan las propiedades disipativas del terreno. Se implican grandes dificultades en establecer estas constantes; porque sus valores dependen no solamente del terreno sino también del diseño de la cimentación en particular, de la profundidad de la cimentación, la relación entre el largo y el ancho. Es muy difícil tener en cuenta la influencia de todos estos factores en el valor de la constante de amortiguamiento de un terreno. Las propiedades de inercia del terreno las cuales tampoco se consideraron en la teoría tienen gran influencia.

Los resultados de los cálculos están influenciados por los valores del coeficiente de rigidez elástica  $C_2$  del cojín bajo la máquina. Este coeficiente depende no sólo de las propiedades del material del cojín sino también de su diseño y de otras características especiales las cuales no pueden tomarse siempre en cuenta en los cálculos. El diseño convencional del cojín consiste como ya se dijo en varias hileras de polines de madera. Estas hileras no tienen una superficie plana y lisa y consecuentemente no -

hacen un buen contacto unas con otras, ni con la máquina y la cimentación. A causa de esto algunas secciones están sujetas a esfuerzos considerables mientras que otras no tienen esfuerzos de consideración. Como resultado las propiedades elásticas del cojín dependen no solamente del material sino también de las condiciones de contacto con las superficies de la máquina y la cimentación.

Solamente por medio de mediciones de vibraciones ocurridas en un número suficientemente grande de cimentaciones de martinets en operación es posible dilucidar la influencia de todos los factores anteriores en las vibraciones verticales de la cimentación. Es obvio que las mediciones no nos darán la oportunidad de establecer separadamente la influencia de cada uno de estos factores, sin embargo los datos de medición hacen posible introducir coeficientes de corrección en las fórmulas del artículo anterior, los cuales nos permitirán el ajuste de los resultados de los cálculos efectuados en la base de estas fórmulas a los resultados de las mediciones de vibración:

#### C1.- Amplitudes de las Vibraciones de la Cimentación.

Sobre la base de investigación de 47 cimentaciones se encontró que la amplitud de las vibraciones nunca llegaron a 2mm. el valor que antiguamente se tomaba como permisible en los cálculos. Con la disminución en potencialidad del martinete se observó una disminución en la amplitud de las vibraciones. La mayoría de las cimentaciones estudiadas tuvieron amplitudes de 1.0 a 1.3mm o menos. Se llegó a la conclusión que el valor de diseño de la amplitud de las vibraciones deberá tomarse dentro del rango de 1.0 a 1.3 mm.

#### C2.- Amplitudes de las Vibraciones de la Máquina.

Estas amplitudes son mucho mayores que las de la cimentación para martinets muy potentes que tienen cojines gruesos bajo la máquina, los valores absolutos llegaron a valores de 5mm aunque muchos de los martinets estudiados tuvieron amplitudes dentro del rango de 2 a 4mm, con el incremento en potencia del martinete se incrementa la amplitud de las vibraciones. Para

martinetes hasta una tonelada de peso la amplitud llegó a 1mm., - para dos toneladas hasta 2mm., para los que excedían las tres toneladas de peso la amplitud era usualmente de 3 a 4 mm., estos -- valores pueden tomarse como permisibles. Las grandes amplitudes de las vibraciones se explican por la insuficiente rigidez del -- cojín bajo la máquina, el cual en algunos cojinetes tenía un espesor de 1.5 metros.

El espesor del cojín debe seleccionarse de tal modo que la amplitud de las vibraciones de la máquina no excedan un valor particular; además los esfuerzos en el cojín no deberán ser mayores que el permisible. La tabla V-1 página 189 del Dynamics of Bases and Foundations fué realizada teniendo en cuenta estas consideraciones.

Tabla V-1 Espesor del Cojín de Madera bajo la máquina

No.	Tipo de Martinete	Espesor del cojín m. Si el peso del martinete es:		
		Hasta 1 Ton.	1-3 Tons.	Sobre 3 Tons
1	Martinete Doble acción	Hasta 0.20	0.20 - 0.60	0.60 -1.20
2	Martinete Simple acción	Hasta 0.10	0.10 - 0.40	0.40 -0.90
3	Martinete de Forjado	Hasta 0.20	0.20 - 0.60	0.60 -1.00

Los espesores que se recomiendan en esta tabla son un poco -- más pequeños que aquellos que se han empleado actualmente.

C3.- Determinación de las Constantes Elásticas del Sistema.-

Si se considera una cimentación junto con la máquina como un sistema con dos grados de libertad como se hizo anteriormente entonces los diagramas de las vibraciones de la máquina y la cimentación mostrarán dos senoides de períodos diferentes.

Se hicieron mediciones y se trazaron las curvas de las vibraciones y en ningún caso fué posible determinar ambas frecuencias naturales de las vibraciones combinadas de la máquina y la cimentación. Los diagramas revelaron solamente las vibraciones en su frecuencia principal más baja, por lo tanto es posible considerar (con una --

precisión suficiente para propósitos prácticos) que en las ecuaciones V-3-9 la amplitud de las vibraciones para sen  $f_{n1}t$  (donde  $f_{n1} > f_{n2}$ ) es igual al cero. Entonces las expresiones aproximadas para el desplazamiento dinámico de la cimentación y la máquina serán como sigue:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{(f_{na}^2 - f_{n2}^2)(f_{na}^2 - f_{n1}^2)}{f_{na}^2 (f_{n1}^2 - f_{n2}^2) f_{n2}} v_a \text{ sen } f_{n2}t \\ z_2 &= \frac{(f_{na}^2 - f_{n1}^2)}{(f_{n1}^2 - f_{n2}^2) f_{n2}} v_a \text{ sen } f_{n2}t \end{aligned} \right\} \text{V - 4 - 1}$$

Los resultados de los cálculos del módulo de elasticidad  $E$  y el coeficiente de compresión uniforme  $C_u$ , efectuado para las varias cimentaciones estudiadas, los condujo a las siguientes conclusiones.

Se recomienda utilizar como valor de diseño  $E = 50 \times 10^3$  tons/m<sup>2</sup>. En la mayor parte de los martinets el esfuerzo dinámico en el cojín no excede de 200 tons/m<sup>2</sup> que es mucho menor que el valor permisible de 300 a 350 tons/m<sup>2</sup> para madera de cedro comprimida perpendicularmente a sus fibras. Esto certificó que los que se empleaban anteriormente tenían un factor de seguridad considerable, esto es a causa de que el espesor del cojín se tomaba mucho mayor que el que era necesario desde el punto de vista de cálculos dinámicos.

Investigaciones especiales mostraron que el valor de diseño del coeficiente  $C_u$  del terreno era aproximadamente  $4 \times 10^3$  Tons/m<sup>3</sup>, sin embargo el valor promedio de este coeficiente obtenido de mediciones fué alrededor de  $25 \times 10^3$  Tons/m<sup>3</sup>, aproximadamente seis veces mayor. Tal divergencia entre estos valores certifica el hecho que las amplitudes de las vibraciones bajo martinets son afectadas grandemente por factores no considerados en la teoría del artículo anterior. En particular esta teoría no considera la influencia de las propiedades de inercia y

y amortiguamiento del terreno. Utilizaremos para el diseño el nuevo coeficiente  $C'_u$

$$C'_u = K C_u$$

Con tolerancia para alguna reserva para estabilidad dinámica el valor del coeficiente de corrección "k" puede tomarse como  $k=3$ .

C4.- Comparación de las Diferentes Fórmulas para el Cálculo de Amplitudes.-

Para simplificar el cálculo de vibraciones de la máquina y la cimentación, se consideran independientes una de otra. -- Esto es equivalente a la suposición que la presencia del cojín bajo la máquina no tiene influencia en la amplitud de las vibraciones de la cimentación y que las vibraciones de la máquina no se afectan por las propiedades elásticas del terreno o por la masa de la cimentación. Esta suposición conduce a una simplificación considerable de las fórmulas para el cálculo de las amplitudes de la vibración de la máquina y la cimentación y son las siguientes:

$$A_z = \frac{(1 + e) W_0 v}{(W_0 + W_2) f_{nz}} \quad (V - 4 - 6) \text{ Para la cimentación}$$

$$A_a = \frac{(1 + e) W_0 v}{W_2 f_{na}} \quad (V - 4 - 7) \text{ Para la máquina.}$$

Se encontró por experiencias que hay sólo una pequeña diferencia entre estas ecuaciones y las V-4-1, por lo tanto es -- permisible usar las fórmulas simplificadas en el cálculo de la amplitud de las vibraciones de la máquina y en el análisis de -- esfuerzo del cojín bajo la máquina.

d.- Selección del Peso y Area de la Cimentación.-

$$P_{st} + P_{dy} \leq \alpha P_0 \quad \text{Consideraciones} \quad (V-5-1)$$

$$P_{st} > P_{dy} \quad (V-5-2)$$

$P_{st}$  = Presión estática sobre el terreno.

$P_{dy}$  = Presión dinámica sobre el terreno.

$\alpha$  = Coeficiente de reducción requerido.

$P_0$  = Valor permisible de presión de apoyo bajo la condición que solo actúa carga estática.

Sin embargo la limitación de la amplitud de las vibraciones de la cimentación es la condición más importante que se debe satisfacer por el diseño de tal cimentación. ~~Cuanto menor es la amplitud de la vibración, menor es su influencia en estructuras y edificios adyacentes, en el terreno y en el martinete.~~ Otra condición significativa es la limitación del valor de la presión estática sobre el terreno, cuanto menor es la presión estática, menor es el asentamiento de la cimentación (permaneciendo las otras condiciones iguales).

De este modo en vez de las condiciones de las ecuaciones -- V-5-1 y V-5-2, el diseño de la cimentación deberá satisfacer las siguientes dos condiciones:

$$A_z < A_0 \quad (V-5-3)$$

$$P_{st} \leq \alpha P_0 \quad (V-5-4)$$

Como se indicó en el artículo C1, el valor promedio de la amplitud de las vibraciones, obtenido de los resultados de numerosas investigaciones de martinetes en operación, es aproximadamente 1mm. Por lo tanto la condición de la ecuación (V-5-3) puede escribirse como sigue:  $A_z 10^{-3} m.$  (V-5-5)

En el caso más simple, bajo la suposición que la cimentación junto con la máquina presentan un sistema de peso  $W=W_0 + W_2$  con un grado de libertad el valor de la amplitud de la vibración se determina por la ecuación (V-4-6) y la condición de la ecuación -- (V-5-5) y puede escribirse en la forma:

$$\frac{(1+\alpha) W_0 v}{W f_{nz}} < 10^{-3}$$

Pero tenemos que según el artículo b2

$$f_{ns} = \sqrt{\frac{C'u \quad A}{n}} = \sqrt{\frac{k C_n \quad A_g}{W}}$$

Substituyendo en la ecuación anterior.

$$\frac{(1+e) W_o \quad v}{\sqrt{k C_u \quad W A \quad g}} < 10^3 \quad (V-5-6)$$

donde todas las dimensiones están en toneladas, metros. y segundos

De las ecuaciones (V-5-4) y (V-5-6) se obtiene la siguiente ecuación:

$$n_f = 8.0 (1+e) \quad v - n_a \quad (V-5-10)$$

$$n_f = \frac{W_f}{W_o} \quad (\text{Peso de la cimentación})$$

(Peso del martinete)

$$n_a = \frac{W_a}{W_o} \quad (\text{Peso de la máquina.})$$

Para la relación de área de la cimentación al peso del martinete tenemos la siguiente ecuación:

$$A_f = \frac{20 (1+e) \quad v}{P_o} = \frac{A}{W_o} \quad (V-5-11)$$

e.- Diseño de la cimentación.-

Los datos para el diseño de la cimentación que tenemos son - los siguientes:

Peso del Martinete  $W_o = 6$  Toneladas

Peso de la Máquina  $W_2 = 27.5$  Toneladas.

Area de Apoyo de la Máquina  $A_2 = 2 \times 0.4 \times 1.6 = 1.28 \text{ m}^2$

El terreno de asiento de la cimentación es del tipo de resistencia media (arcilla con arena) con una presión permisible  $P_o = 2 \text{ Kg/cm}^2 = 20 \text{ Tons/m}^2$  según tabla I-8 página 30 del Dynamics of - - Bases and Foundations.

Velocidad del Martinete  $v = 6$  pies/min =  $1.83$  m/min =  $0.0305$  m/seg

Coefficiente de restitución  $e = 0.5$

el.- Cálculo Preliminar.-

La relación de peso de la máquina con respecto al martinete es:

$$n_a = \frac{W_a}{W_o} = \frac{27.5}{6} = 4.59$$

Teniendo en cuenta la ecuación (V-5-10)

$$n_f = 8(1+e)v - n_a = 8(1+0.5)0.0305 - 4.59 = 0.366 - 4.59 = -4.224$$

El peso de la cimentación necesario será:

$$W_f = n_f W_o = 4.224 \times 6 = 25.4 \text{ Tons.}$$

Teniendo en cuenta la ecuación (V-5-11)

$$a_f = \frac{20(1+e)v}{P_o} = \frac{20(1+0.5)0.0305}{20} = 0.0456 \text{ m}^2/\text{ton.}$$

$$A = a_f W_o = 0.0456 \times 6 = 0.275 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta la figura 6.

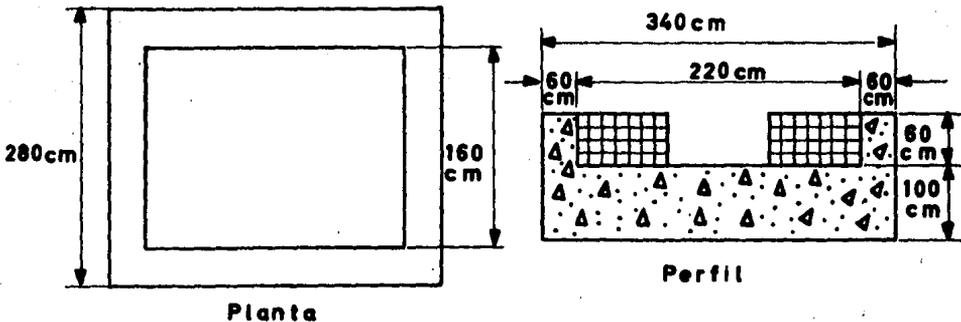


FIGURA.6

El volumen de la cimentación es:

$$V = 3.4 \times 2.8 \times 1.0 + 2 \times 2.8 \times 0.6 \times 0.6 + 2 \times 2.2 \times 0.6 \times 0.6 = 13.11 \text{ m}^3$$

El peso será:

$$W_1 = V \rho = 13.11 \times 2.2 = 28.2 \text{ Tons.}$$

El área de la cimentación en contacto con el terreno es:

$$A = 3.4 \times 2.8 = 9.52 \text{ m}^2$$

Para el cálculo de la amplitud de las vibraciones tomamos según el artículo C3:  $E = 50 \times 10^3 \text{ Tons/m}^2$  y según la tabla V-1 del artículo C2 tomamos  $b = 0.6 \text{ m}$ ; el coeficiente de rigidez del cojín según ecuaciones V-3-5 es:

$$C_2 = \frac{E A_2}{b} = \frac{50 \times 10^3 \times 1.28}{0.6} = 106.5 \times 10^3 \text{ Tons/m.}$$

La masa de la máquina es:

$$m_2 = \frac{W_2}{g} = \frac{27.5}{9.81} = 2.8 \text{ Tons-seg}^2/\text{m.}$$

La frecuencia límite de vibraciones naturales de la máquina en el cojín es:

$$f_{na}^2 = \frac{C_2}{m_2} = \frac{106.5 \times 10^3}{2.8} = 38 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

Según el artículo C3 el coeficiente de compresión elástica uniforme es:  $C_u = 4 \times 10^3 \text{ Tons/m}^3$  y el valor del coeficiente de corrección  $k = 3$

$$C'_u = k C_u = 3 \times 4 \times 10^3 = 12 \times 10^3 \text{ Tons/m}^3$$

El coeficiente de rigidez de la base según ecuaciones V-3-5 es:

$$C_1 = C'_u A = 12 \times 10^3 \times 9.52 = 114.5 \times 10^3 \text{ Tons/m.}$$

La masa de la cimentación es:

$$m_1 = \frac{W_1}{g} = \frac{28.8}{9.81} = 2.94 \text{ Tons.-seg}^2/\text{m.}$$

El cuadrado de la frecuencia límite del sistema es según ecuación V-3-8

$$f_1^2 = \frac{C_1}{m_1 + m_2} = \frac{114.5 \times 10^3}{2.94 + 2.8} = \frac{114.5 \times 10^3}{5.74} = 19.9 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

La relación entre la masa de la máquina y la cimentación es:

$$\mu_1 = \frac{m_2}{m_1} = \frac{2.8}{2.94} = 0.951$$

Usando la ecuación (V3-8) estableceremos la ecuación para -- determinar las frecuencias de las vibraciones naturales del sistema.

$$f_n^4 - (f_1^2 + f_{na}^2) (1 + \mu_1) f_n^2 + (1 + \mu_1) f_1^2 \times f_{na}^2 = 0$$

$$f_n^4 - (19.9 \times 10^3 + 38 \times 10^3) (1 + 0.951) f_n^2 + (1 + 0.951) 19.9 \times 10^3 \times 38 \times 10^3 = 0$$

$$f_n^4 - 113 \times 10^3 f_n^2 + 1470 \times 10^6 = 0$$

Resolviendo esta ecuación tenemos:

$$f_{n1,2}^2 = \frac{113 \times 10^3}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{113 \times 10^3}{2}\right)^2 - 1470 \times 10^6} = \left[ 56.5 \pm \sqrt{56.5^2 - 1470} \right] \times 10^3 = \left[ 56.5 \pm \sqrt{3200 - 1470} \right] \times 10^3 = \left[ 56.5 \pm 41.5 \right] \times 10^3$$

$$f_{n1}^2 = (56.5 + 41.5) \times 10^3 = 98 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

$$f_{n1} = \sqrt{98 \times 10^3} = 312 \text{ seg}^{-1}$$

$$f_{n2}^2 = (56.5 - 41.5) \times 10^3 = 15 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

$$f_{n2} = \sqrt{15 \times 10^3} = 122 \text{ seg}^{-1}$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones (V-3-4) y (V-4-6) determinaremos la velocidad inicial del sistema.

$$v_a = A_z f_{nz} = \frac{(1+e) W_0 v}{W_0 + W_2} = \frac{(1+0.5) \times 6 \times 0.0305}{6 + 27.5} = 0.0082 \text{ m/seg}$$

De las ecuaciones (V-4-1) determinamos las amplitudes de las vibraciones de la cimentación  $Z_1 = A_z$  y de la máquina  $Z_2 = A_a$  - cuyos máximos serán:

$$Z_1 = A_z = - \frac{(f_{na}^2 - f_{n2}^2) (f_{n2}^2 - f_{n1}^2) v_a}{f_{na}^2 (f_{n1}^2 - f_{n2}^2) f_{n2}}$$

$$= - \frac{(38 \times 10^3 - 15 \times 10^3) (38 \times 10^3 - 98 \times 10^3) 0.0082}{38 \times 10^3 (98 \times 10^3 - 15 \times 10^3) 122}$$

$$= \frac{23 \times 10^3 \times 60 \times 10^3 \times 0.0082}{38 \times 10^3 \times 83 \times 10^3 \times 122}$$

$$= 0.0000295 \text{ m} = 0.0295 \text{ mm} < 1 \text{ mm}$$

$$Z_2 = A_a = - \frac{(f_{na}^2 - f_{n1}^2) v_a}{(f_{n1}^2 - f_{n2}^2) f_{n2}} = - \frac{(38 \times 10^3 - 98 \times 10^3) 0.0082}{(98 \times 10^3 - 15 \times 10^3) 122} = 0.0000486 \text{ m.}$$

$$= 0.0486 \text{ mm.} < 3 \text{ mm.}$$

De este modo los resultados muestran que la amplitud de las vibraciones no exceden los valores permisibles.

El esfuerzo dinámico en el cojín será según ecuación (V-3-10)

$$\sigma = \frac{C_2 (Z_2 + Z_1)}{A_2} = \frac{106.5 \times 10^3 (0.0295 + 0.0486) \times 10^{-3}}{1.28}$$
$$= \frac{106.5 \times 0.0781}{1.28} = 6.5 \text{ Tons/m}^2$$

Como se ve este esfuerzo es mucho menor que el mínimo permisible que es de 150 a 200 tons/m<sup>2</sup> para madera de alerce por lo tanto haremos un nuevo diseño, como indica la figura 7.

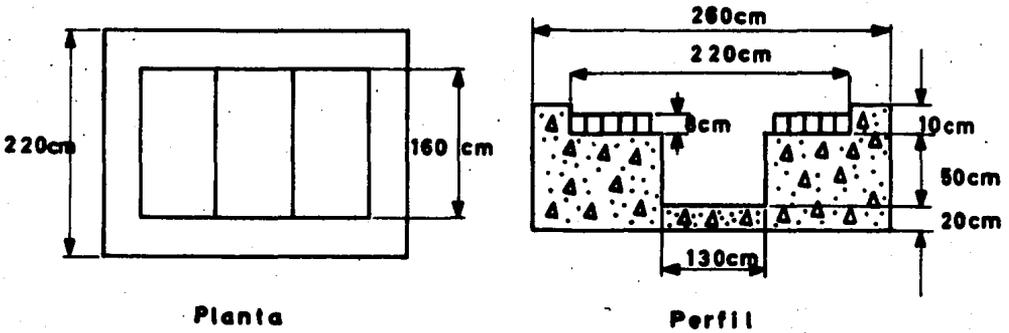


FIGURA. 7

Haciendo un cálculo similar al anterior tenemos:

$$V = 2.6 \times 2 \times 0.7 - 1.6 \times 1.3 \times 0.5 + 2 \times 2.6 \times 0.2 \times 0.1 + 2 \times 1.6 \times 0.2 \times 0.1 = 2.768 \text{ m}^3$$

$$W_1 = 2.768 \times 2.2 = 6.1 \text{ tons.}$$

$$A = 2.6 \times 2 = 5.2 \text{ m}^2$$

$$C_2 = \frac{E A_2}{b} = \frac{50 \times 10^3 \times 1.28}{0.08} = 800 \times 10^3 \text{ Tons/m.}$$

$$m_2 = 2.8 \text{ Tons-seg}^2/\text{m.}$$

$$r_{na}^2 = \frac{C_2}{m_2} = \frac{800 \times 10^3}{2.8} = 286 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

$$C'_u = 12 \times 10^3 \text{ Tons/m}^3$$

$$C_1 = C'_u A = 12 \times 10^3 \times 5.2 = 62.4 \times 10^3 \text{ Tons/m.}$$

$$m_1 = \frac{W_1}{g} = \frac{6.1}{9.81} = 0.621 \text{ Tons-seg}^2/\text{m}$$

$$f_1^2 = \frac{C_1}{m_1 + m_2} = \frac{62.4 \times 10^3}{0.621 + 2.8} = 18.3 \times 10^3 \text{ seg}^2$$

$$\mu_1 = \frac{m_2}{m_1} = \frac{2.8}{0.621} = 4.51$$

$$f_n^4 - (f_1^2 + f_{na}^2) (1 + \mu_1) f_n^2 + (1 + \mu_1) f_{na}^2 f_1^2 = 0$$

$$f_n^4 - (18.3 \times 10^3 + 286 \times 10^3) (1 + 4.51) f_n^2 + (1 + 4.51) 286 \times 10^3 \times 18.3 \times 10^3 = 0$$

$$f_n^4 - 1670 \times 10^3 f_n^2 + 28800 \times 10^6 = 0$$

$$f_{n12}^2 = \left[ 835 \pm \sqrt{835^2 - 28800} \right] 10^3 = \left[ 835 \pm 820 \right] 10^3$$

$$f_{n1}^2 = (835 + 820) 10^3 = 1655 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

$$f_{n1} = \sqrt{1655 \times 10^3} = 1285 \text{ seg}^{-1}$$

$$f_{n2}^2 = (835 - 820) 10^3 = 15 \times 10^3 \text{ seg}^{-2}$$

$$f_{n2} = \sqrt{15 \times 10^3} = 122 \text{ seg}^{-1}$$

$$v_a = 0.0082 \text{ m/seg.}$$

$$Z_1 = A_z = - \frac{(f_{na}^2 - f_{n2}^2) (f_{na}^2 - f_{n1}^2) v_a}{f_{na}^2 (f_{n1}^2 - f_{n2}^2) f_{n2}}$$

$$= - \frac{(286 \times 10^3 - 15 \times 10^3) (286 \times 10^3 - 1655 \times 10^3) 0.0082}{286 \times 10^3 (1655 \times 10^3 - 15 \times 10^3) 122} = 0.0000531 \text{ m}$$

$$Z_2 = A_a = - \frac{(f_{na}^2 - f_{n1}^2) v_a}{(f_{n2}^2 - f_{n1}^2) f_{n2}} = - \frac{(286 \times 10^3 - 1655 \times 10^3) 0.0082}{(15 \times 10^3 - 1655 \times 10^3) 122}$$

$$= 0.0000561 \text{ m.}$$

$$G = \frac{C_2 (Z_1 + Z_2)}{A_2} = \frac{800 \times 10^3 (0.0531 + 0.0561) 10^{-3}}{1.28} = 68 \text{ Tons/m}^2$$

$$< 150 \text{ tons/m}^2$$

C A P I T U L O V  
SELECCION DEL EQUIPO ELECTRICO  
AUXILIAR.

- 1.-SELECCION DEL MOTOR.
- 2.-SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL Y ARRANQUE DEL MOTOR.
- 3.-SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL ELECTRO-HIDRAULICO.

### 1.-SELECCION DEL MOTOR.

Para seleccionar un motor hay que tener en consideración las siguientes características:

#### a).-Potencia Requerida.

La selección correcta del motor disminuirá su costo inicial y después los costos de mantenimiento, mejorando la eficiencia de su operación y su tiempo de vida esperado; el uso de un motor más pequeño causará que éste se sobrecargue y se tendrá en consecuencia una reducción de su tiempo de vida; del mismo modo si se usa un motor mayor que el necesario, se reducirá la eficiencia y el factor de potencia y se incrementarán innecesariamente los requisitos de espacio y costo inicial.

Para determinar la capacidad de un motor para una máquina determinada, se le puede hacer a dicha máquina una prueba de carga, y también se puede hacer teniendo en cuenta los manuales de Ingeniería Mecánica y de Fabricantes, los cuales tienen información sobre el cálculo de potencia para varios tipos de máquinas. Estos incluyen ventiladores, bombas, sopladores, con su selección basada en capacidad y presión; máquinas herramientas para corte de metal, cuya selección se basa en la potencia requerida para quitar una pulgada cúbica de varios metales; transportadores, elevadores, grúas, etc., cuya selección se basa en cargas de fricción y pies-Lb/seg. para levantar o transportar material; en cada caso la potencia calculada debe incluir una tolerancia para pérdidas por fricción en transmisiones, tales como engranes, cadenas, etc.; las eficiencias de tal equipo se encuentra también disponible en datos publicados. En algunos tipos de carga el cálculo es menos efectivo que la prueba de carga en la determinación de la potencia impulsora; esto es particularmente real para cargas de par pulsatorio, tales como trituradoras, molinos de martillos, equipo pulverizador o mezcladores de semisólidos; otras cargas requieren una combinación de cálculo y prueba para determinar la potencia, por ejemplo cargas intermitentes de máquinas herramientas que requieren arranques o inversiones frecuentes y prensas punzonadoras con volante.

En nuestro caso teniendo en cuenta el cálculo de la potencia hidráulica necesaria de las dos bombas calculada en el capí

tulo II, necesitamos un motor de 250 HP.

b).-Clase de Corriente Disponible.

La corriente eléctrica disponible será a 440 volts, tres - fases, 60 ciclos.

c).-Tensión Adecuada.

La selección de la tensión adecuada es importante ya que para una misma potencia la tensión baja da corrientes altas y - las pérdidas por disipación son mayores, en cambio a tensión alta los costos de aislamiento y protección son mayores, seleccionamos como ya se dijo un voltaje de 440 volts.

d).-Par requerido por la Carga.

Las cargas impulsadas por motor se describen generalmente en términos de potencia al freno contra par de arranque de plena carga o máximo, los pares de carga se especifican en porcentaje del par de carga nominal en vez de que se haga en pies-Lb., - esto tiene la ventaja de que una simple cifra de porcentaje de - par puede aplicarse a un gran número de máquinas de diseño similar. Una descripción completa de las características de par motor deberán incluir par de arranque, par de aceleración, par nominal y par máximo. Las características correctas de un motor pueden definirse como aquellas que arrancarán, acelerarán e impulsarán dicha carga en su ciclo de servicio especificado y a su aumento dado de temperatura con un mínimo de costo de motor, potencia y tamaño.

La National Electrical Manufacturers Association (NEMA) - hace la siguiente descripción de los motores de inducción jaula de ardilla, con respecto al par de arranque y de plena carga para su aplicación según las necesidades.

Clase A.-Para motores de par de arranque normal, corriente de arranque normal y bajo deslizamiento.

Clase B.-Para motores de par de arranque normal, corriente de arranque baja y bajo deslizamiento a plena carga.

Clase C.-Para motores de alto par de arranque, baja ----- corriente de arranque y bajo deslizamiento a plena carga.

Clase D.-Para motores de alto par de arranque, baja ----- corriente de arranque y alto deslizamiento a plena carga.

Clase E.-Para motores de bajo par de arranque, corriente - de arranque normal y bajo deslizamiento a plena carga.

Clase F.-Para motores de bajo par de arranque, baja -----

corriente de arranque y bajo deslizamiento a plena carga.

Los motores EyF tienen poco uso debido a que pueden ser substituidos en mejores condiciones por cualquiera de los otros tipos de motores.

e).-Velocidad Requerida por la Carga.

En nuestro caso tenemos 900 RPM.

f).-Posición de Operación del Motor.

Su posición será horizontal con una bomba hidráulica en cada uno de sus extremos.

g).-Atmósfera y Temperatura de Operación.

Atmósfera con alto contenido de humedad; como las tropicales o debidas al proceso mismo de manufactura, en este caso se utilizarán motores con aislamiento especial.

Atmósfera corrosiva; como las existentes en las plantas químicas, si los agentes corrosivos no son fuertes se pueden utilizar motores con aislamiento especial a prueba de goteo, si estos agentes son fuertes se deben usar motores cerrados totalmente.

Atmósfera con gases y vapores explosivos; como caso típico la industria del petróleo donde se usarán motores a prueba de explosión totalmente cerrados.

Instalación a la intemperie; en cuyo caso bastará con poner una cubierta a prueba de salpicaduras.

La temperatura ambiente es muy importante ya que de ella depende la temperatura de operación del motor, que en caso de ser alta causará daños en los aislamientos.

h).-Altura Sobre el Nivel del Mar.

Esto es importante debido a que el enfriamiento propio del motor depende de la cantidad de aire para disipar las pérdidas de calor y que es inversamente proporcional a la altura sobre el nivel del mar.

En nuestro caso seleccionamos un motor de 250 HP, 3fases, 440volts, 60ciclos, 900 RPM.

2.-SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL Y ARRANQUE DEL MOTOR.

DE acuerdo con el Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas, en el circuito derivado, el equipo de control y arranque de un motor de corriente alterna consta de lo siguiente:

a.-Protección Contra Sobre-Corriente del Circuito Derivado.

Esta protección se logra con dispositivos que protegen a los conductores, los aparatos de control y a los motores contra los efectos de tierra o circuitos cortos, para lo cual se usan fusibles o interruptores automáticos que generalmente son del tipo termomagnético.

a1.-Fusibles.

Los fusibles se dividen en dos clases generales

Aquellos que se diseñan para proteger el circuito y los aparatos en contra de circuitos cortos y en contra de cantidades definidas de sobrecarga.

Aquellos que se diseñan para proteger el sistema solamente en contra de circuitos cortos.

A la primera clase pertenecen los fusibles de cadena que abren con un 25% de sobrecarga. A la segunda clase pertenecen los fusibles de expulsión que se funden a un valor varias veces mayor que el de la corriente que continuamente llevarán y para el cual se diseñan.

Entre los primeros se tienen los de el tipo de tapón que son comunes en instalaciones residenciales y consisten de un eslabón dentro de una gualdropa que impide que al fundirse el fusible el metal fundido se desparrame. Estos fusibles tienen una ventana a través de la cual es posible ver si el fusible está fundido; el tamaño más grande para este tipo de fusible es de 30 Amps.

Los fusibles de cartucho son los que se usan para el caso de instalaciones industriales y con la ventaja de que son los únicos tipos de fusible que pueden usarse en casos en que las corrientes son mayores de 30 Amps., ya que este tipo de fusible se diseña hasta para corrientes de 600 Amps.

Los cartuchos fusibles se subdividen todavía en Renovables y No-Renovables que como su nombre lo indica, en los primeros es posible la reposición del listón fusible que es lo único que se destruye al fundirse y en los segundos una vez fundidos no es posible seguirlos usando y hay que reponer el fusible completo.

El fusible normal sirve para capacidades interruptivas abajo de 10 000 Amps. efectivos de circuito corto ; ya que no -- disponen de un dispositivo especial para apagar el arco. Estos - fusibles nunca traen indicada su capacidad de circuito corto.

Hay otros fusibles de alta capacidad de ruptura de tubo - de fibra de vidrio con un eslabón de plata alojado en arena de sílice o cuarzo, en estos fusibles si viene indicada la capaci-- dad interruptiva.

La selección de fusibles debe hacerse considerando la --- corriente de circuito corto resultante en el punto por proteger del circuito derivado, o en el circuito alimentador como protec-- ción principal; aunque su principal función es proteger contra - circuito corto, es común utilizarlo como protección de sobrecar-- ga en circuitos de distribución y transformadores. Para la pro-- tección del circuito se debe coordinar la calibración del esla-- bón fusible con la capacidad térmica del cable en Amps. Para pro-- tección de transformadores su selección se debe basar en una co-- rriente en el transformador del 110%. Para protección de motores su selección se basa en considerar la corriente de arranque de-- pendiendo del tipo de motor. Las capacidades nominales de los fu-- sibles varían desde unos cuantos Amps., hasta varios cientos y - ninguno de los tipos normales NEC indican como ya se dijo su ca-- pacidad interruptiva que bien debe ser motivo de desconfianza - de tales dispositivos de protección.

Existen fusibles de alta capacidad interruptiva (25 000 y 100 000 Amps. Asimétricos) de construcción especial y sellados, - similares a los fusibles de alta tensión limitadores de corrien-- te como el TRIONIC y AMPTRAP de la SHAW MUT CO. y el tipo EJ-6 - de G.E. para 250 y 480 volts. El tiempo de fusión de estos fusi-- bles es de 1/4 de ciclo, por lo que no permiten que se propague - ni momentáneamente el máximo circuito corto posible. Esta carac-- terística los hace adecuados para resolver problemas de altas - capacidades interruptivas de respaldo en sistemas en donde los - dispositivos existentes no tienen la capacidad interruptiva re-- querida

Quando se utilizan fusibles de alto poder como respaldo - de interruptores en aire tipo termomagnético, las fallas de los -

circuitos derivados dentro de la capacidad del interruptor son aisladas por los interruptores termomagnéticos sin afectar a los fusibles generales. Para fallas mayores de la capacidad de los interruptores son los fusibles de alto poder los que se encargan de interrumpir dichas fallas, después de las cuales los interruptores termomagnéticos abren sus contactos, pero sin representar algún peligro para el interruptor.

Cuando los fusibles de alto poder se usan como interruptores generales de fusibles normales NEC y con las siguientes limitaciones; fusibles principales: 400-600 Amps. con fusibles derivados hasta 200 Amps.; fusibles principales 3-4 veces la capacidad del fusible derivado y cuando estos últimos son de 250-600 Amps., las fallas en los circuitos derivados por abajo de 10 000 Amps. serán protegidas por los fusibles derivados sin operar -- los fusibles de alto poder. Pero fallas arriba de 10 000 Amps., -- serán interrumpidas por los fusibles de alto poder, antes de que los fusibles derivados puedan intentar operar.

#### a2.-Interruptores Automáticos.

El interruptor es un dispositivo para cerrar o interrumpir un circuito por medio de sus contactos bajo condiciones normales o anormales del mismo.

Las condiciones anormales de un circuito son aquellas que se originan por sobrecarga y circuitos cortos. Las sobrecorrientes en un conductor originan temperaturas excesivas y peligrosas para él y para su aislamiento, por lo tanto deberán proveerse de un dispositivo de desconexión para protegerse. La interrupción del circuito la pueden hacer siempre sin necesidad de tener que reponer fusibles quemados como en el caso de proteger al circuito con interruptores de navajas.

La operación automática del interruptor se hace térmicamente, magnéticamente y térmico-magnéticamente.

#### Operación Térmica.

La acción térmica de este tipo de interruptores se efectúa a través de elementos bimetalicos en cada polo, los cuales son actuados por el flujo de corriente que pasa a través del interruptor .

El elemento térmico protege contra sobrecargas y altas --

temperaturas ambientes que se combinan para producir temperaturas peligrosas en los conductores. Si el aumento de temperatura combinado alcanza un punto tal que pueda ser peligroso para las temperaturas normales establecidas por el Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas (aproximadamente 30° C de elevación sobre la temperatura ambiente) el elemento térmico se deflexiona accionando un seguro que abre el circuito de los contactos del interruptor.

El tiempo que tarda en disparar térmicamente es proporcional a la carga, acusando un retardo en sobrecargas ligeras y mayor rapidez en sobrecargas mayores.

#### Operación Magnética.

La corriente originada por una sobrecarga o un circuito corto energiza una bobina que actúa el interruptor en forma instantánea a una calibración predeterminada, es decir que se puede variar su acción dentro del rango de disparo..

La operación magnética es valiosa cuando es usada en combinación con la operación térmica, pues mientras que la primera provee una acción instantánea contra circuitos cortos, la segunda provee una acción de tiempo inverso bajo sobrecargas. Las dos protecciones poseen un rango de calibración de acuerdo con el circuito y el interruptor usado.

Para aplicar debidamente los interruptores en la protección de circuitos deberán considerarse los siguientes factores según catálogo 7656 de la G.E.

#### a2-1.-Voltaje del Circuito.

El voltaje del circuito al cual deberán aplicarse los interruptores, no deberá exceder al voltaje de designación especificado en las listas de los fabricantes

#### a2-2.-Corriente del Circuito.

La corriente de designación del interruptor obtenida de los catálogos es la corriente en Amps. que el interruptor podrá conducir continuamente sin que la elevación de la temperatura entre sus terminales exceda de 50°C.

La NEMA considera que la temperatura ambiente estándar es de 25°C, por lo tanto, la corriente de designación que se escoja al seleccionar un interruptor, deberá ser en el último de los ca

ses igual a la corriente máxima que continuamente fluye en el - circuito al cual se colocará el interruptor.

a2-3.-Corriente Máxima de Circuito Corto.

La capacidad interruptiva de un interruptor deberá ser igual o superior a la máxima corriente de circuito corto en el - punto donde se instalará.

a2-4.-Frecuencia del Circuito.

Las corrientes de designación de catálogos están calculadas sobre la base de una frecuencia de 60 ciclos o menor (Factor D).

a2-5.-Temperatura Ambiente.

Las corrientes de designación mostradas en los catálogos se han determinado a una temperatura ambiente de 25°C; sin embargo se pueden emplear en temperaturas ambiente, hasta de 60°C; -- siempre y cuando disminuya la corriente de designación (Factor A).

Quando se aplican interruptores en caja moldeada que generalmente se usan en combinación con arrancadores para motores, habrá que considerar la temperatura dentro y fuera de la cubierta; las temperaturas interiores se originan por pérdidas de calor en otros aparatos y pérdidas de calor en los conductores --  $I^2R$  dentro de las cubiertas (Factor B).

a2-6.-Altitud.

La corriente de designación de los interruptores está determinada considerando una altura sobre el nivel del mar igual o inferior a 1 830 Mts. Para alturas mayores se verán afectados tanto la corriente de designación como el aislamiento del interruptor (Factor E).

a2-7.-Condiciones Especiales.

Existen otras condiciones poco comunes de operación de -- los interruptores que requieren una construcción y protección especial, por ejemplo:

Interruptores a prueba de impacto.

Interruptores a prueba de moho.

Interruptores a prueba de explosión.

a2-8.-Tipo de Carga.

La aplicación y selección de interruptores deberá basarse

en el tipo de protección que se desee.

Si se desea únicamente protección contra sobrecargas deberá usarse un interruptor con disparo térmico.

Para protección de circuito corto deberá usarse un interruptor con disparo magnético.

Cuando se deseen ambas protecciones, se empleará un interruptor con disparo térmico y magnético.

Atendiendo a que los diversos circuitos en los cuales se aplicarán los interruptores, llevarán cargas muy diversas y además que cada tipo de carga requiere una protección diferente de acuerdo con las normas establecidas por la NEMA, la corriente de designación del interruptor que se seleccione deberá necesariamente involucrar un porcentaje de corriente de acuerdo con el tipo de carga (Factor C).

La fórmula simplificada para seleccionar un interruptor es:

Corriente de Designación = Corriente del Circuito  $\times A \times B \times C \times D \times E$

A = Factor por temperatura ambiente.

B = Factor por tipo de cubierta.

C = Factor por tipo de carga.

D = Factor por frecuencia.

E = Factor por altitud.

Estos factores están dados en las tablas de la página siguiente.

Seleccionaremos un interruptor para nuestro motor de 250 HP. La potencia eléctrica consumida por un circuito trifásico está dada por la fórmula:

$$KW = \sqrt{3} KV \times I \times FP$$

$$KW = 250 \times 0.746 = 186$$

$$KV = \text{Voltaje del circuito en Kilovolts} = 0.440$$

I = Corriente en amperes.

FP = Factor de potencia = 0.8

Por lo tanto la corriente del circuito será:

$$I = \frac{KW}{\sqrt{3} KV \times FP} = \frac{186}{1.73 \times 0.44 \times 0.8} = 306 \text{ Amps.}$$

Los factores serán:

A = 1.15 para interruptor tipo TKM a 40°C.

B = 1.15 para cubierta del tipo industrial.

**TEMPERATURA AMBIENTE (FACTOR A)**

Temperatura Ambiente	Interruptor TIPO TE (20 a 100A)	Interruptor TIPOS TJ y TK (todas capac) TIPO TKM (400 a 800A)	Interruptor TIPO TE (15 a 20A) TIPO TKM (125 a 350A)
0	0.90	0.86	0.84
10	0.92	0.90	0.88
20	0.97	0.96	0.95
25	1.00	1.00	1.00
30	1.03	1.04	1.06
40	1.10	1.15	1.20
50	1.20	1.30	1.43
60	1.33	1.59	1.88

**CUBIERTAS (FACTOR B)**

Condiciones de operación del interruptor (Tipos de cubierta).	Factor B
Al aire libre (sin cubierta).	1.00
Interruptores para circuitos alimentadores colocados en un control para motor.	1.15
Cubiertas tipo industrial para interruptores individuales (NEMA TIPOS 1,3,4,5,7).	1.15
Interruptores en tableros de alumbrado. (1 a 20 unidades)	1.15
(Tableros de 20 o más unidades)	1.25
Interruptores en tableros de distribución de potencia en caja hasta de 1.20 Mts de altura.	1.15
En caja con altura mayor de 1.20 Mts.	1.25
Interruptores de enchufe en ductos.	1.15

**CLASIFICACION DE CARGA (FACTOR C)**

Tipo de Carga.	FACTOR C
Carga constante y continua.	1.25
Ramal de circuito para motores y condensadores.	1.35 Min.
Soldadoras.	2.50 Máx.

**FRECUENCIA (FACTOR D)**

Frecuencia Ciclos/seg.	TIPOS TE y TF (15 a 20A)	TIPO TE (30-110A)	TIPOS TJ y TK (70-225A)	TIPOS TL y TKM (125-350A)	TIPOS TL y TKM (400-800A)
Corr. Continua y 60 cic./seg.	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
120	1.0	1.0	1.02	1.02	1.04
180	1.0	1.02	1.05	1.04	1.08
240	1.03	1.05	1.09	1.06	1.12
300	1.06	1.09	1.11	1.10	1.16
400	1.11	1.14	1.18	1.15	1.25

**ALTITUD (FACTOR E)**

Altitud	FACTOR E
Del nivel del mar hasta 1,800 Mts.	1.00
De 1,800 a 3,000 Mts. sobre el nivel del mar	1.04

C=1.35 para ramal de circuito para motor.

D=1.00 para frecuencia 60 ciclos/seg.

E=1.00 para altura de 1,000 Mts. sobre el nivel del mar.

La corriente de designación será:

$I_d = 306 \times 1.15 \times 1.15 \times 1.35 \times 1.0 \times 1.0 = 549$  Amps.

Seleccionamos por lo tanto un interruptor de 3 polos y --  
600 Amps.

b.-Conductores de circuitos Derivados.

De acuerdo con el Reglamento de Obras e Instalaciones E--  
léctricas en el artículo 28 fracción 10 nos dice que:

La corriente permisible en los conductores de un circuito  
derivado que abastezca a un motor individual con régimen de tra  
bajo continuo y carga aproximadamente constante no será menor -  
del 125% de la corriente nominal a carga plena del motor, por lo  
tanto:

$I_{perm} = 1.25I = 1.25 \times 306 = 383$  Amps.

Seleccionamos un conductor con forro de goma resistente -  
al calor de 500 MCM (Mili Circular Mils) con una capacidad de -  
conducción de 382 Amps.

c.-Medios de Desconexión.

Los medios de desconexión tienen por objeto aislar total-  
mente el motor y su arrancador del circuito.

Según el reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas -  
los medios de desconexión pueden ser:

c1.-Interruptor Manual.

c2.-Interruptor Automático.

Cualquiera que sea debe ajustarse al artículo 28 en la --  
fracción 49 que especifica que deberá tener capacidad para con-  
ducir continuamente por lo menos el 115% de la corriente nomi-  
nal a carga plena del motor.

En nuestro caso al seleccionar el medio de protección cu-  
brimos este punto al utilizar un interruptor automático.

d.-Arrancador y Medio de Protección del Motor Contra So-  
brecargas.

Para un motor cuando se encuentre trabajando, la protec---  
ción de sobrecarga, se efectúa mediante los elementos térmicos -  
que contiene el arrancador, este es el dispositivo que junto con  
una estación de botones sirve para llevar a cabo el control ---

automático de paro y arranque del motor.

Los arrancadores nos proporcionan dos tipos de protecciones: la de sobrecarga y la de bajo voltaje.

El control de los motores de corriente alterna de inducción de jaula de ardilla puede llevarse a cabo mediante los siguientes métodos:

d1.-Arranque Directo a Voltaje Pleno.

El arranque directo es el más económico y el más empleado. Este tipo de control tiene como inconveniente que puede permitir la aplicación súbita de un par mayor que el de plena carga, lo que puede dañar la flecha del motor y al mismo tiempo puede ocasionar una variación del voltaje debido a la caída producida por la alta corriente de arranque. Estas variaciones ocasionan parpadeo en las lámparas y pueden hacer que otros motores se paren a causa que las corrientes y voltajes de otros circuitos bajan, por lo que las compañías de energía eléctrica objetan el uso de este método para motores medianos y grandes.

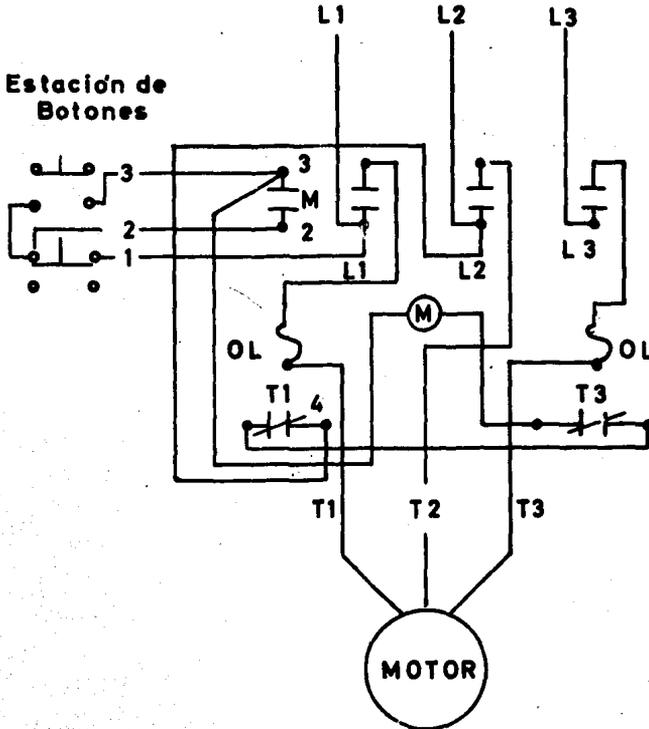
Los arrancadores magnéticos a Voltaje Pleno conectan los devanados del motor directamente a la línea; consisten de un juego de contactos los cuales permanecen cerrados por la fuerza de una bobina magnética (M) mientras está energizada y de dos relevadores (OL) del tipo térmico (Figura 1) para la protección de sobrecarga.

Este tipo de arrancador es apropiado para usarse con control remoto, para ello se hace necesario, ya sea una estación de botones (medio más usual), un interruptor de límite, un termotato o bien cualquier otro dispositivo, los cuales al cerrar sus contactos, cierran el circuito de control de arranque proporcionando energía a la bobina magnética la que obliga a cerrar los contactos que están en serie con la línea.

La protección de sobrecarga la suministran dos elementos térmicos sensibles a la corriente, los cuales están conectados en serie con los devanados del motor y que al operar abren un contacto (4) en el circuito de control del arrancador desconectando la bobina (M) y abriendo los contactos principales, cuando el motor toma de la línea una corriente mayor que la normal.

La protección de bajo voltaje la efectúa el circuito de control del arrancador, de manera que al bajar el voltaje, la bo-

bina (M) deja de operar abriendo el contacto de sello 2-3, esto nos asegura que aunque se restablezca el voltaje normal de la línea el motor no arrancará mientras no se presione el botón de arranque.



ARRANCADOR MAGNETICO.

FIGURA.1

d2.-Arranque a Voltaje Reducido.

Existen dos factores que nos determinan si debe o no usarse el arranque por este método, a saber:

Cuando al arrancar a voltaje pleno la caída de tensión que resulta es considerable y causa disturbios en otros ramales de la red y que la aplicación del motor requiera voltaje reducido para limitar la corriente y el par de arranque, ya que las conexiones mecánicas entre el motor y la carga puedan ser dañadas

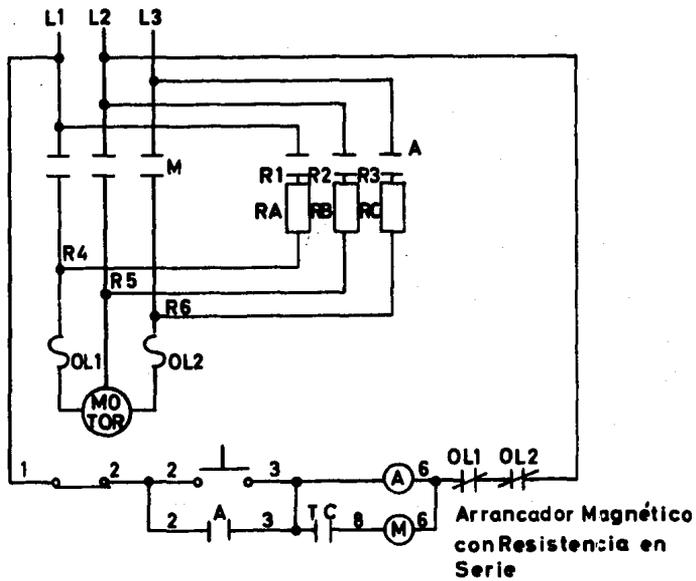


FIGURA. 2

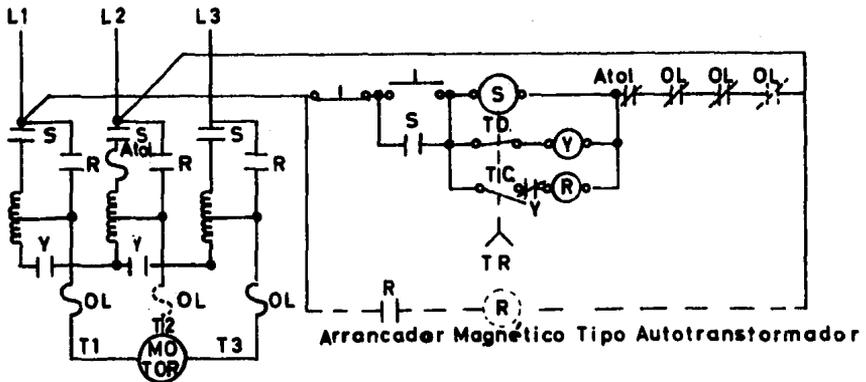


FIGURA. 3

por la aplicación repentina del par de arranque a voltaje pleno.

Existen varias maneras de reducir el par de arranque de un motor, las principales son:

d2-1.-Conectando una resistencia en serie con el motor.

d2-2.-Conectando una reactancia en serie con el motor.

d2-3.-Usando un autotransformador.

d2-4.-Conectando el motor en estrella en el arranque y -- cambiándolo a delta en la operación normal.

d3.-Arranque a Devanado Partido.

Otro método de arranque es el utilizado para motores grandes que tienen un devanado compuesto de 2 arrollamientos. Al --- arrancar el motor el arrancador conecta uno de los devanados a la línea, después de un tiempo determinado conectará en paralelo al otro devanado, aunque el arranque se hace a voltaje pleno, al conectar un solo devanado, el motor arrancará con corriente y -- par pequeños.

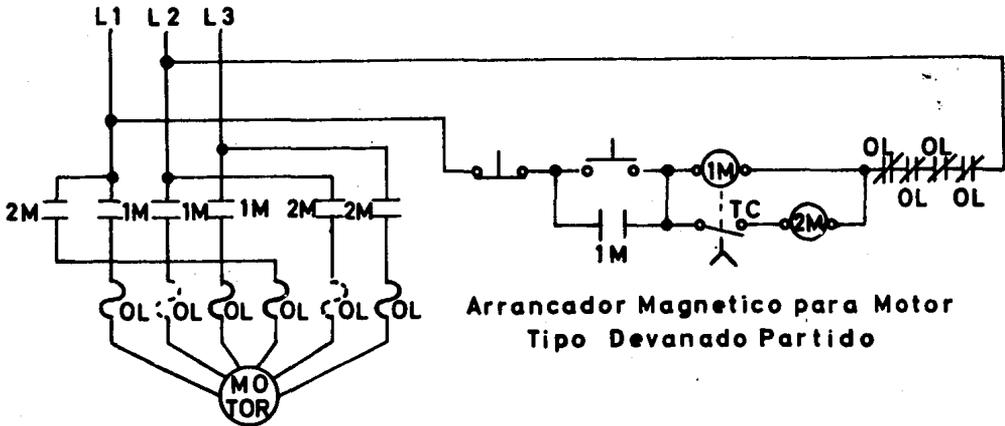


FIGURA. 4

En nuestro caso como el motor utilizado es de 250 HP., utilizaremos un arrancador de tipo devanado partido.

### 3.-SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL ELECTRO-HIDRAULICO.

El sistema eléctrico de control será según el plano 2, la secuencia eléctrica de operación es:

a.-Arranque del Motor.

a1.-Se conecta el interruptor automático del transformador, entonces encenderá la lámpara ENERGIA.

a2.-Se coloca el control FUERA-DENTRO en DENTRO, encenderá la lámpara CONTROL.

a3.-Se presiona el botón ALTO-PRENSA con lo que se energiza 32CR.

32CR-1 Cierra preparando el circuito de arranque del motor.

32CR-2 Cierra energizando el SOLENOIDE A.

32CR-5 Cierra energizando el SOLENOIDE C.

La prensa se encuentra en la posición de ALTO.

a4.-Se presiona el botón ARRANQUE MOTOR energizando el arrancador.

Después de cierto tiempo el arrancador conecta totalmente el motor a la línea .

El contacto A del arrancador cierra y la lámpara MOTOR se enciende.

El contacto X del arrancador cierra preparando el circuito de arranque de la prensa.

a5.-Con el motor funcionando se presiona el botón de REPOSICION con lo que se desenergiza 32CR.

32CR-1 Abre el circuito de arranque del motor.

32CR-2 Abre desenergizando el solenoide A.

32CR-5 Abre desenergizando el solenoide C.

b.-Operación Semi-Automática.

b1.-Con el motor trabajando se coloca el interruptor SEMI TOTAL-AUTO, a la posición SEMI-AUTO, el interruptor PRENSA-REMOTO a la posición PRENSA, el interruptor de límite 5LS, se encuentra operado, el interruptor IMPULSO-AUTO-MANUAL, a la posición AUTO, el interruptor IMPULSO-COJIN-FUERA-DENTRO, a la posición FUERA y el interruptor COJIN-EXTRACTOR, a la posición COJIN.

Encenderá la lámpara SEMI-AUTO.

15CR se energizará a través de los contactos de los botones AVANCE, PRENSA-REMOTO, PR, #1PS, INVERSION, IMPULSO AUTO-MANUAL, OTL y ARRANCADOR "X".

15CR-1 Cierra trabando 15CR.

15CR-2 Cierra preparando el circuito de trabado de 8CR.

15CR-5 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

15CR-6 Cierra preparando el circuito al SOLENOIDE A.

b2.-Al presionar los dos botones AVANCE, se energizará 8CR

a través de PRENSA-REMOTO, PR, #1PS, INVERSION, IMPULSO-AUTO-MANUAL, OTL y ARRANCADOR "X".

8CR-1 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

8CR-2 Cierra energizando el SOLENOIDE A.

8CR-3 Abre el circuito de 4CR.

8CR-4 Abre el circuito IMPULSO COJIN.

8CR-5 Cierra trabando 8CR.

8CR-6 Cierra energizando el SOLENOIDE H.

8CR-7 Abre el circuito del SOLENOIDE J.

8CR-8 Abre (ningún efecto en SEMI-AUTO).

b3.- El martinete viaja hacia abajo a alta velocidad y opera 23LS.

b4.-23LS operado energiza el SOLENOIDE D.

b5.-El martinete viaja hacia abajo a velocidad lenta, deja de operar 23LS, desenergizando el SOLENOIDE D.

b6.-El martinete viaja hacia abajo nuevamente a alta velocidad y opera 1LS, energizando 1CR.

1CR-1 Cierra trabando 1CR.

1CR-5 Cierra energizando el SOLENOIDE E.

b7.-El martinete viaja hacia abajo a la velocidad de presión, hará contacto con el trabajo, se elevará la presión y operará abriendo #1PS (interruptor de presión).

b8.-#1PS operado se desenergizan 15CR, 8CR y 1CR.

15CR-1 Abre el trabado de 15CR.

15CR-2 Abre el trabado de 8CR.

15CR-5 Abre (ningún efecto en SEMI-AUTO).

15CR-6 Abre desenergizando el SOLENOIDE A.

8CR-1 Abre (ningún efecto en SEMI-AUTO).

8CR-2 Abre el circuito del SOLENOIDE A

8CR-3 Cierra preparando el circuito a 4CR.

8CR-4 Cierra preparando el circuito IMPULSO COJIN.

8CR-5 Abre (ningún efecto pues 15CR-2 está abierto).

8CR-6 Abre desenergizando el SOLENOIDE H.

8CR-7 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

8CR-8 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

1CR-1 Abre el trabado de 1CR.

1CR-5 Abre desenergizando el SOLENOIDE E.

b9.-El martinete invertirá su movimiento, cerrando #1PS.

La operación del INTERRUPTOR DE LIMITE DE INVERSION, efectuará la misma operación que el alivio de #1PS y se utiliza para invertir el movimiento del martinete en el punto que se describe.

b10.-#1PS cerrado energizará 15CR como en b1.

15CR-1 Cierra trabando 15CR.

15CR-2 Cierra preparando el circuito de 8CR.

15CR-5 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

15CR-6 Cierra preparando el circuito del SOLENOIDE A.

b11.-El martinete regresará a alta velocidad operando 4LS y energizando 4CR.

4CR-1 Cierra trabando 4CR.

4CR-3 Abre el circuito a 8CR.

4CR-5 Cierra energizando el SOLENOIDE G.

4CR-7 Abre los circuitos a los SOLENOIDES J y H.

b12.-El martinete continúa viajando hacia arriba y el cojín viajará ahora hacia arriba abriendo 3LS y desenergizando -- 4CR.

4CR-1 Abre el trabado de 4CR.

4CR-3 Cierra preparando el circuito a 8CR.

4CR-5 Abre desenergizando el SOLENOIDE G.

4CR-7 Cierra (ningún efecto en SEMI-AUTO).

b13.-El martinete llega a su posición superior cerrando - 5LS.

c.-Operación Automática.

c1.-Todas las condiciones descritas para operación semi-automática excepto que el interruptor SEMI-TOTAL-AUTO, se coloca en la posición TOTAL-AUTO.

c2.-La lámpara SEMI-AUTO no encenderá.

c3.-15CR Se energizará por el cerrado de 8CR-1. Entonces - 15CR-5 trará 15CR.

c4.-15CR Permanecerá energizado a menos que el botón de - INVERSION se presione, de este modo cuando el martinete completa su ciclo, la operación de 5LS energizará 8CR para iniciar otro ciclo automáticamente.

d.-Operación Manual.

d1.-Coloque el interruptor IMPULSO-AUTO-MANUAL a la posi-

ción MANUAL.

d2.-La prensa se controla con el uso de una llave que mueve la palanca que va al carrete del servomotor.

e.-Operación a Impulsos.

e1.-Coloque el interruptor IMPULSO-AUTO-MANUAL a la posición AUTO.

e2.-Presione el botón ALTO-PRENSA, energizando 32CR.

32CR-1 Cierra preparando el circuito de arranque del motor.

32CR-2 Cierra energizando el SOLENOIDE A.

32CR-5 Cierra energizando el SOLENOIDE C.

e3.-La prensa está en una posición de ALTO.

e4.-Presione el botón IMPULSO ARRIBA energizando 31CR.

31CR-3 Abre desenergizando el SOLENOIDE A.

e5.-El martinete viajará hacia arriba, suelte el botón y - el martinete se parará.

e6.-Presione el botón IMPULSO ABAJO energizando 33CR.

33CR-1 Cierra energizando el SOLENOIDE D.

33CR-3 Abre desenergizando el SOLENOIDE C.

e7.-El martinete viajará hacia abajo, suelte el botón y - el martinete se parará.

Cuando ya no se desee la operación por impulsos, presione el botón de REPOSICION desenergizando 32CR.

32CR-1 Abre el circuito de arranque del motor.

32CR-2 Abre desenergizando el SOLENOIDE A.

32CR-5 Abre desenergizando el SOLENOIDE C.

e8.-Si el martinete se encuentra abajo, regresará hasta su posición superior.

f.-Operación de Inversión.

f1.-Presione el botón de INVERSION durante cualquier tiempo del ciclo y el martinete regresará a su posición superior.

f2.-Es necesario presionar los dos botones AVANCE para iniciar el siguiente ciclo.

g.-Operación del Cojín como Extractor.

g1.-Con el interruptor COJIN-EXTRACTOR, colocado en la posición COJIN, la operación será la misma que la descrita bajo la operación semi y totalmente automática.

g2.-Con el interruptor COJIN EXTRACTOR colocado en la posición EXTRACTOR, se energizarán los SOLENOIDES H y J. El martinete extractor viajará hacia abajo operando 6LS, desenergizando -- los SOLENOIDES H y J, y deteniéndose. Cuando los botones de AVANCE se presionan el SOLENOIDE H no será energizado. La prensa continuará como antes, excepto cuando el extractor se eleva, abriendo 3LS.

3LS Abierto se desenergiza 4CR y el SOLENOIDE G y se energizan los SOLENOIDES J y H a través de los contactos 8CR-7 y -- 8CR-8, 4CR-7 y 6LS.

El extractor viajará hacia abajo operando 6LS desenergizando los SOLENOIDES H y J, preparando el circuito de 8CR. El interruptor de límite deberá estar operando antes de que pueda iniciarse otro ciclo.

h.-Operación a Impulsos del Cojín Extractor.

h1.-Coloque el interruptor IMPULSO COJIN FUERA-DENTRO en la posición DENTRO.

h2.-Deberá presionarse el botón ALTO-PRENSA; para asegurar presione el botón REPOSICION.

h3.-Presione el botón COJIN-EXTRACTOR-ARRIBA, energizando 4CR, el cual energizará el SOLENOIDE G. El cojín viajará hacia arriba hasta que se suelte el botón o se accione 3LS abriendo.

h4.-Presione el botón COJIN-EXTRACTOR-ABAJO, energizando los SOLENOIDES H y J. El cojín viajará hacia abajo hasta que se suelte el botón o se accione 6LS abriendo.

h5.-Cuando ya no se utilice el movimiento a impulsos, coloque el interruptor IMPULSO-COJIN-FUERA-DENTRO en la posición -- FUERA. El cojín no podrá moverse a impulsos cuando el relevador 8CR está energizado.

Teniendo en cuenta las diferentes operaciones se seleccionarán los relevadores 15CR, 8CR, 1CR, 4CR, 31CR, 33CR, 32CR para operar a 110 volts, lo mismo que las lámparas de control.

Para la selección del transformador tendremos en cuenta -- la operación de ciclo semi-automático, cuya gráfica está dada -- por la figura 5.

Teniendo en cuenta las velocidades Rápida=488 cm/min., Lenta=Presión=183 cm/min. Los tiempos en que se efectuarán cada una de las operaciones si las distancias recorridas son Rápido (1)=

Interruptor SEMI-TOTAL-AUTO  
 posición SEMI-AUTO  
 SLS operado

1CR  
 4CR  
 8CR  
 15CR  
 A  
 C  
 D  
 E  
 G  
 J  
 H

Botones de Avance Presionados

23 LS Operado

23LS Libre

1 LS Operado

#1 PS Operado

#1 PS Libre

4 LS Operado

3 LS Libre

5 LS Operado

OPERACION SEMIAUTOMATICA

MARTINETE ABAJO  
 RAPIDO LENTO RAPIDO PRESION  
 RAPIDO MARTINETE ARRIBA

(t1) (t2) (t3) (t4) (t5) (t6) (t7)

CUJIN ARRIBA

Presione Los botones de Avance para iniciar otro ciclo

FIGURA. 5

40 cm., Lento=10 cm., Rápido (2)=10 cm. y Presión=30 cm., cuya suma total nos da la carrera de la prensa que es de 90 cm. El viaje hacia arriba se dividirá en tres distancias de 30 cm., por lo tanto:

$$t_1 = \frac{e}{v} = \frac{40 \times 60}{488} = 4.92 \text{ seg.}$$

$$t'_2 = \frac{10 \times 60}{183} = 3.28 \text{ seg.}$$

$$t'_3 = \frac{10 \times 60}{488} = 1.23 \text{ seg.}$$

$$t'_4 = \frac{30 \times 60}{183} = 9.82 \text{ seg.}$$

$$t'_5 = t'_6 = t'_7 = \frac{90 \times 60}{3 \times 488} = 3.7 \text{ seg.}$$

Teniendo en cuenta que cada uno de los relevadores y solenoides consumen una potencia eléctrica de 200 volt-amps. según catálogo GEC 1,260 D, página 64 y que el conjunto de lámparas -- consumen 100 volt-amps., la gráfica de potencia consumida estará de acuerdo con la figura 6.

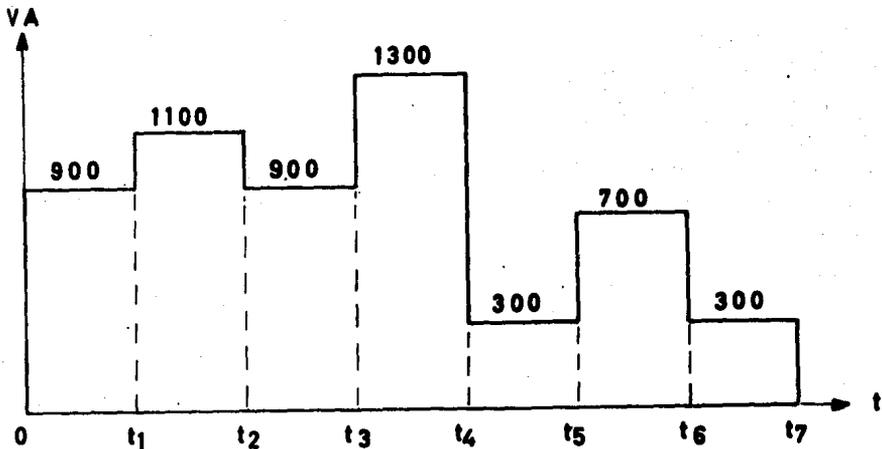


FIGURA. 6

Los tiempos serán:

$$t_1 = 4.92 \text{ seg.}$$

$$t_2 = t_1 + t'_2 = 4.92 + 3.28 = 8.2 \text{ seg.}$$

$$t_3 = t_2 + t'_3 = 8.2 + 1.23 = 9.43 \text{ seg.}$$

$$t_4 = t_3 + t_4' = 9.43 + 9.82 = 19.25 \text{ seg.}$$

$$t_5 = t_4 + t_5' = 19.25 + 3.7 = 22.95 \text{ seg.}$$

$$t_6 = t_5 + t_6' = 22.95 + 3.7 = 26.65 \text{ seg.}$$

$$t_7 = t_6 + t_7' = 26.65 + 3.7 = 30.35 \text{ seg.}$$

El libro Motor Selection and Application de Charles C. --- Libby da la siguiente expresión para calcular la potencia media cuadrática.

$$HP_{rms} = \sqrt{\frac{(HP_1)^2 t_1 + (HP_2)^2 t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots}}$$

Substituyendo valores tenemos:

$$VA_{rms} = \sqrt{\frac{900^2 \times 4.92 + 1100^2 \times 8.2 + 900^2 \times 9.43 + 1300^2 \times 19.25 + 300^2 \times 22.95 + \dots}{4.92 + 8.2 + 9.43 + 19.25 + 22.95 + \dots}}$$
$$\dots \frac{+700^2 \times 26.65 + 300^2 \times 30.35}{+26.65 + 30.35} = 770 \text{ volts-amps.}$$

Seleccionamos un transformador monofásico de 1 KVA, 440/110 volts.

Para seleccionar el interruptor automático tenemos que la corriente en el circuito de alta del transformador será:

$$I = \frac{KVA}{KV} = \frac{1}{0.44} = 2.27 \text{ Amps.}$$

Teniendo en cuenta las condiciones para seleccionar el interruptor del motor, A=1.15, B=1.15, C=1.35, D=1.0 y E=1.0; la corriente de designación será:

$$I_d = 2.27 \times 1.15 \times 1.15 \times 1.35 \times 1.0 \times 1.0 = 4.06 \text{ Amps.}$$

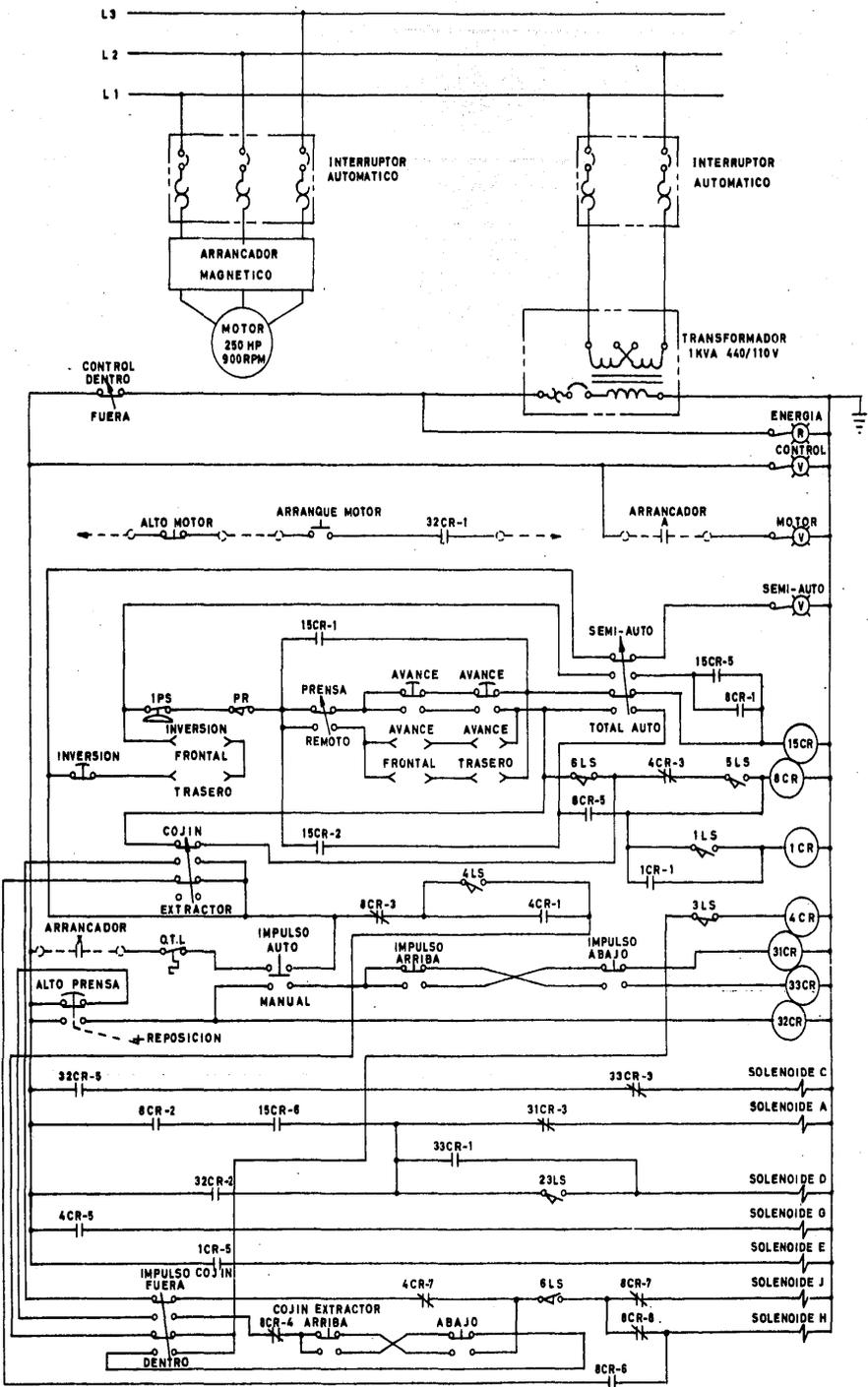
Seleccionamos un interruptor con una corriente de designación de 15 Amps.

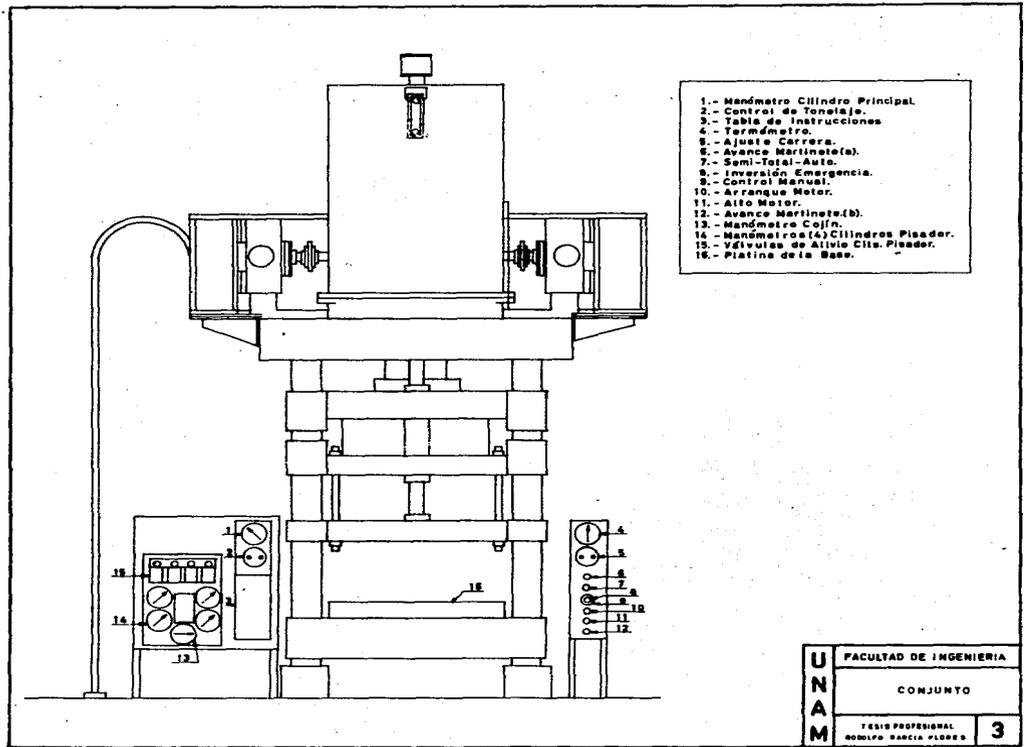
En la parte de baja la corriente será:

$$I = \frac{1}{0.11} = 9.08 \text{ Amps.}$$

$$I_d = 9.08 \times 1.15 \times 1.15 \times 1.35 \times 1.0 \times 1.0 = 16.24 \text{ Amps.}$$

Seleccionamos un interruptor con una corriente de designación de 20 Amps.





- 1.- Manómetro Cilindro Principal.
- 2.- Control de Tonelaje.
- 3.- Tabla de Instrucciones.
- 4.- Termómetro.
- 5.- Ajuste Carrera.
- 6.- Avance Martinete(a).
- 7.- Semi-Total-Auto.
- 8.- Inversión Emergencia.
- 9.- Control Manual.
- 10.- Arranque Motor.
- 11.- Alto Motor.
- 12.- Avance Martinete(b).
- 13.- Manómetro Cofín.
- 14.- Manómetros (4) Cilindros Pisador.
- 15.- Válvulas de Alivio Cils. Pisador.
- 16.- Platina de la Base.

U N A M	FACULTAD DE INGENIERIA
	CONJUNTO
	<small>TESIS PROFESIONAL</small> <small>RODOLFO GARCIA FLORES</small>
3	

B I B L I O G R A F I A .

BLISS POWER PRESS HANDBOOK.  
TROQUELADO Y ESTAMPACION.  
BOLETIN 5500.

DESIGN OF MACHINE ELEMENTS.  
API, ASME CODE.

MANUAL DEL CONSTRUCTOR  
DE MAQUINAS.

KENT'S MECHANICAL  
ENGINEERS' HANDBOOK  
(DESIGN AND PRODUCTION)  
(POWER).

OIL HYDRAULIC POWER  
AND ITS INDUSTRIAL  
APPLICATIONS.

FORMULAS FOR STRESS  
AND STRAIN.

THE TIMKEN ENGINEERING  
JOURNAL SECTION I.

RESISTENCIA DE MATERIALES  
TOMOS I Y II.

ESCUELA DEL TECNICO MECA-  
NICO.- TOMOS III Y VI.

FLUID POWER CONTROLS.

CATALOGO 337.

DYNAMICS OF BASES  
AND FOUNDATIONS.

FLUID POWER DIRECTORY

MOTOR SELECTION AND  
APPLICATION.

CATALOGOS 7656,  
GEC 1260 D

CONFERENCIA ANACONDA  
PIRELLY CONDUMEX S.A.  
JULIO 1963.

E. W. BLISS, CO.  
TOMAS LOPEZ NAVARRO.  
HYDRAULIC PRESS  
MANUFACTURING CO.  
VIRGIL MORING FAIRES.

H. DUBBEL.

COLIN CARMICHAEL.  
J. KENNETH SALISBURY.

WALTER ERNST.

CF. R. J. ROARK.

S. TIMOSHENKO.

JOHN J. PIPPENGER  
RICHARD M. KOFF.  
RODGERS HYDRAULIC INC.

D. D. BARKAN.  
APPLIED HYDRAULIC  
& PNEUMATICS.

CHARLES C. LIBBY.

GENERAL ELECTRIC.

ING. GABRIEL AGUILAR.