

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN ELEVADOR**  
**HIDRÁULICO DE 5 TONELADAS**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE  
**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**MANUEL VELA RUIZ**

1964

LIMA - PERÚ

## INDICE

INTRODUCCION..	PAG.
I.- GENERALIDADES.....	3
1).- Medios de Optener energía para accionar Ele- vadores Hidráulicos.....	4
2).- Estimación de la Potencia necesaria para accio- nar el Elevador Hidráulico de 5 Ton.....	5
3).- Acumuladores Hidráulicos .....	10
4).- Transporte de Potencia Hidráulica .....	22
II.- CALCULO Y DISEÑO DEL ELEVADOR HIDRAULICO DE 5 TON. ....	26
1). Diseño de pistón del elevador — .....	33
2). Cálculo y Diseño del puente del elevador .... —	46
3).. Cálculo de la viga del Puente del Elevador.....	60
4).- Cálculo de la unión empernada entre la viga y la placa soporte .....	63
5).- Cálculo de la unión empernada entre el soporte (puente) y el pistón del elevador.....	70
6.- Diseño del Cilindro del elevador.....	82
7).- Cálculo y seleccion de la tubería.....	87
8).- Sistema Hidráulico Neumático .....	90
9).- Selección del compresor de aire.....	93
10).- Cimentación del elevador.....	95
III.- CONCLUSIONES.....	100

## INTRODUCCION

El principio del funcionamiento de la prensa hidráulica fue establecido por el físico y matemático francés Blas Pascal (1623-1664). Este principio establece: "Las presiones aplicadas en el seno de un fluido, se transmiten íntegramente y con igual intensidad en todas las direcciones"

Este principio elemental es el fundamento de la utilización de fluidos comprimidos en el campo de la ingeniería; sea, en elevadores hidráulicos, prensas, dispositivos de control o cualquier otro tipo de accionador hidráulico.

Un elevador hidráulico es básicamente una prensa hidráulica cuyas partes son: un pistón que se desplaza en el interior de un cilindro, merced a la acción de una fuerza que es el resultado de una presión hidráulica aplicada sobre el área de la sección recta del pistón.

El presente trabajo, no constituirá un diseño nuevo de un Elevador Hidráulico; sino, el diseño de un tipo convencional, usando en lo posible perfiles de dimensiones standar

para que sea fácil su adquisición, resulte económico su costo de producción y poder competir en el mercado.

Solamente haré una selección de la máquina hidráulica, así como del acumulador hidráulico que será necesario para accionar en forma eficiente el elevador.

Este trabajo también comprenderá de un estudio de instalación del aparato, incluyendo los planos respectivos.



## CAPITULO I

GENERALIDADES.CAMPOS DE APLICACION DE LOS ELEVADORES HIDRAULICOS.

Los Elevadores Hidráulicos tienen múltiples aplicaciones tales como:

a).- En talleres de reparación y mantenimiento de máquinas y vehículos.

b).- En maquinaria de movimiento de tierra tales como: Tractores con Bulldozer, Moto-trail-las, Motoniveladoras, Cargadores frontales o Pa-las mecánicas, escavadoras etc.

c).- En construcción de casas y edificios para elevar materiales o partes de la construc-ción prefabricadas.

d).- En transporte de equipo pesado para cargar y descargar.

e).- En montacargas para movimiento de carga dentro los almacenes.

f).- En instalación y reparación de redes de alumbrado eléctrico.

## MEDIOS DE OBTENER ENERGIA PARA ACCIONAR ELEVADORES HIDRAULICOS.- Es.

tos medios pueden ser de dos tipos

- a).- Naturales
- b).- Artificiales.

Entre los naturales se pueden citar la caída de agua en las cuales hay energía potencial acumulada, y reservorios de agua obtenido de precipitaciones pluviales.

Los medios de obtener energía hidráulica en forma artificial pueden ser.

- 1).- Compresores de aire; este tipo por lo general necesita un acumulador hidráulico.
- 2).- Bombas Hidráulicas.- Las cuales pueden accionar directamente el elevador o pueden acumular la energía; puesto que, la energía necesaria para accionar un elevador de gran capacidad en forma directa demandaría una gran potencia.- El siguiente paso del presente trabajo será hacer una selección de prueba de la potencia necesaria para accionar el elevador; para después de haber diseñado el mismo, calcular la potencia real y seleccionar el equipo adecuado.

ESTIMACION DE LA POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR EL ELEVADOR HIDRAULICO DE 5 TON. - Como es un cálculo estimado, supondremos que no existen pérdidas por fricción en las tuberías y accesorios, y no hay efecto dinámico del elevador, ni hidrodinámico del fluido.

Los factores a considerarse son.

- 1).- Carga total
- 2).- Velocidad de elevación
- 3).- altura de elevación.

CARGA TOTAL.. Comprende:

- a) Carga aplicada  $P = 11,000$  lib.
- b).. Peso del pistón y del puente  $P_1 = 1,500$  lib.
- c).. Fuerza de fricción ( $F_f$ ) que asumiremos como un 10% de las cargas anteriores.

$$F_f = \frac{10}{100} (11,000 + 1,500)$$

$$F_f = 1,250 \text{ lib.}$$

Entonces la carga total ( $P_t$ ) es.

$$P_t = P + P_1 + F_f.$$

reemplazando valores se tiene:

$$P_t = 11,000 + 1,500 + 1,250$$

$$P_t = 13,750 \text{ lib.}$$

VELOCIDAD DE ELEVACION.- Un estudio hecho sobre la reducción del consumo de energía en circuitos de elevadores hidráulicos (Mechanical Engineering, Diciembre 1956), indica que la velocidad de elevación más eficiente es de 30 pies por minuto.- En el presente diseño se tomará este valor para la velocidad de elevación.

ALTURA DE ELEVACION.- El elevador se proyectará para una altura de elevación de 68 pulgadas (1.70 mt. aproximadamente).

La potencia en HP está dado por la siguiente expresión

$$W_{HP} = \frac{P_t \times V_e}{33,000} \quad (1-1)$$

Donde:

$W_{HP}$  = Potencia en HP (Horse Power)

$P_t$  = Carga total = 13.750 lib.

$V_e$  = velocidad de elevación:  $V_e = 30$  p.p.m.

reemplazando valores en la fórmula (1-1).

$$W_{HP} = \frac{13,750 \times 30}{33,000} = 12.5$$

$$W_{HP} = 12.5 \text{ HP}$$

Si consideramos que la eficiencia del conjunto; ya sea bomba y motor eléctrico ó com.

presor y motor eléctrico es de  $e = 85\%$  que es un valor óptimo; la potencia necesaria del motor eléctrico será:

$$P_{m.e} = \frac{13.85}{0.85} = 16.3 \text{ HP}$$

Puesto que el elevador hidráulico no será utilizado en forma continua, sino con cierta intermitencia que estimaremos cada 5 minutos como máximo; será necesario disponer de un acumulador hidráulico.

**ESTIMACION DE LA ENERGIA NECESARIA DEL EQUIPO PARA UNA UTILIZACION CADA 5 MINUTOS.-** La energía necesaria es:

$$E_p = P_t \times h. \quad (1-2)$$

Donde:

$E_p$  = Energía potencial

$P_t$  = Carga total = 13.750 lib.

$h$  = altura de elevación = 68 pulg.

reemplazando valores en la fórmula (1-2) se tiene:

$$E_p = 13,750 \times 68 = 935,000 \text{ lib-pulg.}$$

Dividiendo entre 12

$$\underline{E_p = 78,000 \text{ lib-pie.}}$$

tiempo de Elevación: ( $t$ )

$$\left[ t = \frac{h}{V_e} \right] \quad (1-3)$$

Donde:

$t$  = tiempo de elevación

$h$  = altura de elevación = 68 pulgadas

$V_e$  = Velocidad de elevación promedio = 30 ppm.

Reemplazando valores en la fórmula (1-3) se tiene:

$$t = \frac{68 \text{ pulgadas} \times 60 \text{ seg/min.}}{12 \text{ pulg./pie} \times 30 \text{ pies/min.}} \quad 11\frac{1}{3} \text{ seg.}$$

$$\left[ t = 11\frac{1}{3} \text{ seg.} \right]$$

Potencia necesaria para accionar el elevador una vez en cada 5 minutos.- Tenemos la expresión

$$\left[ W_1 = \frac{W_0 \times t_0}{t_1} \right] \quad (1-4)$$

Donde:

$W_0$  = Potencia necesaria para accionar el elevador en el tiempo  $t_0$

$t_0$  = tiempo de elevación a  $v_e = 30 \text{ pp.m.}$

$W_1$  = Potencia necesaria para accionar el elevador cada 5 minutos.

$t_1$  = Intervalo de utilización del elevador  
reemplazando valores en la fórmula (1-4).

$$W_1 = \frac{16.3 \times 11.33}{60 \times 5} = 0.615 \text{ HP.}$$

$$W_1 = 0.615 \text{ HP.}$$

Como se ve la potencia resulta pequeña al usar el elevador cada 5 minutos, que teniendo en cuenta la aplicación de este elevador en mantenimiento y reparación de vehículos, el tiempo de 5 en operación por vehículo es corto. - Esto justifica el uso de acumuladores hidráulicos, que será el siguiente punto de estudio.

## ACUMULADORES HIDRAULICOS.

RESEÑA HISTORICA.- Los acumuladores hidráulicos forman parte del desarrollo de la presión hidráulica.- El inglés Josef Bramah fue el primero que desarrolló una prensa hidráulica que fue usada en el siglo XIX.

Sin embargo la invención y aplicación del primer acumulador hidráulico es atribuida a Sir William Armstrong en 1850; estos acumuladores fueron construidos a base del recipiente de aire de Ctesibius proyectado 2,000 años antes.

En 1865; la compañía Tamet-Walkey Ltda. de Leeds, construye 18 acumuladores hidráulicos de peso muerto.. El deseo de tener un acumulador hidráulico de pequeñas dimensiones se hizo evidente en 1888; en que Fritz Baare de Alemania, patentó su "Bochum Press" usando un acumulador de tipo de pistón combinado con un sistema de aire a 600 atm. de presión.- Al mismo tiempo Prött y Shehoff patentaron su prensa hidráulica neumática, usando acumuladores de pistón de aire.

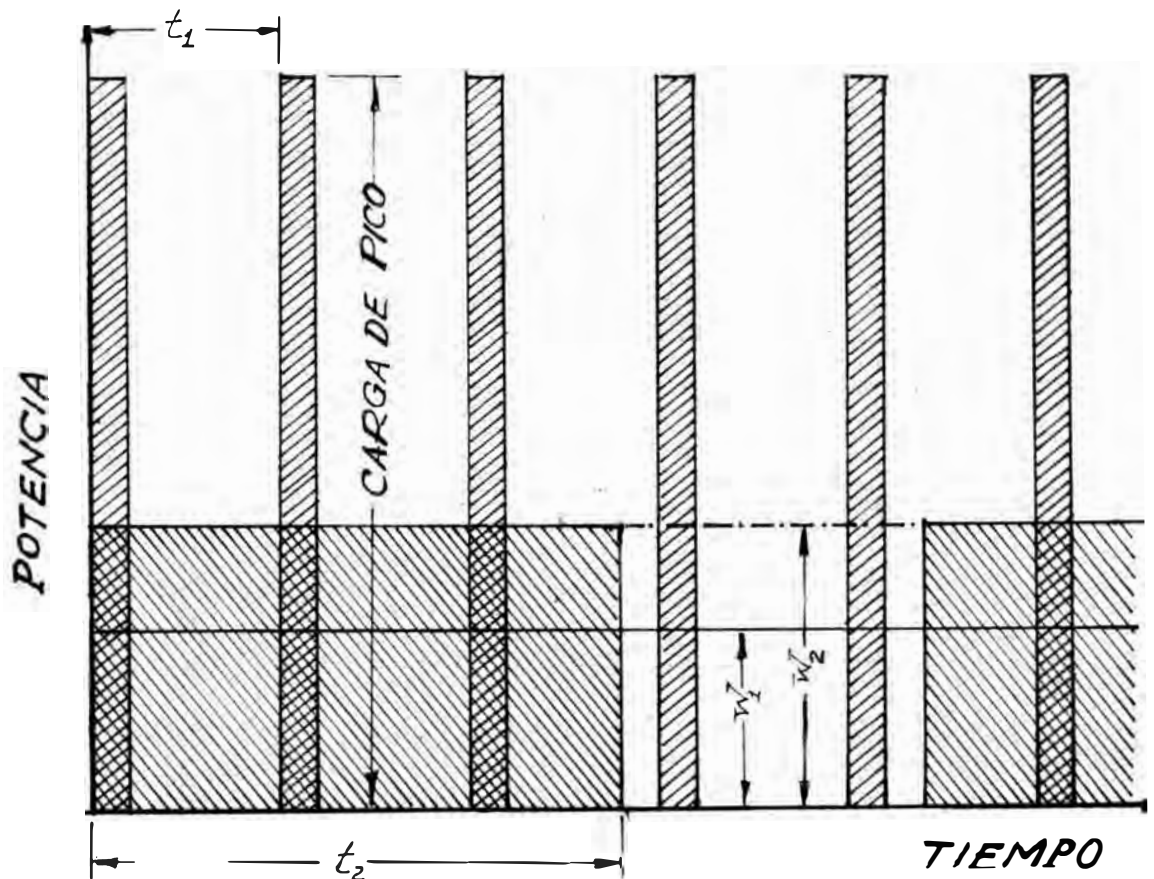


Uno de los más grandes sucesos fué cuando apareció la botella de aire diseñada por Davy en 1884; estos acumuladores almacenaban aire comprimido a 60 p.s.i.- Los acumuladores de botella de aire fueron lentamente progresando hasta usarse en nuestros días a altas presiones.- Es difícil establecer cual fué la primera botella de aire a alta presión utilizada, sólo se sabe que una de las primeras instalaciones de acumuladores de Botella de aire a alta presión fue hecha por Baldwin-Lima-Hamilton en 1932; esta instalación fue utilizada para operar unas máquinas para hacer moldes de fundición.

Como se ve de la reseña anterior, los acumuladores hidráulicos usados en la actualidad son básicamente iguales a los usados en los primeros años del desarrollo de las prensas hidráulicas.

PROPOSITO DEL USO DE LOS ACUMULADORES HIDRAULICOS.- El principal propósito del uso de acumuladores hidráulicos es poder suplir rápidamente grandes deman-

das de energía hidráulica en cortos períodos de tiempo sin que sea necesario disponer de una gran potencia hidráulica instalada. - Esto se muestra en forma gráfica en la fig. 1-1



$w_1$  = potencia promedio necesaria para accionar el elevador a intervalos  $t_1$

$w_2$  = Potencia instalada de la máquina hidráulica.

$t_1$  = tiempo de duración del ciclo de trabajo del elevador

$t_2$  = tiempo de trabajo en cada ciclo de la máquina hidráulica.

TIPOS BASICOS DE ACUMULADORES HIDRAULICOS.- Podemos hacer una clasificación de acumuladores hidráulicos bajo dos consideraciones:

a).- Atendiendo a tipo de energía almacenada.

b).- Atendiendo a la forma cómo se almacena la energía.

a). Atendiendo al tipo de Energía almacenada, los acumuladores hidráulicos pueden ser:

1.- DE ENERGIA POTENCIAL ( $E_p$ ). - La energía se almacena en reservorios y tanques por diferencia de nivel de líquido.- La energía está dada por la siguiente expresión.

$$E_p = M \times g (h_1 - h_0) \quad (1-5)$$

Donde:

$E_p$  - Energía Potencial.

$M$  = masa total del fluido.

$g$  = aceleración de la gravedad.

$h_1$  = altura del nivel de líquido.

$h_0$  = altura del nivel de utilización.

La Energía total aprovechable es:

$$E_p = M \times g \frac{h_1 - h_0}{2} \quad (1-6)$$

2.- DE ENERGIA CINETICA.-( $E_c$ ). - En este caso la energía está almacenada en un líquido en movimiento en conductos. - Está dada por la expresión:

$$E_c = \frac{1}{2} \rho V_1^2 A_2 \int_0^l \frac{dh}{A(l)} \quad (1-7)$$

Donde:

$E_c$  = Energía potencial

$A_1$  = área de la sección (1)

$V_1$  = Velocidad en la sección (1).

$\rho$  = gravedad específica

$A(l)$  = Es una relación funcional entre el área y la longitud (l).

Si la velocidad no fuera constante a través del diámetro del tubo, tal como en el caso del flujo altamente laminar; la expresión de la energía potencial puede también contener una integral de velocidad a través del radio (R) del tubo.

Consideramos el flujo altamente laminar para el cual:

$$V = V \text{ máx. } \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)$$

esta manera obtenemos la integral

doble:

$$E_c = \rho \int_0^L \int_0^A \frac{v^2}{2} dA \cdot dl$$

Evaluada entre límites da:

$$\boxed{E_c = \rho V_{\max}^2 \frac{L \times A}{4}} \quad (1-8)$$

Donde:

$\rho$  = gravedad específica.

$V_{\max}$  = Velocidad máxima.

$A$  = Area de la sección recta del tubo.

$L$  = Longitud del tubo.

3. DE ENERGIA ELASTICA ( $E_E$ ).- Es la energía almacenada en virtud de la elasticidad de un fluido o de un recipiente cerrado.- Cuando un fluido se somete a presión, su volumen disminuye.- Todo fluido, y en general todo cuerpo es compresible; unos más que otros, por ejemplo los gases son mucho más compresibles que los líquidos.

La disminución del volumen de un líquido que está sometido a presión está dado por la siguiente expresión:

$$V = \frac{V_0}{\rho_0(1 + aP - bP^2)}$$

Puesto que:

$$v = \frac{1}{\rho}$$

$V$  = Volumen específico  
 $\rho$  = gravedad específica.

Se tiene:

$$\rho = \rho_0 (1 + aP - bP^2) \quad (1-9)$$

Donde:

$\rho_0$  = gravedad específica de fluido antes de ser comprimido

$\rho$  = gravedad específica de fluido comprimido.

$P$  = presión

$a$  y  $b$  = Constantes

Derivando la expresión (1-9) y despreciando el término de 2<sup>do</sup> orden:

$$d\rho = \rho_0 \frac{dP}{B}$$

puesto que:  $a = \frac{1}{B}$

Además sabemos que el cambio de energía está dado por la expresión:

$$E_E = M \int_{v_1}^{v_2} -P dv. \quad (1-10)$$

Donde:

$v$  = Volumen específico

Podemos escribir:

$$dv = -v_0 \frac{dP}{B} \quad (1-11)$$

Integrando la ecuación (1-10) después de haber reemplazado el valor de la expresión (1-11) se obtiene:

$$E_E = \frac{M}{2\rho_0\beta} (P_2^2 - P_1^2) \quad 1-12$$

Donde:

$E_E$  = Energía Elástica.

$M$  = Masa total del fluido.

$\rho_0$  = gravedad específica del fluido.

$\beta$  = Coeficiente de expansión volumétrica  
Presión inicial.

$P_2$  = Presión final.

b).- Atendiendo a la forma como se almacena la energía los acumuladores hidráulicos pueden ser:

1).- Acumulador de FLUIDO GASEOSO. - El prototipo es la Botella de aire que acumula energía, comprimiendo gas o aire. - Cuando se trata de un circuito cerrado es más conveniente utilizar como fluido de trabajo un gas inerte; pues el aire debido a la humedad del ambiente causa muchos proble-

mas en el mantenimiento del circuito.- La figura (1-2) muestra una botella de aire.

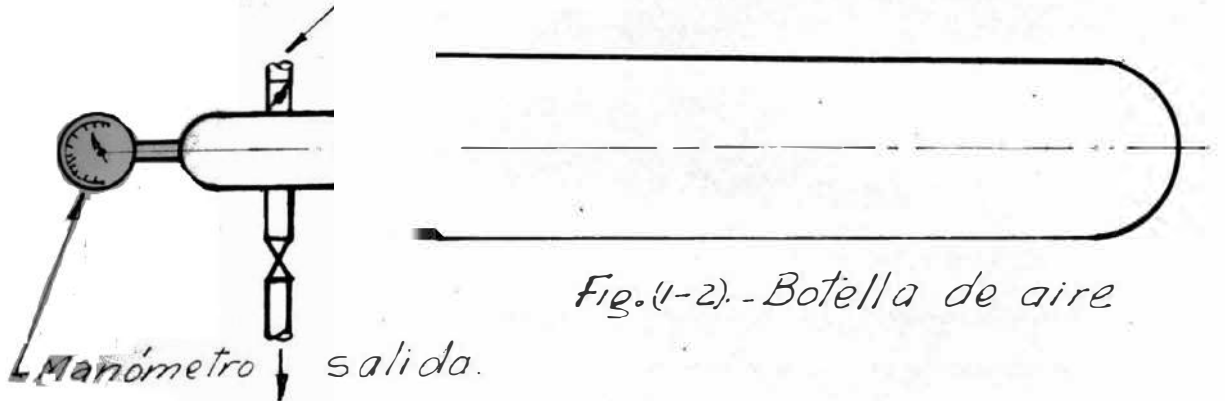


Fig.(1-2).- Botella de aire

2).- Acumuladores de LIQUIDOS.- Hay cuatro tipos principales de acumuladores hidráulicos de Líquidos:

- a). De peso muerto
- b).. De gas comprimido
- c).. De resorte comprimido
- d).. Tipo Cámara

### ACUMULADORES HIDRAULICOS DE PESO MUERTO.-

El prototipo es el tanque de almacenamiento de líquidos.- Estos acumuladores almacenan energía potencial.- La máxima energía está dada por la altura de la columna del líquido y la gravedad específica de éste, según la siguiente expresión:



Donde:

$p$  = presión hidrostática.

$\rho$  = gravedad específica.

$g$  = aceleración de la gravedad.

$h$  = altura del nivel de líquido.

Como se ve la presión hidrostática es función directa del peso específico ( $\rho$ ) del líquido de trabajo y la altura ( $h$ ) del nivel de utilización. - El líquido que más se emplea es el agua, pero en ciertos casos por motivos de conservación se emplean aceites. - Se podría utilizar un líquido de mayor gravedad específica tal como el Mercurio ( $Hg$ ) pero no resulta de uso práctico por razones económicas.

### ACUMULADORES HIDRAULICOS DE RESORTE

COMPRIMIDO. - Este tipo de acumulador hidráulico aprovecha la propiedad del resorte que absorbe energía al ser comprimido, y entrega esta energía a expandirse con una gran eficiencia de acumulación de energía. - La forma básica de un acumulador hidráulico de resorte comprimido se muestra en la fig.(1-3).

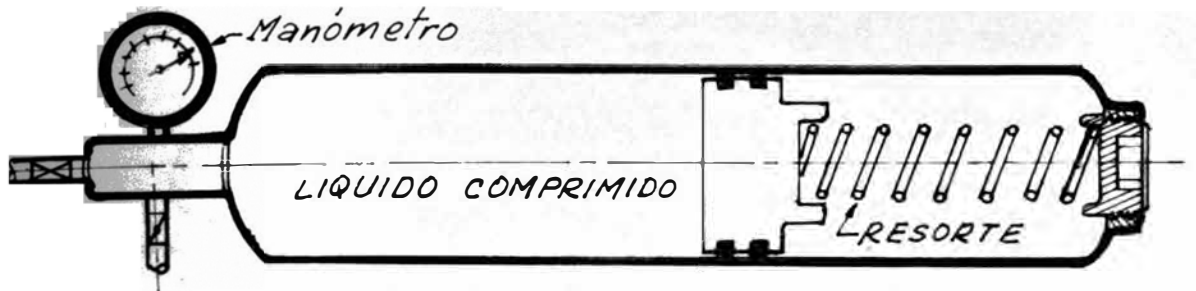


Fig. (1-3). - Acumulador de resorte.

### 3.- ACUMULADOR DE PISTON Y GAS COMPRIMIDO.-

Este tipo de acumulador es similar al de resorte comprimido, en éste se comprime un gas inerte, sea Nitrógeno u otro gas.- La figura (1-4) de abajo ilustra sobre este tipo de acumulador.

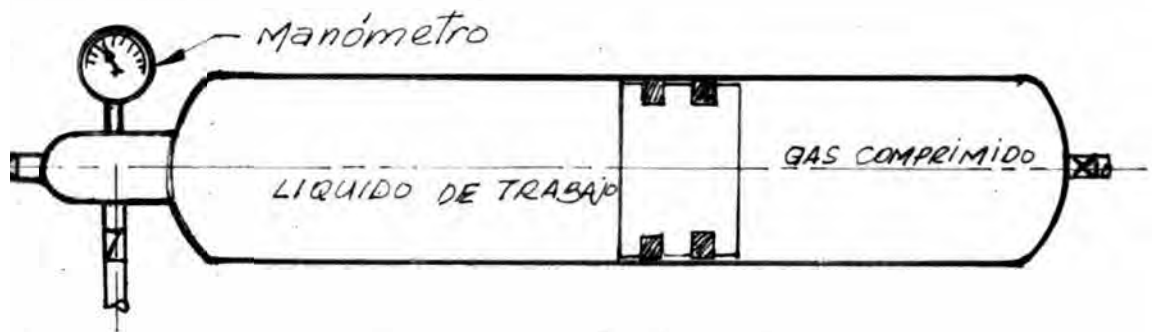
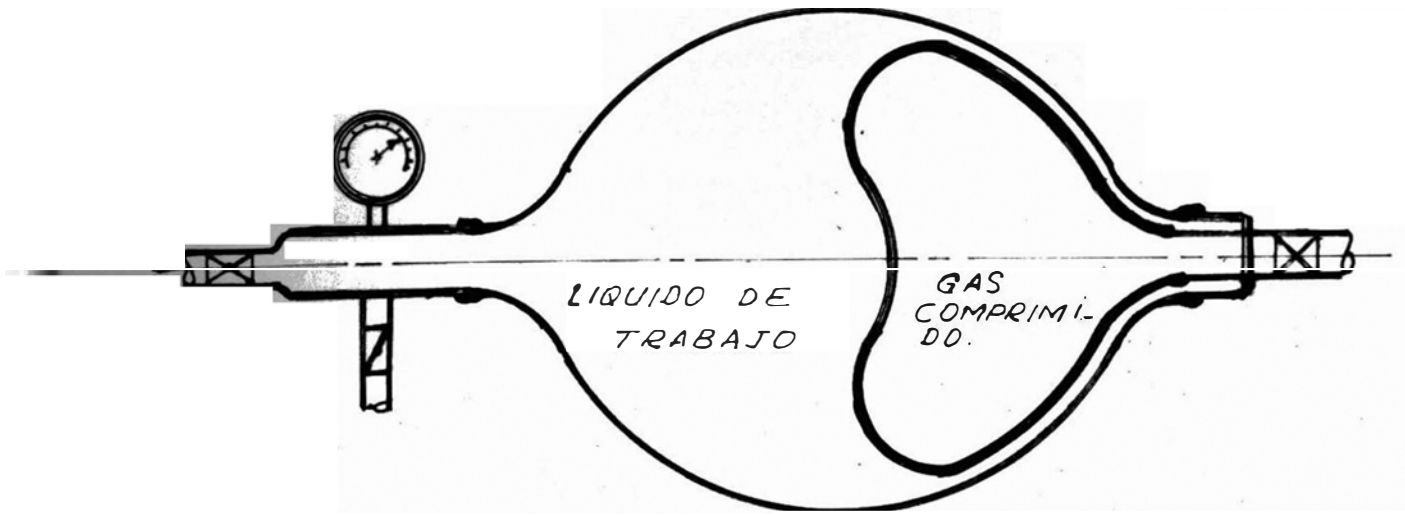


Fig. (1-4). - Acumulador de Gas comprimido.

4.- ACUMULADOR DE TIPO CAMARA.- Consiste en una cámara con doble compartimiento en uno de los cuales se almacena el líquido comprimido y en el otro compartimiento se introduce un gas a presión.- La figura (1-5)



*Fig. (1-5) Acumulador tipo cámara*

## TRANPORTE DE POTENCIA HIDRAULICA.-

La relación entre la generación, control y utilización de la potencia hidráulica, requiere el transporte de flujo y presión a través de líneas de transmisión hidráulica.- En sistemas hidráulicos la mayor cantidad de potencia es transmitida como flujo.

Desde que el cambio de potencia fluida requiere de cambio de presión; la transmisión de potencia hidráulica significa, por lo tanto, toda consideración importante en el diseño de sistemas que sean dinámicamente estables para evitar pérdidas.

El problema de transmisión de potencia hidráulica puede estar dividido en dos partes:

- 1).- Flujo estacionario a través de tuberías, accesorios y válvulas.
- 2).- Respuesta dinámica de las líneas de transmisión hidráulica.

FLUJO ESTABLE EN TUBERIAS.- Las tuberías usadas en transmisión de potencia hidráulica, son fabricadas con materiales como: aceros al Carbono, aceros de aleación, fierro

fundido, cobre y aleaciones de cobre, aluminio y sus aleaciones, plásticos etc. - En lo posible se busca que las caras interiores sean lo más lisas posible, para evitar rugosidades que aumentan las pérdidas por fricción.

**PERDIDAS POR FRICCION.** - Las pérdidas por fricción, de acuerdo a la ecuación de Darcy por la siguiente expresión:

$$h_f = f \times \frac{L}{4m} \times \frac{v^2}{2g} \quad (1-13)$$

Donde:

$h_f$  = pérdidas por fricción.

$f$  = coeficiente de fricción.

$L$  = longitud de la tubería.

$m$  = Radio medio hidráulico.

$v$  = velocidad.

$g$  = aceleración de la gravedad.

Para tuberías circulares, el radio medio hidráulico es:

$$m = \frac{\text{área } a)}{\text{perímetro } p)}$$

$$a = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$p = \pi d.$$

de donde se obtiene:

$$m = \frac{\pi \frac{d^2}{4}}{\pi d} = \frac{d}{4}.$$

reemplazando este valor en la ecuación (1-13)

$$h_f = f \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2}{2g}. \quad (1-14)$$

Donde:

$d$  = diámetro interior de la tubería

La ecuación de Darcy se aplica indistintamente para flujo laminar o flujo turbulento. - Las condiciones de flujo determinan el valor del coeficiente de fricción ( $f$ ), el cual puede estar expresado en función de la relación de las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad, conocida como el Número de Reynolds ( $R$ ) y de la rugosidad relativa ( $\epsilon/d$ ). - El símbolo ( $\epsilon$ ) representa una longitud de caracterización de la rugosidad, de una tubería hidráulicamente efectiva, cuyo valor se obtiene experimentalmente.

El coeficiente de fricción puede expresarse:

$$f = \phi [R, (\epsilon/d)] \quad (1-15).$$

Una aplicación práctica de la ecuación de Darcy, requiere el conocimiento concerniente a la función expresada en la ecuación anterior.

**FLUJO LAMINAR.** - Si un líquido es forzado a moverse en una tubería, ocurre un desplazamiento telescópico de capas concéntricas de líquido, sin mezcla transversal. - La resistencia de este tipo de movimiento es debida únicamente a la fricción molecular. - En una tubería larga y recta, la velocidad cerca de las paredes se aproxima a cero y es máxima en el centro, la variación es parabólica, como se muestra en la figura.

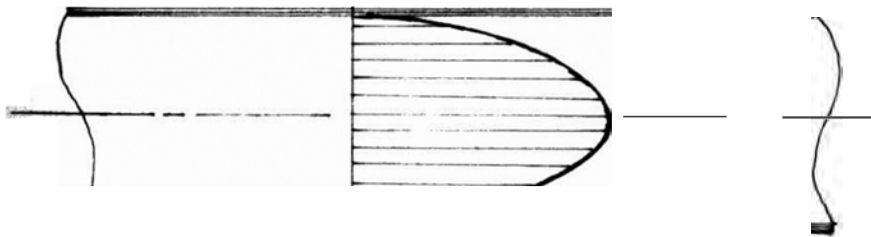


Fig (1-6).

Puesto que la variación de la velocidad es una función parabólica; la velocidad promedio es igual a la mitad de la velocidad máxima. - Desde que cada capa de fluido mantiene su identidad, este tipo de flujo es llama-

do Flujo Laminar. - El valor de  $f = \frac{64}{R}$  pre-  
valece cuando existe flujo laminar en una tu-  
bería. Esta condición queda satisfecha si  
el Número de Reynolds permanece menor que  
 $R = 2,000$ .

El Número de Reynolds está representada  
por la expresión:

$$R = \frac{\rho v d}{\mu} \quad 1-16$$

Donde

$R$  = Número de Reynolds.

$\rho$  = gravedad específica

$v$  = velocidad.

$\mu$  = coeficiente de viscosidad.

Veemos que la velocidad de flujo del líqui-  
do es uno de los factores importantes que inter-  
vienen en la fricción en las tuberías; cuanto  
más alta sea la velocidad, mayor será el Nú-  
mero de Reynolds. y por ende mayores se-  
rán las pérdidas por fricción en las tube-  
rías. - Entonces es conveniente hacer un ba-  
lance entre el costo de la instalación y las



pérdidas por fricción al hacer circular grandes flujos en tuberías de pequeño diámetro.

La tabla (1-1) da valores recomendados para velocidades de flujo de líquidos.

Tabla (1-1). Velocidades de Flujo de líquidos

APLICACION	Velocidad. (pies/min)
Lineas de succión desde $d = \frac{1}{4}$ " hasta $d = 1$ "	100 - 250
Lineas de succión mayores de $\frac{1}{2}$ de diámetro	250 - 395
Lineas de descarga de $\frac{1}{4}$ " de diámetro hasta 2" de dia.	500 - 1000
Flujo en válvulas de alivio y seguridad.	5,000 -

## CAPITULO II

### CALCULO Y DISEÑO DEL ELEVADOR HIDRAULICO DE 5 TON.

CONSIDERACIONES PREVIAS. - Es necesario determinar antes de diseñar, que tipo de sistema de pistón se va a diseñar. - Hay dos sistemas principales para émbolos de elevadores:

- 1).- Embolo Buzo.
- 2).- Embolo con empaques.-

EMBOLO BUZO. - El émbolo buzo es mostrado en la figura (2-1) y es usado generalmente para presiones mayores que 200 ps.i. y para simple efecto.

El émbolo entra con un ajuste preciso en el cilindro y por lo tanto es necesario rectificar las superficies con tolerancias estrechas. Debe trabajar en lugares libres de polvo u otras materias abra-

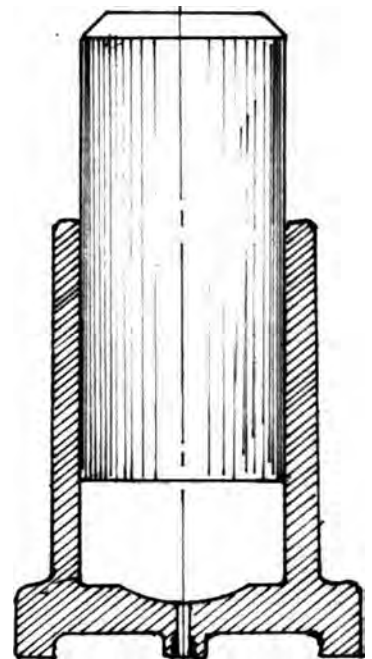


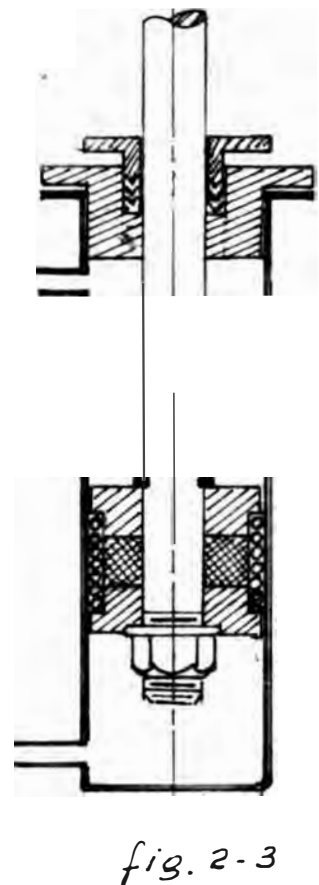
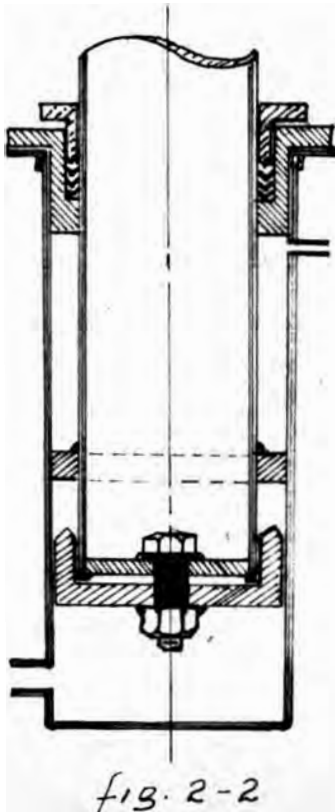
fig.(2-1).

SIVOS 9

EMPAQUES CON EMPAQUES. - Este tipo de émbolos se usan generalmente para presiones menores que 200 psi.- Como indica su nombre llevan elementos de cierre que pueden ser de diversos tipos y materiales, dependiendo del medio ambiente, la presión y fluido de trabajo

Hay dos tipos principales de émbolos con empaques:

- 1).- De pistón tubular (fig. 2.2)
- 2).- Pistón sólido. fig.(2.3).



En el presente diseño emplearé un sistema de émbolo con empaques.

### JUSTIFICACION DEL USO DE EMBOLO TUBULAR CON EMPAQUES..

1).- Necesitamos un accionador del elevador lo menos esbelto posible para que pueda soportar la ocasional carga excéntrica que podría presentarse; puesto que por razones de utilización no es posible centrar un vehículo en el puente del elevador.

2).- Como va a trabajar en un medio ambiente desfavorable (polvo, humedad), sufrirá rápido desgaste y será necesario reacondicionarlo con facilidad y con poco gasto; esto sólo se consigue usando émbolos con empaques porque el usar émbolo buzo demanda mayor precisión en el acabado y tolerancias más estrechas.- En el caso de émbolos con empaques se pueden realizar ajustes en el sistema de cierre sin desarmar la máquina.

3.- El costo de material y transporte resultan más económicos por su poco peso.

## PARTES QUE COMPRENDERA EL DISEÑO DEL ELEVADOR HIDRAULICO DE 5 TON.

- 1).- Cálculo y Diseño del Pistón considerado como columna con carga excéntrica.
- 2).- Cálculo y Diseño de Puente incluyendo las vigas.
- 3).- Cálculo de la unión emperrada entre la placa soporte y las vigas del puente del elevador.
- 4).- Cálculo de la Unión emperrada entre el pistón y el puente del elevador
- 5).- Maquinado del pistón del elevador y diseño de los elementos de cierre con el cilindro
- 6).- Diseño del Cilindro incluyendo su maquinado.
- 7).- Cálculo y selección de la tubería a usarse, incluyendo accesorios para la misma.
- 8).- Selección del Sistema de potencia hidráulica.
- 9).- Cimentación y disposición de la instalación.

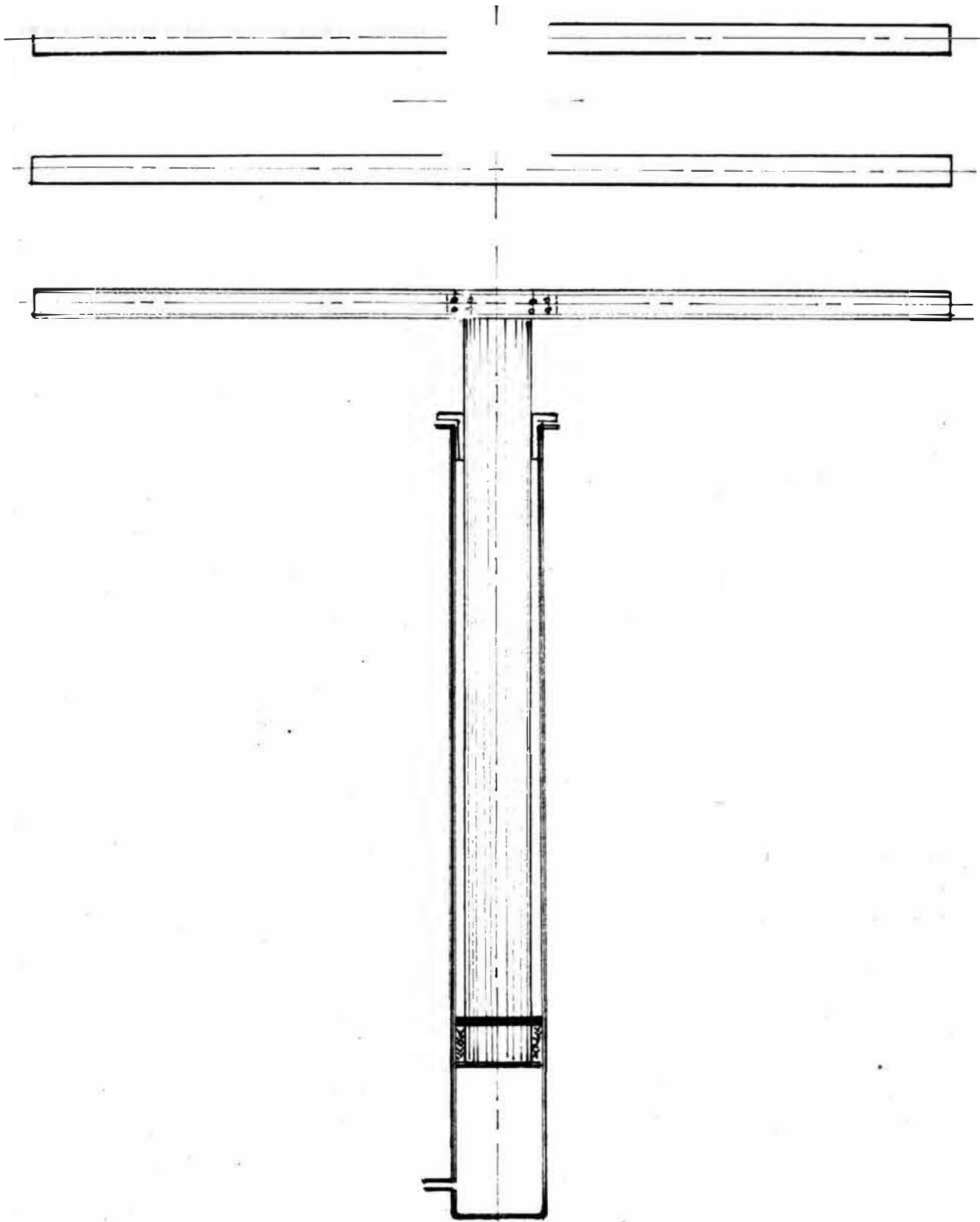


Fig.(2-4). Esquema del Elevador.

## DISEÑO DEL PISTÓN DEL ELEVADOR

Como se planteó anteriormente es más conveniente emplear en el pistón; tubo, que barra cilíndrica sólida. Nuestro elevador estará sometida a una carga excéntrica, pues to que, es muy difícil, se puede decir imposible centrar la carga, dado la condición de ésta que es un vehículo

### DIMENSIONES DEL ELEVADOR:

- altura de elevación = 68 pulgadas.
- Longitud del puente = 180 "
- ancho de Trocha = 36 "

Estas dimensiones se toman en consideración a las dimensiones de los coches.

En la Tabla N°(2-1) se muestran las dimensiones para los coches más grandes de 1966 Tabla N°(2-1).

MARCA	MODELO	Peso (lib)	DIMENSIONES.	
			ANCHO DE VÍA (pulg)	DIST. ENTRE EJES (pulg)
Rolls Royce	Phanton	5,785	61.	144
Cadillac	75	5,200	61	150
Lincol	CONTINENTAL	5,126	62	126
Mercedez Benz	600	5,060	62	126

En la Tabla N°(2-2) de abajo se muestra dimensiones y pesos para coches más pequeños de 1966

Tabla N° 2-2.

Marca	Modelo	Peso (lib.)	Dimensiones (pulg)	
			Ancho de via	Dist. entre ejes
Abarth	595	1,034	44.5	73.0
Daihatsu	Ji-Jet	1,320	44.5	76.5
Fiat	500-D	1,100	44.0	73.0
Mitsubishi	Minica	1,020	44.0	75.0

Estos datos son tomados de la 34ª edición del Manual del Automóvil de Manuel Arias Paz

### CONSIDERACIONES PARA LA EXCENTRICIDAD DE LA CARGA.-

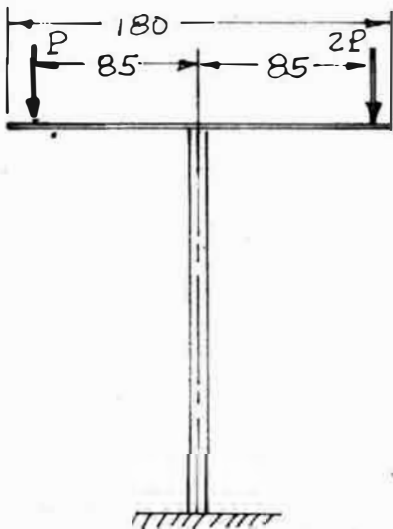


Fig: 2-5

### CONDICIONES.-

- 1) Consideramos una condición desfavorable, que la carga de la izquierda valga  $P$  y la del otro lado valga  $2P$ . situadas como indica la figura. Calculamos la posición de la resultante:



La resultante es

$$R = P + 2P = 3P \quad (1)$$

Tomando momentos con Respecto al punto de aplicación de la carga  $P$ , se tiene.

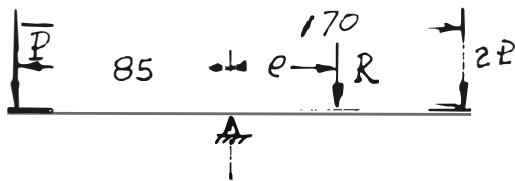


fig. 2-6

$$R(85 + e) = 170 \times 2P \quad (2)$$

pero  $R = 3P$  según (1.)

$$3P(85 + e) = 170 \times 2P$$

$$(85 + e) = \frac{2}{3} \cdot 170$$

de donde:

$$\underline{e = 28.33 \text{ pulg.}}$$

2).- Pero podría ocurrir que el vehículo tenga el peso de 5 Ton (11.000 lib). y la distancia entre ejes menos que 170 pulgadas que es lo que se ha considerado en la condición anterior. digamos una longitud entre ejes de 125 pulgadas.. Calculemos la excentricidad para esta condición:

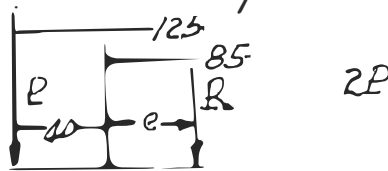


fig. 2-7

En la figura (2-7), tomando momentos con respecto al punto de aplicación de la carga.  $P$  se tiene:

$$R \times (40 + e) = 2P \times (125)$$

$$\text{pero } R = 3P.$$

entonces

$$3P(40 + e) = 2P \times (125)$$

electuando valores obtenemos

$$e = 33.33.$$

Como se ve esta es una condición muy desfavorable, por lo tanto para nuestro diseño tomaremos el valor

$$e = 32 \text{ pulgadas}$$

3. Además consideraremos una carga de viento y movimiento sísmico que actúa horizontalmente y que supondremos sea el 10% de la carga vertical.-

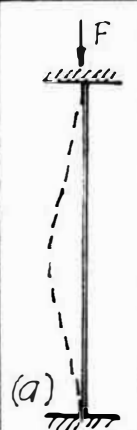









$$P_H = \frac{10}{100} \times 11,000 = 1,100 \text{ lib}$$

$$F_H = 1,100$$

$P_H =$  Fuerza horizontal

CONDICIONES DE LOS EXTREMOS DEL PISTÓN. <sup>RAL</sup>  
 Esto que el cálculo del pistón será considerado como el cálculo de una columna con carga excéntrica será necesario determinar el valor de coeficiente de longitud ( $K$ ) que depende de las condiciones de los extremos. El manual de Steel Construction en la página (5-117) muestra la siguiente tabla para valores del coeficiente de longitud ( $K$ )

Tabla Nº (2-3).

El pandeo de la columna se muestra en líneas de corte invisible.						
VALORES TEÓRICO DE $K$	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores de $K$ recomendados para diseño.	0.65	0.8	1.20	1.0	2.10	2.0
CODIGO DE CONDICION DE LOS EXTREMOS.		Rotación y traslación fija				
		Rotación Libre y traslación fija.				
		Rotación fija y traslación libre				
		Rotación libre y traslación Libre.				

En este caso, las condiciones de los extremos de nuestra columna corresponde al caso (e) de la tabla (2-3), con rotación y traslación libre en la parte superior.

CALCULO DE UNA COLUMNA CON CARGA EXCENTRICA Y CARGAS LATERALES.- El esfuerzo máximo en una columna con cargas excéntrica y laterales es:

$$\left[ \sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3. \right] \quad (2-1)$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo máximo de compresión

$\sigma_1$  = esfuerzo de compresión debido a la carga directa considerada que actúa en el centro de gravedad de la columna.

$\sigma_2$  = efecto de Columna (esfuerzo de compresión)

$\sigma_3$  = Esfuerzo de flexión debido a la carga excéntrica, y a la carga horizontal.

No existe una fórmula teórica que sirva para calcular la resistencia exacta de una columna de cualquier longitud so-

metida a una carga axial. - Es necesario deducir fórmulas que involucren el uso de coeficientes encontrados experimentalmente. - Estas fórmulas se pueden encontrar en manuales y textos de consulta para ingenieros, en los que se indican los rangos de aplicación y materiales de la columna.

En el presente cálculo, emplearé la fórmula n° 29 de la pag. 8-24 del 'Manual de Kent' que esta expresada de la siguiente forma:

$$\frac{P}{A} = \frac{\sigma_c \frac{c \cdot l}{K}}{1 + \frac{e \cdot c}{K^2}} \quad (2-2)$$

Transformándola a la terminología a usarse en el presente trabajo, se tiene:

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{P}{A} \left( \frac{e \cdot c}{r^2} \right) + \frac{C \cdot l}{r} \quad (2-3)$$

Agregando el efecto que produce la carga horizontal  $P_H$  que es:

$$v_H = \frac{P_H \times l \times c}{I} \quad (2-4)$$

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{P}{A} \left( \frac{e \cdot c}{r^2} \right) + \frac{P_H \cdot c}{I} + \frac{C \cdot l}{r} \quad (2-5)$$

Sabemos que el momento de inercia es

$$I = r^2 A$$

Reemplazando en la fórmula N°(2-5) se tiene:

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{P}{A} \left( \frac{e \times c}{r^2} \right) + \frac{P_H l c}{A r^2} \quad \frac{cl}{r} \quad (2-6)$$

Donde:

$P$  = Carga de trabajo

$A$  = area de la sección recta de la columna.

$e$  = excentricidad.

$c$  = distancia del eje neutro a la fibra más cargada

$r$  = radio de giro menor

$P_H$  = Carga Horizontal

$l$  = longitud real de la columna.

$C$  = coeficiente que se encuentra en la tabla (2-4).

Tabla N°(2-4)

MATERIAL	$\sigma$ (p.s.i.)	CARACTERISTICA DE LOS EXTREMOS					
		libres	fijos	1 libre 1 fijo	libre	fijo	1 libre 1 fijo
		C			Limite de $(l/r)$		
Acero Est.	35,000	150	75	100	160	320	240
Fe Fundido	34,000	175	88	116	90	160	115
madera	5,000	40	20	30	75	150	112.

Como se aprecia en la tabla anterior, en ella se considera la longitud real ( $l$ ) de manera que la relación de esbeltez es ( $l/r$ )

CALCULOS DE PRUEBA PARA DETERMINAR EL PERFIL TUBULAR ADECUADO PARA EL EMBOLO DEL ELEVADOR.

TUBO EXTRAFUERTE DE 8" DE DIA. NOMINAL

Características:

Diámetro Exterior . . . . .  $D_1 = 8.625$  pulg.

" Interior . . . . .  $D = 7.625$  "

Peso por unidad de long.  $w = 43.39$  lib./pie

Momento de Inercia . . . . .  $I = 105.7$  pulg<sup>4</sup>

Area de la sección recta;  $A = 12.76$  pulg<sup>2</sup>

Rodio de giro . . . . .  $r = 2.88$  pulg.

Cálculo del esfuerzo admisible: Tenemos de datos:

Altura . . . . .  $h_e = 68.$  pulg + 5 pulg.

Carga vertical —  $P_v = 11.000$  lib.

Carga horizontal. —  $P_H = 1.100$  lib.

excentricidad. —  $e = 32.$  pulg.

aplicamos la fórmula (2-6):

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{P}{A} \left( \frac{e \times c}{r^2} \right) + \frac{P_H \cdot l \cdot C}{A \cdot r^2} + \frac{C \cdot l}{r}$$

Sabemos que  $(c)$  en este caso es igual a radio externo o sea:

$$c = \frac{De}{2} = \frac{8.625}{2} = 4.3125,$$

y  $C$  obtenemos en la tabla. N° (E-5)  $C=100$   
Reemplazando valores en la fórmula anterior se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{11,000}{12.76} + \frac{11,000}{12.76} \left( \frac{32 \times 4.3125}{2.88^2} \right) + \frac{1,100 \times 73 \times 4.31}{12.76 \times 2.88^2} \\ &\quad + \frac{100 \times 73}{2.88} \end{aligned}$$

$$\sigma = 865 + 14,400 + 3,260 + 2,540$$

$$\sigma = 20,865 \text{ psi.}$$

La relación de esbeltez:  $\frac{Kl}{r}$  es:

$K = 2.1$  de la Tabla N°(2-3) que es un

valor recomendado para el diseño.

$$l = (68+5) \text{ pulgadas.}$$

$$r = 2.88 \text{ pulgadas.}$$

Reemplazando valores encontramos la relación de esbeltez:

$$\frac{Kl}{r} = \frac{2.1 \times 73}{2.88} = 53.$$



En la tabla (I-36) de la sexta edición de Steel Construction el esfuerzo admisible en compresión para una relación de esbetez de 53 es:

$$\sigma_w = 18,080 \text{ psi.}$$

Tenemos

$$\sigma = 20,865 \text{ psi.}$$

$$\sigma_w = 18,080 \text{ psi.}$$

Puesto que el esfuerzo calculado es mayor que el esfuerzo admisible, tenemos que buscar otro perfil de mayor sección y radio de giro.

TUBO STANDARD DE 10" DE DIA. NOMINAL.-

Características

Diámetro Exterior.....  $D_e = 10.750$  pulg.

Diámetro interior.....  $D_i = 10.020$  "

Peso por unidad de long...  $w = 40.48$  lib/pulg.

área de la sección recta...  $A = 11.91$  pulg.<sup>2</sup>

radio de giro menor.....  $r = 3.67$  pulg.

Momento de inercia.....  $I = 160.7$  pulg.<sup>4</sup>.

Cálculo del esfuerzo admisible. Empleamos la fórmula (2-6) para la cual tenemos los siguientes datos:

$$P = 11,000 \text{ lib.}$$

$$P_H = 1,1000 \text{ lib.}$$

$$A = 11.91 \text{ pulg}^2$$

$$e = 32.0 \text{ pulg.}$$

$$c = 5.375 \text{ pulg.}$$

$$r = 3.67 \text{ pulg.}$$

$$l = 73.0 \text{ pulg.}$$

$$C = 100 \text{ (tabla 2-4).}$$

Reemplazando estos valores en la fórmula (2-6)

$$\sigma = \frac{11,000}{11.91} + \frac{11,000 (32 \times 5.375)}{11.91 (3.67^2)} + \frac{1,100 \times 73 \times 5.375}{11.91 \times 3.67^2} + \frac{100 \times 73}{3.67}$$

$$\sigma = 922 + 11,700 + 2,660 + 1,980$$

$$\sigma = 17,262 \text{ psi.}$$

La relación de esbeltez para este caso es:

$$\frac{Kl}{r} = \frac{2.10 \times 73}{3.67} \approx 42$$

En la tabla (I-36) de la 6ª edición de Steel Construction para una relación de esbeltez de 42, el esfuerzo admisible en compresión para un acero A-36 es:  $\sigma_w = 19,030 \text{ psi.}$

Con este tubo estamos en una condición segura, pero existe el inconveniente que según la nota de la pag. (I-72) de Steel Construction, no se fabrica para stock, sino, a pedido.

## TUBO EXTRA FUERTE DE 10" DIA. NOMINAL

Características.-

Diámetro exterior .....  $D_e = 10.750$  pulg

Diámetro interior .....  $D_i = 9.750$  "

Peso por unidad de longitud...  $w = 54.74$  lib/pie

área de la sección recta .....  $A = 16.10$  pulg<sup>2</sup>

radio de giro menor .....  $r = 3.63$  pulg.

Momento de inercia .....  $I = 211.9$  pulg.<sup>4</sup>

Empleamos la fórmula (2-6) para la cual tenemos los siguientes datos:

$$P = 11,000 \text{ lib.}$$

$$P_H = 1,100 \text{ lib.}$$

$$A = 16.10 \text{ pulg}^2$$

$$e = 32.0 \text{ pulg.}$$

$$C = 5.375 \text{ "}$$

$$r = 3.63 \text{ "}$$

$$L = 73.00 \text{ "}$$

$$K = 2.10 \text{ "}$$

$C = 100$  (De la tabla (2-4) del presente trabajo)

Reemplazando valores en la fórmula (2-6) se tiene:

$$\sigma = \frac{11,000}{16.10} + \frac{11,000}{16.10} \left( -\frac{32 \times 5.375}{3.63^2} \right) + \frac{1,100 \times 73 \times 5.375}{16.10 \times 3.63^2} + \frac{100 \times 73}{3.63}$$

$$\sigma = 680 + 8,850 + 2,010 + 2,003$$

$$\sigma = 14,543 \text{ p.s.i.}$$

Este valor satisface ampliamente; pues la relación de esbeltez es:

$$\frac{K L}{r} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 73}{3.63} \approx 42.$$

Para este valor de la relación de esbeltez la tabla (1-36) de la 6ª edición de Steel Construction de un valor del esfuerzo admisible de:

$$\sigma_w = 19,030 \text{ p.s.i.}$$

Este calculo será revisado después de diseñar el puente y decidir las dimensiones finales después del maquinado.

## 2..CALCULO Y DISEÑO DEL PUENTE DEL ELEVADOR.. Este Calculo comprende:

1).- Cálculo del soporte.

2).- Cálculo de las vigas.

CALCULO Y DISEÑO DEL SOPORTE.. Para el soporte he decidido usar una estructura tipo viga cajón por ser la que mejor resiste la torsión; pues, el soporte está sometido a una carga que produce torsión en la placa soporte con respecto a su eje longitudinal (perpendicular a las vigas) y flexión

con respecto al eje perpendicular al eje el pistón y al eje longitudinal de la misma.

Esto se aprecia mejor en el gráfico de abajo.

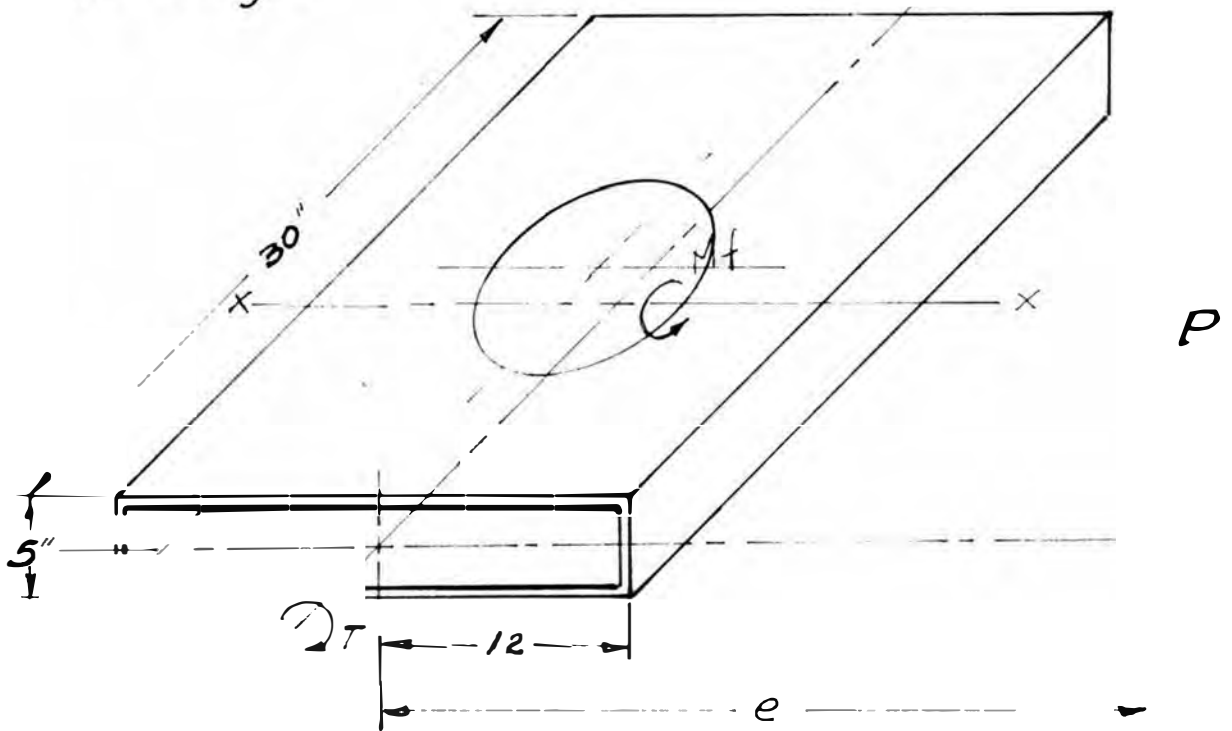


fig. 2-8

La torsión está expresada por la siguiente fórmula:

$$T = \frac{\theta}{l} KG \quad \text{ó} \quad \theta = \frac{Tl}{KG} \quad (2-7)$$

Donde:

$T$  = Momento Torsor

$\theta$  = Angulo de Torsión.

$l$  = longitud de la barra sometida a torsión

$G$  = Módulo de rigidez del material

$K$  = Es un factor; en el caso de sección circular es el momento polar de inercia

Si se trata de otro tipo de secciones  $K$  es menor que  $J$  pudiendo llegar a ser una fracción de este valor. - El esfuerzo máximo es función de la forma de la sección. - El esfuerzo de corte producido por el momento Torsor ( $T$ ) está dado por la expresión:

$$\boxed{\tau_s = \frac{T \cdot r}{K}} \quad (2-8)$$

Donde:

$\tau_s$  = Esfuerzo de corte

$T$  = Momento Torsor

$r$  = distancia del eje de torsión a punto más alejado del eje de torsión

$K$  = Factor:

El valor del factor ( $K$ ) se encuentra por aplicación de la fórmula N° 11 de la tabla N° IV, del libro: "Fórmulas for Stress and Strain" de Roark, que corresponde a la sección de la placa que estamos diseñando

do:

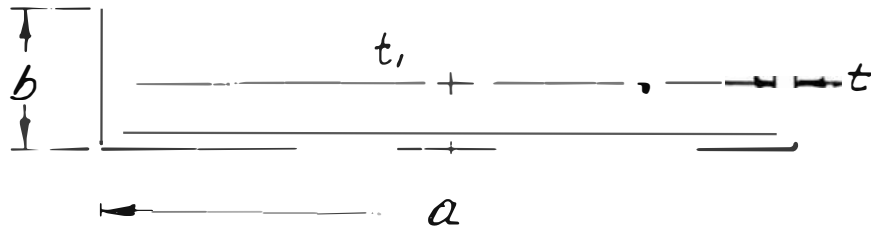


fig. 2-9.

La fórmula referida es:

$$K = \frac{2tt_1(a-t)^2(b-t_1)^2}{at + bt_1 - t^2 - t_1^2} \quad (2-9)$$

En nuestro caso como haremos la viga cajón de plancha doblada; se tiene:

$$t_1 = t$$

Entonces la fórmula (2-9) se convierte en:

$$K = \frac{2t(a-t)^2(b-t)^2}{a+b-2t} \quad (2-10)$$

En nuestro caso tenemos los siguientes valores:

$$a = 24 \text{ pulg.}$$

$$b = 5 \text{ "}$$

$$t = 0.5 \text{ "}$$

Reemplazando estos valores en la fór-

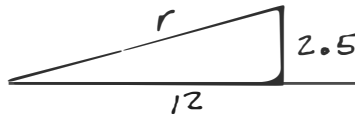
mula (2-10) se tiene:

$$K = \frac{2 \times 0.5 (24 - 0.5)^2 (5 - 0.5)^2}{24 + 5 - 2 \times 0.5}$$

$$K = \frac{1 \times (23.5)^2 (4.5)^2}{28} = 39.9 \text{ pulg}^4.$$

$$K = 39.9 \text{ pulg}^4$$

Cálculo de (r).



$$r = \sqrt{12^2 + 2.5^2} = \sqrt{150.25} = 12.3 \text{ pulg.}$$

El esfuerzo de corte debido a la torsión es:

$$\sigma_s = \frac{T \times r}{K} \quad (2-11)$$

$$T = \frac{P}{2} \times e = \frac{11,000}{2} \times 32 = 176,000 \text{ pulg.-lib.}$$

$$r = 12.3 \text{ pulg.}$$

$$K = 39.9 \text{ pulg}^4.$$

$$\sigma_s = \frac{176,000 \times 12.3}{39.9} = 5,450 \text{ psi.}$$

$$\sigma_s = 5,450 \text{ psi.}$$



El momento de flexión con respecto al eje x-x. es:

$$M_f = \frac{11,000}{2} \times 15 = 83,250 \text{ pulg-lib.}$$

El momento de inercia de la sección considerada con respecto al eje x-x.

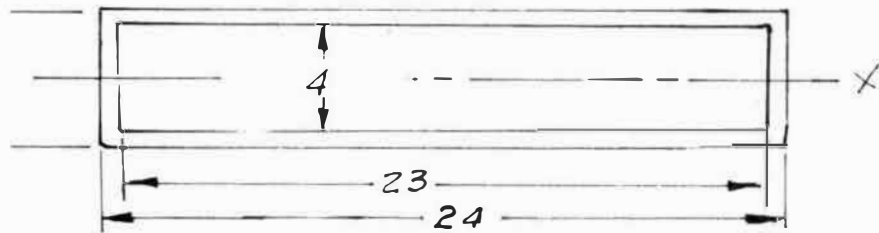


fig. 2-9.

$$\begin{aligned} I_{x-x} &= I_{x-x(1)} - I_{x-x(2)} = \frac{24 \times 5^3}{12} - \frac{23 \times 4^3}{12} \\ &= 250 - 122.1 = 127.9 \text{ pulg}^4. \end{aligned}$$

$$\boxed{I_{x-x} = 127.9 \text{ pulg}^4}$$

El esfuerzo de flexión está dado por la expresión:

$$\sigma_f = \frac{M_f \times c}{I} \quad (2-11).$$

$M_f$  = Momento de flexión

$c$  = Distancia del plano de flexión a fibra más alejada.

$I_{x-x}$  = Momento de inercia de la sección recta con respecto al plano de flexión  $x$ .

Reemplazando valores en la fórmula (2-11) se tiene

$$\sigma_f = \frac{83,250 \times 2.5}{127.9} = 1,640 \text{ psi}$$

De acuerdo a la teoría del Corte Máximo el valor del esfuerzo cortante está dado por.

$$\sigma_{s \text{ máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + (\sigma_s)^2} \quad (2-12)$$

Reemplazando valores en la fórmula (2-12)

$$\sigma_f = 1,640 \text{ psi}$$

$$\sigma_s = 5,450 \text{ p.s.i.}$$

tenemos:

$$\begin{aligned} \sigma_{s \text{ máx}} &= \sqrt{\left(\frac{1,640}{2}\right)^2 + (5,450)^2} \\ &= \sqrt{0.671 \times 10^6 + 29.7 \times 10^6} \end{aligned}$$

$$\sigma_{s \text{ máx}} = 5,460 \text{ p.s.i.}$$

El manual de Steel Construction da para un acero estructural A-36, un esfuerzo de corte permisible de  $\sigma_{s \text{ máx}} = 14,500$  p.s.i. - En este caso estamos con un gran margen; pues, se trata de placas, y a.

demás, debemos tener en cuenta que la viga cajón tendrá una unión empernada con el pistón del elevador, que no ha sido tomada en consideración en el cálculo anterior.

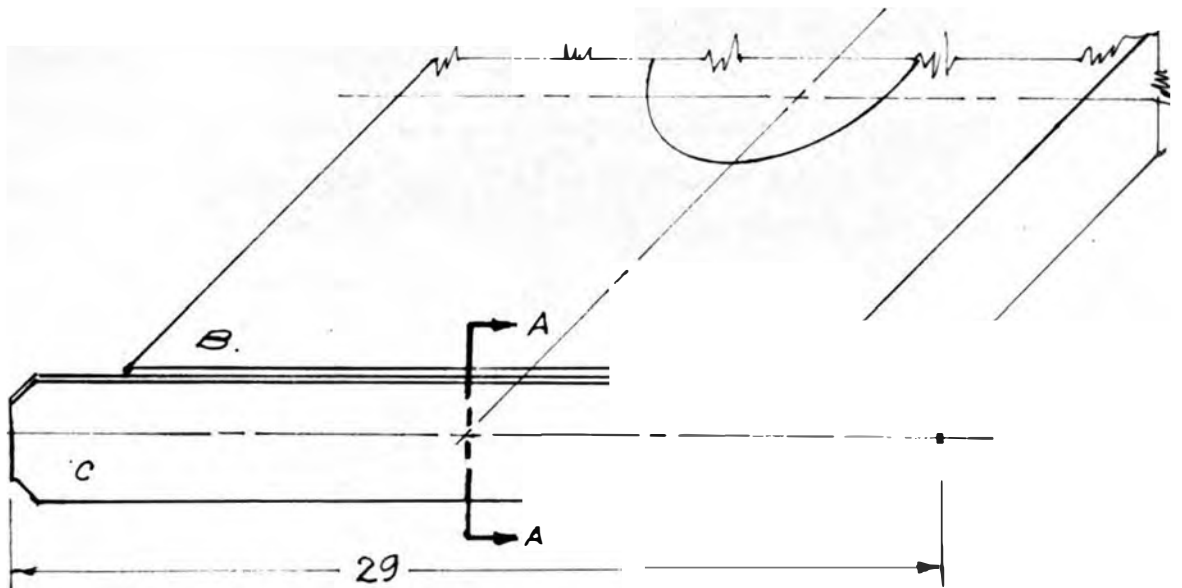


fig. (2-10).

La plancha "c" no ha sido calculada; para dar rigidez a la viga cajón será soldada a manera de tapa en cada extremo como indica la fig. (2-10). - Además en esta placa se empernarán las vigas-puente del elevador; aunque estas vigas puente podrían haber ido soldadas a la Placa soporte, es más conveniente por razones de montaje y transporte; que estas vigas sean desarmables. o móviles.

La placa "C" formará parte integral del soporte "B" puesto que será soldada a éste. Su espesor escogemos que sea de  $\frac{3}{4}$ ".

CALCULO DE LA SOLDADURA DE LA PLACA "C" AL SOPORTE "B". - La figura muestra la sección A-A. en el que se indica en detalle la forma de ensamble.

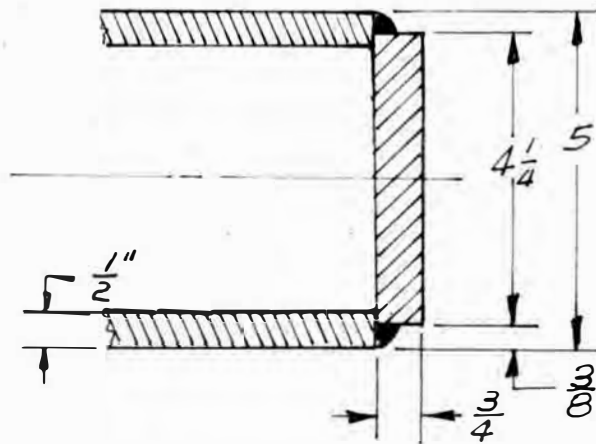


fig.(2-11).. SECCION A-A

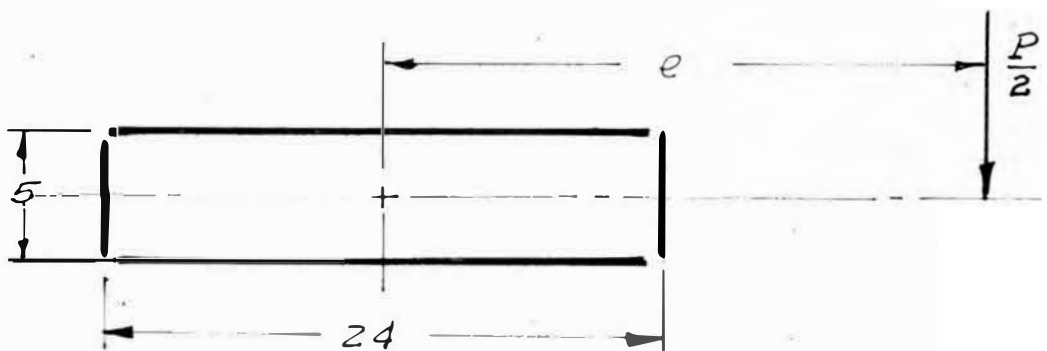


fig. (2-12)

La figura (2-12) muestra las dimensiones

Cargas consideradas:- La soldadura está sometida a:

- 1).- Corte directo.
- 2).- Corte debido a la torsión

Despreciaremos la flexión por ser de poca significación.

El corte directo, lo resiste el cordón de soldadura en igual magnitud en toda su longitud.

El Corte secundario debido a la torsión será mayor, al punto más alejado del centro de gravedad del cordón.

El valor del corte directo es:

$$F'_w = \frac{P}{L_T} \quad (2-13)$$

donde:

$P$  = carga en el plano de corte; en nuestro caso  $P = \frac{11,000}{2} = 5,500$  lib.

$L_T$  = Longitud total del cordón de soldadura.

$$L_t = 2 \times 24 + 2 \times 5 = 58 \text{ pulg.}$$

$$F'_w = \frac{5,500 \text{ lib}}{58 \text{ pulg}} = 949 \text{ lib./pulg.}$$

$$\underline{F'_w = 949 \text{ lib./pulg.}}$$

El Corte secundario está dado por la siguiente expresión:

$$F_w'' = \frac{T \cdot r}{J} \quad (2-14)$$

Donde:

$F_w''$  = Carga por unidad de longitud debido al momento torsor

$T$  = Momento torsor

$r$  = distancia del eje de torsión al punto más cargado

$J$  = Momento de inercia del cordón de soldadura, considerado como línea.

El momento torsor es:

$$T = \frac{P}{2} \times e = 5,500 \times 32 = 176,000 \text{ pulg.} \cdot \text{Lib.}$$

La distancia ( $r$ ) del eje de torsión ha sido calculada (pag. 50). y su valor es:

$$r = 12.3 \text{ pulg.}$$

El Momento de inercia del Cordón considerado como línea, está dado por la siguiente expresión: (Tabla # 29 de M.D. de Vallance).

$$J = \frac{(a+b)^3}{6}; \quad (2-15)$$

Donde:  $a = 24''$

$b = 5''$

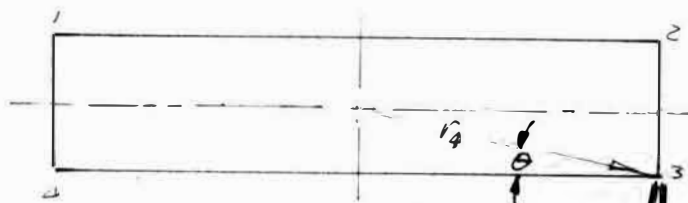
Reemplazando valores en la fórmula (2-15)

$$J = \frac{(24+5)^3}{6} - \frac{29^3}{6} = 4,030 \text{ pulg}^3$$

$$J = 4,030 \text{ pulg}^3$$

Reemplazando valores numéricos en la fórmula (2-14)

$$F_w'' = \frac{176,000 \times 12.3}{4,030} = 540. \text{ lib/pulg.}$$



$$r_d = 12.3$$

$$\cos \theta = \frac{12.0}{12.3}$$

fig. (2-13).

La Resultante vale:

$$R = \sqrt{(F_w')^2 + (F_w'')^2 + 2 F_w' \times F_w'' \times \cos \theta} \quad (2-16)$$

Reemplazando valores:

$$R = \sqrt{(949)^2 + (540)^2 + 2 \times 949 \times 540 \times \frac{12}{12.3}}$$

$$R = 1,455 \text{ lib./pulg.}$$

Un cordón de soldadura de 1" de longitud y a 1" de espesor resiste 9,600 lib.;- para una carga de 1,455 lib. será suficiente un espesor de  $w = ?$

$$w = \frac{1.455}{9.600} = 0.152 \text{ pulg.}$$

El valor práctico que más se aproxima es  $w = 0.1875 = \frac{3}{16}"$

Por otra parte existe la recomendación práctica que indica que el espesor de la soldadura en la unión de planchas debe estar comprendido entre los siguientes valores:

$$\frac{2}{3} t_c < w < \frac{3}{4} t_c.$$

Donde:

$w$  = espesor de la soldadura.

$t_c$  = espesor de la plancha más delgada.

En nuestro caso se tendría:

$$\frac{1}{3} < w < \frac{3}{8}$$

Se podría usar un cordón de  $\frac{5}{16}"$  de espesor para estar en un valor medio recomendado.



Pero de acuerdo con la fig. (2-11) el espesor de la soldadura deberá ser:

$$w = \frac{3}{8} = 0.375''$$

para que quede a ras con la cara de la placa soporte: - Entonces se verá que podemos usar soldadura intermitente.

El porcentaje de soldadura de  $w = \frac{3}{8}$  que será necesario es:

$$R = \frac{0.152}{0.375} \times 100 = 40.5\%$$

Usaremos una soldadura intermitente a 50%.- En la página 306 de Machine Desing. de la serie SCHAUM hay una tabla valores usuales para longitud y espaciamento de soldadura intermitente.. En el presente diseño usaremos una soldadura intermitente 3-6; que estará distribuido como se indica en la figura de abajo.

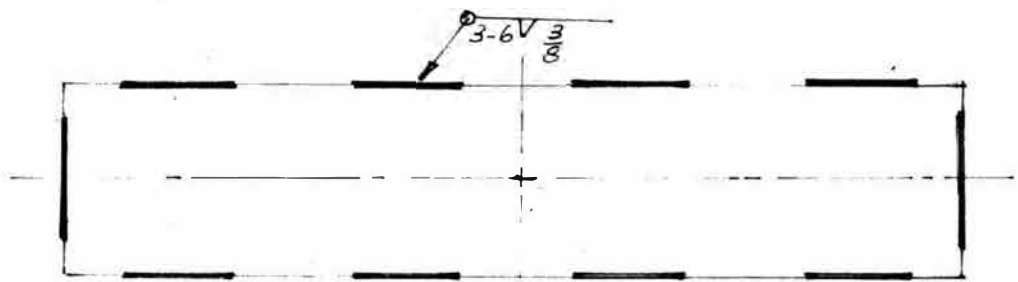


fig. (2-14).

CALCULO DE LA VIGA-PUENTE DEL ELE. VADOR.- Para el cálculo de la viga puente consideraremos que la carga sobre el brazo más cargado es:

$$P_f = \frac{2}{3} \times \frac{P}{2}$$

donde:

$P_f$  = Carga de flexión en la mitad más cargada de la viga.

$P$  = Carga total.

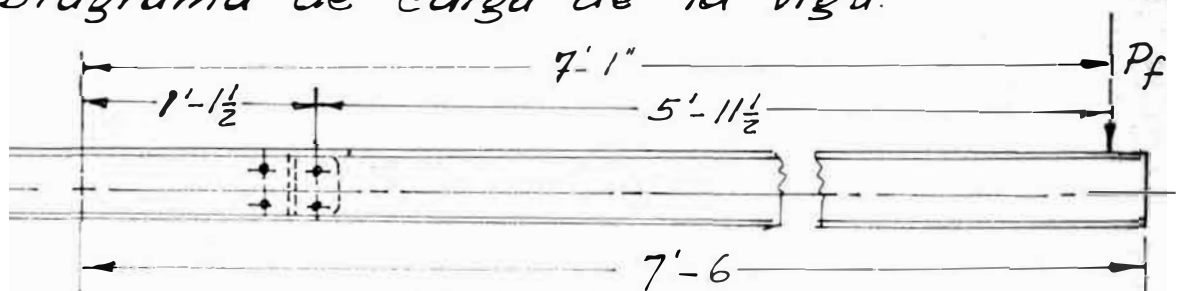
Además despreciaremos el peso propio de la viga..

Reemplazando el valor de  $P$  en la expresión anterior se tiene

$$P_f = \frac{P}{3} = \frac{11,000}{3} = 3,666.66 \text{ lib}$$

$$P_f = 3,666.66 \text{ lib.}$$

Diagrama de carga de la viga.



fig(2-15)

El momento de flexión puede expresarse en función de la distancia de una sección considerada al punto de aplicación de la fuerza flexionante.

$$M_f = P_f \cdot x.$$

Haremos el diagrama de momentos de flexión para nuestra viga:

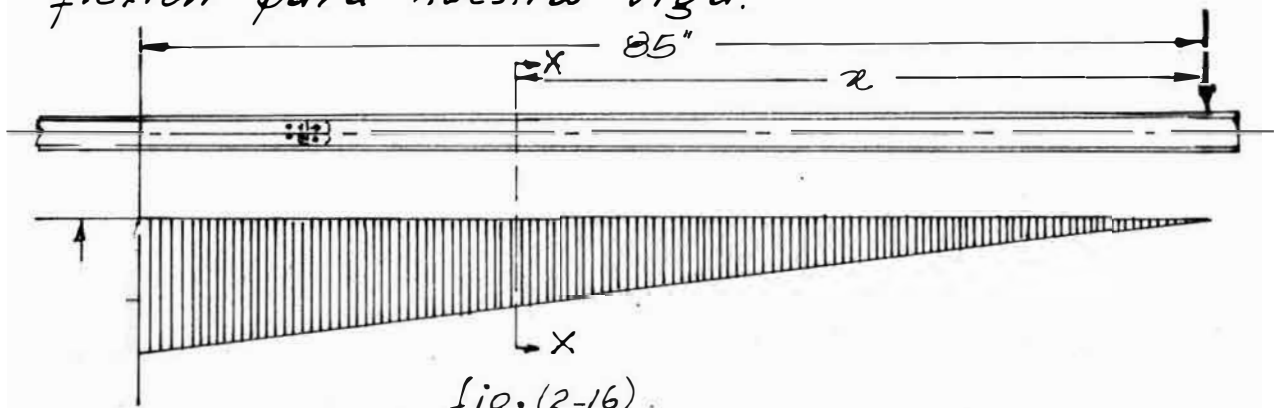


fig. (2-16)

El esfuerzo de flexión está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} \quad \text{ó} \quad \boxed{\sigma_f = \frac{M_f}{S}} \quad (2-16)$$

pero  $M_f = P_f \cdot x$

Reemplazando en la fórmula (2-16) se tiene:

$$\boxed{\sigma_f = \frac{P_f \cdot x}{S}}$$

Donde:

$P_f$  = carga de flexión = 3.666. lib.

$x$  = distancia del punto de aplicación de la carga a la sección considerada.

$S$  = Módulo de Sección del perfil, con respecto al plano de flexión

A continuación se indican varios perfiles con sus respectivos módulos de sección:

6 x 6 WF - 25 lib./pie -----  $S_x = 16.8$  pulg<sup>3</sup>

6 x 6 WF - 20 lib./pie -----  $S_x = 13.4$  pulg<sup>3</sup>

6 x 6 WF - 15.5 lib./pie ----  $S_x = 10.1$  pulg<sup>3</sup>

6 x 6 M - 25.0 lib./pie ----  $S_x = 15.7$  pulg<sup>3</sup>

6 x 6 M - 20.0 lib./pie ----  $S_x = 12.9$  pulg<sup>3</sup>

Para un acero estructural, el esfuerzo permisible en flexión es:

$$\sigma_f = 20,000 \text{ p.s.i.}$$

Este voladizo puede considerarse rígidamente empotrado en la hilera exterior de los pernos de unión (ver fig. 2-15) o sea a una distancia de 13.5 pulg. del eje del pistón del elevador que es igual a:

$$d = 85 - 13.5 = 71.5 \text{ pulg}$$

del punto de aplicación de la carga. -

El módulo de sección para este punto es:

$$S = \frac{P_f \times 71.5}{\sigma_f}$$

$$S = \frac{3.666 \times 71.5}{20000} \approx 13.0 \text{ pulg}^3.$$

$$S = 13.0 \text{ pulg}^3.$$

El perfil 6x6 WF-20 lib./pie es el que satisface en mejor forma las condiciones de carga. - Entonces usaremos:

2 Vigas 6x6 WF-20 de 15'-0" cada una.

Cálculo de la unión empernada. entre las vigas y la placa soporte. Los pernos pueden dimensionarse según una de las dos bases siguientes:

- 1).- El rozamiento entre las piezas unidas soporta la carga de corte
- 2).- El perno soporta la carga de Corte.

Para que la segunda forma de dimensionar sea efectiva será necesario que los pernos se instalen en agujeros rimados. - Esta condición no podría ser satisfecha en forma eficaz en nuestro caso; pues, por razones de instalación, causaría muchos inconvenientes, porque sería difícil hacer coincidir los agujeros de una y otra pieza.

Por otro lado sabemos que:

- 1).- La fuerza de rozamiento es una función

directa de la fuerza normal, en este caso del ajuste inicial del perno ( $F_i$ ) y de la calidad y material de las superficies en contacto o sea del coeficiente de rozamiento ( $\mu$ ).

2) La fuerza de rozamiento es independiente del área en contacto..

Tenemos:

$$F_R = \mu F_i$$

Donde:

$F_R$  = Fuerza de rozamiento

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento

$F_i$  = Fuerza de ajuste inicial o pretensión del perno.

El coeficiente de rozamiento, como dijimos anteriormente depende del material y calidad de las superficies en contacto puede tener un valor tan alto como  $\mu = 0.35$  ó  $\mu = 0.40$ , para acero con acero, con superficies limpias y libres de polvo y grasas; o valores bajos como  $\mu = 0.20$ .. En el presente cálculo usaremos:

$$\mu = 0.25$$

Para evitar presiones elevadas entre las placas, será necesario usar arandelas rígidas.

das que aumenten el área efectiva de contacto :  
 Además se tendrá en cuenta que los pernos únicamente trabajarán sometidos a esfuerzo de tensión; pues no pueden presentarse cargas de corte sin haberse eliminado la pretensión inicial del perno. - Por consiguiente los dos esfuerzos no pueden coexistir simultáneamente.  
 CONDICIONES DE CARGA.- Escogemos la disposición que se indica en la figura de abajo, para la unión empernada.

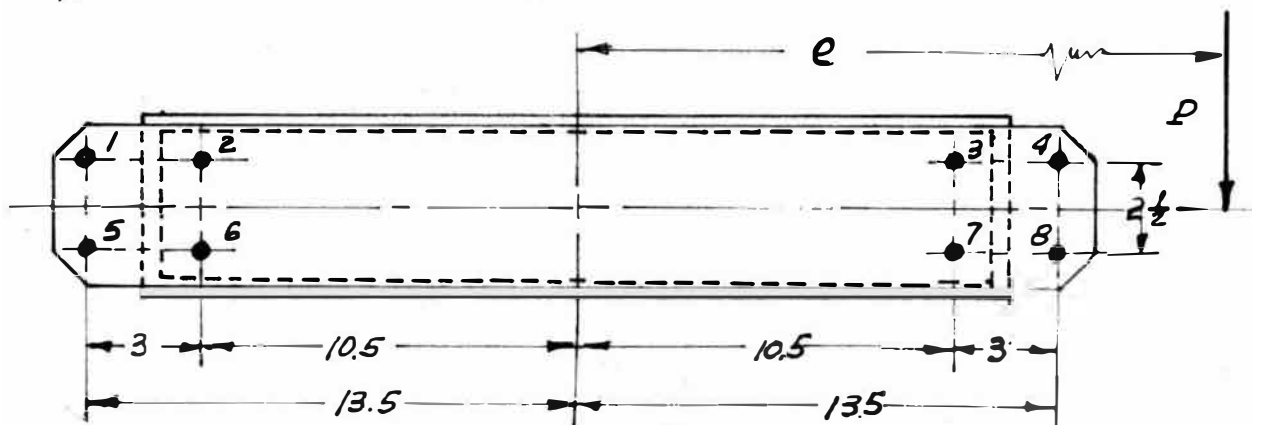


Fig. (2-17)

La fuerza de corte directo es:

$$F_1' = F_2' = F_3' = F_4' = F_5' = F_6' = F_7' = F_8' = \frac{P/2}{8}$$

$$\frac{P}{2} = \frac{11,000}{2} = 5,500 \text{ lib.}$$

$$e = 32 \text{ pulg.}$$

$$F_1' = F_2' = \dots = F_8' = \frac{5,500}{8} = 687.5 \text{ lib.}$$

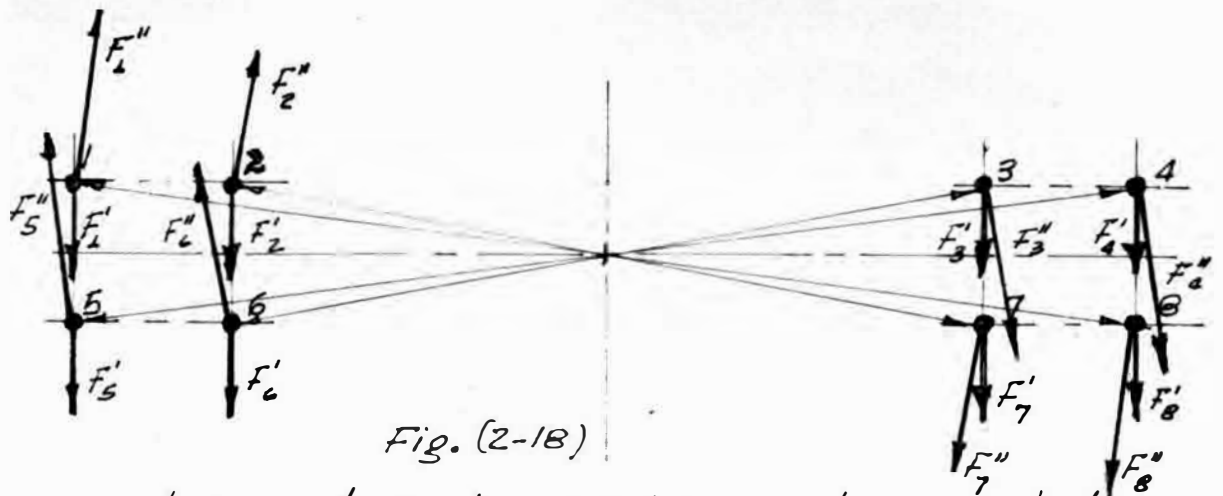


Fig. (2-18)

Los radios de giro para cada uno de los pernos es:

$$r_1 = r_4 = r_5 = r_8 = \sqrt{(13.5)^2 + (1.25)^2} = 13.55$$

$$r_2 = r_3 = r_6 = r_7 = \sqrt{(10.5)^2 + (1.25)^2} = 10.56$$

Tambi3n tenemos:

$$r_1^2 = r_4^2 = r_5^2 = r_8^2 = 183.8125$$

$$r_2^2 = r_3^2 = r_6^2 = r_7^2 = 111.8125$$

La fuerza de corte secundario en cada perno esta dado por la siguiente expresi3n.

$$F_n'' = \frac{M a \times r_n \times A_n}{\sum_{i=1}^{i=n} A_i r_i^2}$$

Si todos los pernos tienen el mismo diámetro:  $A_1 = A_2 = A_3 = \dots = A_n$

Entonces la formula anterior resulta:

$$F_n'' = \frac{M a \times r_n}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i^2}$$

(2-17).



En la fórmula (2-17)

$F_n''$  = Fuerza de corte secundario sobre el perno considerado.

$M_a$  = Momento actuante

$r_n$  = Radio de giro del perno considerado

$\sum_{i=1}^{i=n} r_i^2$  = suma de los cuadrados de los radios de giro de todos los pernos.

El momento actuante es:

$$M_a = \frac{P}{2} \times e = 5,500 \times 32 = 176,000 \text{ pulg-lib.}$$

La suma de los cuadrados de los radios es:

$$\begin{aligned} \sum r_i^2 &= 4 \times r_1^2 + 4 \times r_2^2 = 4 \times 183.8125 + 4 \times 111.8125 \\ &= 1,183.50. \end{aligned}$$

Para el perno n°4. que es uno de los más cargados la fuerza de corte secundario es:

$$F_4'' = \frac{176,000 \times 13.55}{1,183.50} = 2,020 \text{ lib.}$$

La Fuerza resultante es:

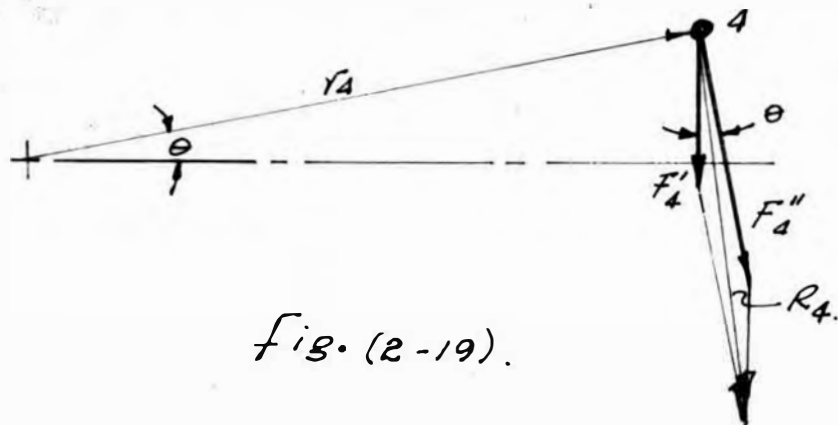


Fig. (2-19).

El valor de la fuerza cortante total sobre el perno n° 4 es:

$$R_4 = \sqrt{(F_4')^2 + (F_4'')^2 + 2 F_4' F_4'' \cos \theta} \quad (2-18)$$

Tenemos:

$$F_4' = 687.5 \text{ lib.}$$

$$F_4'' = 2020 \text{ lib.}$$

$$\cos \theta = \frac{13.5}{13.55}$$

Reemplazando valores en la fórmula (2-18)

$$R_4 = \sqrt{(687.5)^2 + (2020)^2 + 2 \times 687.5 \times 2020 \times \frac{13.5}{13.55}}$$

$$R_4 = 2,700 \text{ lib.}$$

La fuerza de ajuste del perno deberá ser mayor que la fuerza normal necesaria para que no se produzcan esfuerzos cortantes sobre los pernos o sea:

$$F_i > N \quad \text{y} \quad N = \frac{F_e}{\mu}$$

Donde:

$F_i$  = ajuste inicial o pretensión del perno

$N$  = Fuerza normal necesaria para vencer la fuerza de corte sobre los pernos

$F_R$  = Fuerza de rozamiento, que deberá ser mayor que la fuerza cortante en cada perno.

$\mu$  = coeficiente de rozamiento = 0.25

La Fuerza normal necesaria para evitar el corte en los pernos es:

$$N = \frac{2.700}{0.25} = 10.800 \text{ lib.}$$

El esfuerzo de tensión permisible para pernos de acero A-325 (Tabla 1.5.2.1 de Steel Construction) es:

$$\sigma_T = 40.000 \text{ psi.}$$

Usando este valor el área de esfuerzo necesaria es:

$$A_T = \frac{10.800}{40.000} = 0.27 \text{ pulg.}^2$$

Para un perno de rosca gruesa (NC); de  $3/4"$  de diámetro corresponde un área de esfuerzo de:

$$A_t = 0.334 \text{ pulg.}^2$$

Este es el valor más próximo, según la tabla No 31 de Machine Design. de Vallance.

La tensión de ajuste en un perno, según la Regla de Seaton debe ser:

$$F_t = 16,000 d. \quad (2-19)$$

Donde:

$F_t$  = Tensión de ajuste inicial o pretensión  
 $d$  = diámetro nominal del perno.

Reemplazando el valor  $d = \frac{3}{4}$ .

$$F_t = 16,000 \times \frac{3}{4} = 12,000 \text{ lib.}$$

Chequeamos la tensión permisible para pernos de acero A-325 es:

$$F_t = A_t \times \sigma_t$$

$$A_t = 0.334 \text{ pulg}^2 \text{ para perno de } \frac{3}{4}''.$$

$$\sigma_t = 40,000.$$

$$F_t = 40,000 \times 0.334 = 13,360 \text{ lib.}$$

Usaremos 8 pernos de acero A-325 de:  $\frac{3}{4}$  - 10 NC - 2A.

El torque de ajuste para nuestro perno si le hacemos trabajar con una pretensión de 12,000 libras está dado por la siguiente expresión:

$$T = K F_i d.$$

$T$  = Torque de ajuste

$K$  = coeficiente de par; se usa  $K=0.2$  para pernos de tipo medio sin lubricar.

$F_i$  = ajuste inicial = 12.000 lib.

$d$  = diámetro nominal =  $3/4" = 0.75"$

Reemplazando valores se obtiene:

$$T = 0.2 \times 12,000 \times 0.75 = 1,800 \text{ libras-pulg.}$$

$T = 150 \text{ libras-pie.}$

### CALCULO DE LA UNION EMPERNADA ENTRE EL SOPORTE Y EL PISTON DEL ELEVADOR.

- La figura de abajo, muestra la sección transversal de la caja soporte del elevador.

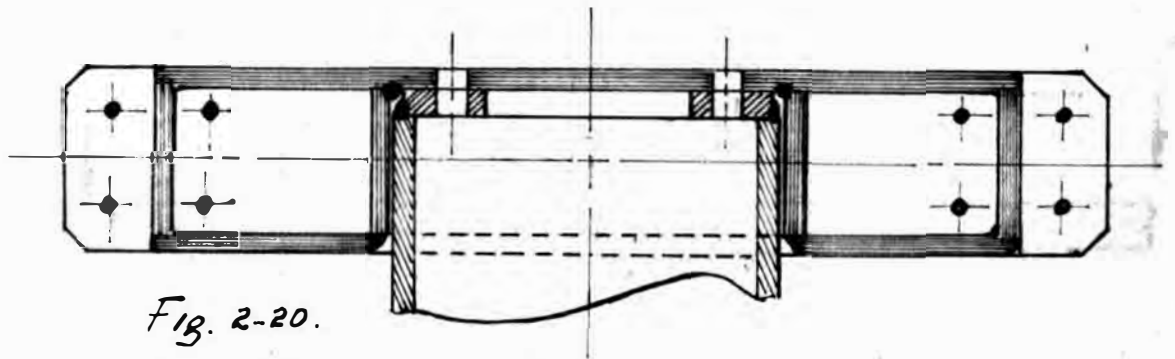


Fig. 2-20.

El pistón encajará con pequeño huelgo ( $\frac{1}{16}$ ) en el hueco cilíndrico del soporte, de manera que ayudará a trabajar a los pernos.

Para el cálculo de los pernos no tomaremos en consideración este efecto.

UBICACION Y ESPACIAMIENTO DE LOS PERNOS

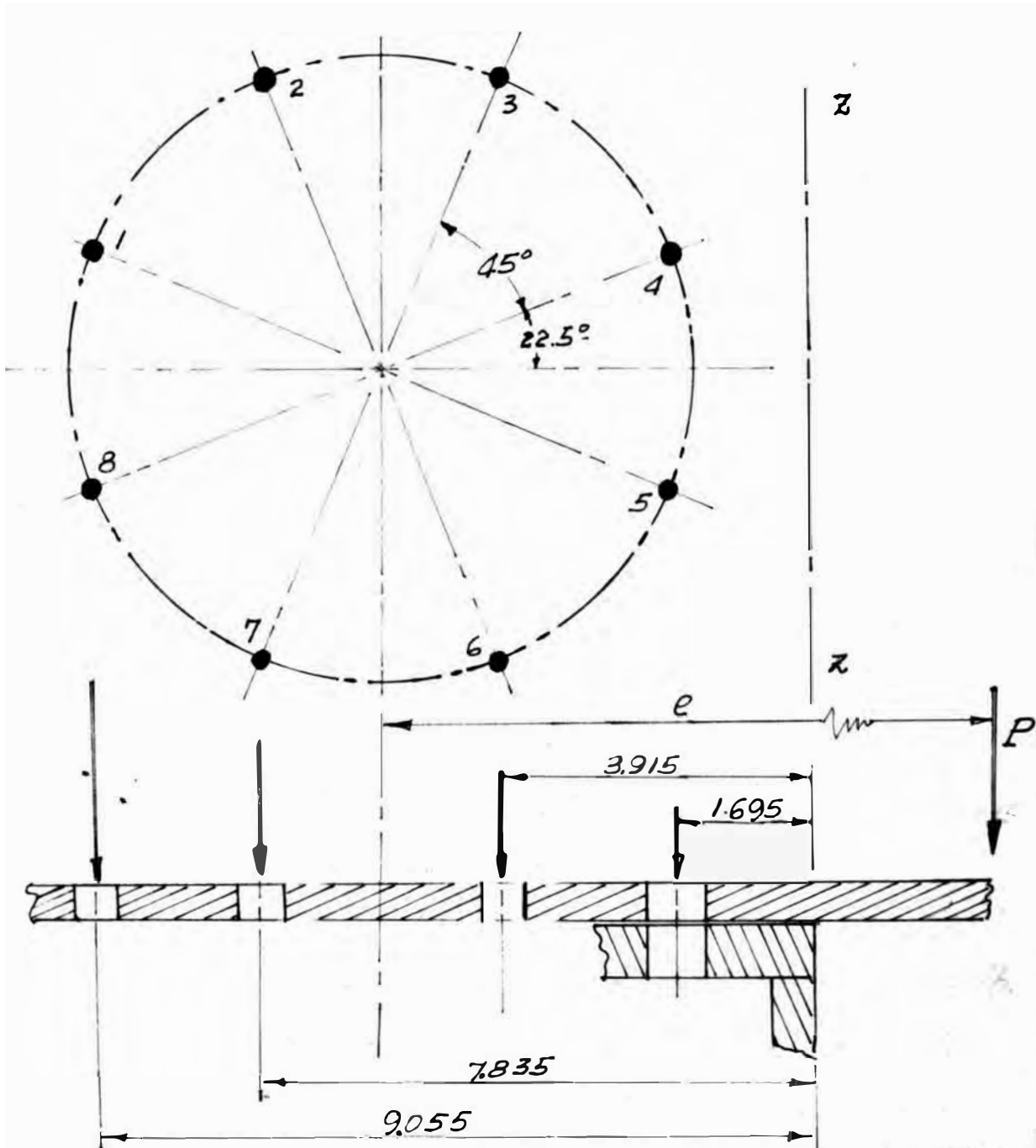


fig.(2-21)

El diámetro del círculo de ubicación de los pernos es:

$$D_p = D_i - 2''$$

$$D_p = 9.750'' - 2'' = 7.750''$$

de donde  $r_p = \frac{7.750}{2} = 3.375''$

Los radios de giro con respecto al eje z-z que es el eje de volteo son:

$$r_1 = r_8 = r_p + r_p \cos 22.5^\circ + 1.5'' = 9.055''$$

$$r_2 = r_7 = r_p + r_p \sin 22.5^\circ + 1.5'' = 7.835''$$

$$r_3 = r_6 = r_p - r_p \sin 22.5^\circ + 1.5'' = 3.915''$$

$$r_4 = r_5 = r_p - r_p \cos 22.5^\circ + 1.5'' = 1.695''$$

El momento de volteo actuante es:  $(M_a)$

$$M_a = P \times \left( e - \frac{D_e}{2} \right)$$

Donde:

$$P = \text{Carga total} = 11,000 \text{ lib.}$$

$$e = \text{excentricidad} = 32 \text{ pulg.}$$

$$D_e = \text{Diámetro exterior del tubo (pistón)} = 5.375$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$M_a = 11,000 (32 - 5.375) = 292,875 \text{ pulg.-lib.}$$

Este momento debe ser igual al momento resistente  $(M_r)$  de los pernos

$$M_r = F_1 \times r_1 + F_2 \times r_2 + F_3 \times r_3 + F_4 \times r_4 + F_5 \times r_5 + F_6 \times r_6 + F_7 \times r_7 + F_8 \times r_8$$

Si consideramos que la placa soporte es rígida, los pernos más alejados del eje de volteo se deformarán más y esta deformación tendrá una variación lineal, a mayor radio mayor deformación; será directamente proporcional al radio de giro.

Por la ley de Hooke se sabe que las deformaciones son directamente proporcionales a las cargas:

$$\delta = \frac{PL}{EA} \quad (2-20)$$

Entonces las cargas en cada perno serán proporcionales a los radios de giro:

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \frac{F_3}{r_3} = \frac{F_4}{r_4} = \frac{F_5}{r_5} = \frac{F_6}{r_6} = \frac{F_7}{r_7} = \frac{F_8}{r_8} \quad (a)$$

$$\text{Como: } r_1 = r_8 ; r_2 = r_7 ; r_3 = r_6 \quad \text{y} \quad r_4 = r_5 \quad (b)$$

se tendrá:

$$F_1 = F_8 ; F_2 = F_7 ; F_3 = F_6 ; F_4 = F_5 \quad (c)$$

Combinando las expresiones (a), (b) y (c) se obtiene:

$$F_2 = F_7 = \frac{r_2 F_1}{r_1} \quad (1)$$

$$F_3 = F_6 = \frac{r_3 F_1}{r_1} \quad (2)$$

$$F_4 = F_5 = \frac{r_4 F_1}{r_1} \quad (3)$$



Reemplazando estos valores en la expresión del momento resistente ( $M_r$ ) se tiene:

$$M_r = \frac{F_1}{r_1} (2r_1^2 + 2r_2^2 + 2r_3^2 + 2r_4^2) = Ma.$$

Despejando el valor  $F_1$  se tiene:

$$F_1 = \frac{Ma \times r_1}{2r_1^2 + 2r_2^2 + 2r_3^2 + 2r_4^2}$$

$$F_1 = \frac{292,875 \times 9.055}{2 \times (9.055)^2 + 2 \times (7.835)^2 + 2 \times (3.915)^2 + 2 \times (1.695)^2}$$

$$F_1 = 8,200 \text{ lib.}$$

Puesto que el perno n°1 es uno de los pernos más cargados el dimensionado se hará a base de éste.

El esfuerzo permisible para pernos de acero A-325 es:  $\sigma_T = 40,000 \text{ psi.}$

El área de esfuerzo será.

$$A_T = \frac{8200}{40,000} = 0.210 \text{ pulg.}^2$$

Pernos de  $5/8$  de diámetro podrían satisfacer las condiciones de carga, porque tienen un área de esfuerzo de  $0.2256 \text{ pulg.}^2$ . Pero teniendo en cuenta que hay que dar una pre-tensión algo mayor que la carga externa, usa-

remos

8 prisioneros de  $\frac{3}{4}$ -10 UNC - 2A.

El torque de ajuste como para los pernos de la viga puente tendrá un valor:

$$T = 150 \text{ lib. pie.}$$

Después de haber diseñado en forma completa el puente del elevador, estamos en condición de poder calcular el peso de éste:

Peso del puente del elevador:

Comprende:

a) Peso de las vigas: ( $p_v$ ).

$$p_v = 2 \times 15 \times 20.00 = 600 \text{ libras.}$$

b).- Peso de la placa: ( $p_p$ ).

Comprende: 1) Tapas, cilindro y cuerpo.

Calculamos el volumen de material:

$$\text{tapas: } [24 + 2(2.5)] \times (4.25) \times (0.75)$$

$$V_t = 29 \times 4.25 \times 0.75 = 92.0 \text{ pulg.}^3 \text{ c/u.}$$

$$\text{cilindro: } V_c = 4.25 \times \pi \times 11.25 \times 0.5 = 75.0 \text{ pulg.}^3.$$

$$\text{Cuerpo } V_{cu.} = [(23 \times 2 + 4.5 \times 2) (28.5) \times 0.5] - \frac{\pi (0.75)^2 \times 0.5}{4}$$

$$= (46 + 9) (28.5) (0.5) - 0.785 \times (0.75)^2 \times 0.5$$

$$= 780 - 54 = 726 \text{ pulg.}^3$$

Volumen total de material:

$$V_t = 2 \times 92.0 + 75.0 + 726$$

$$= 184 + 75. + 726 = 985 \text{ pulg}^3.$$

El peso por unidad de volumen es:

$$\rho = 490 \text{ lib./pie}^3$$

El peso del soporte será: ( $p_p$ )

$$p_p = \frac{985 \times 490}{12^3} = \frac{985 \times 490}{1.728} = 278 \text{ lib.}$$

El peso total de puente es:

$$p_t = 600 + 278 = 878 \text{ lib.}$$

Este peso influirá en pequeña proporción ~~en~~ en la carga de la columna; puesto que actúa concéntrico al eje de la columna y solamente produce compresión.

Diseño del PISTON DEL ELEVADOR... No será necesario recalcular el pistón pues como se vió anteriormente las condiciones de carga pueden ser resistidas por un tubo de paredes delgadas.. Si bién será necesario rectificar la superficie de tubo el desgaste de material estará de acuerdo a la calidad del tubo.. El presente diseño permitirá cierta deflexión en el alineamiento del pistón pues este se desliza sobre guías

de relativamente corta longitud (menor que el radio del cilindro.)

No se ha podido conseguir especificaciones de calidad del tubo; por esta razón en el presente diseño tomaremos como máximo desgaste superficial que habrá que hacer será de:  $0.03125$  o sea  $\frac{1}{32}$ ".

La figura de abajo muestra en sección el pistón del elevador.

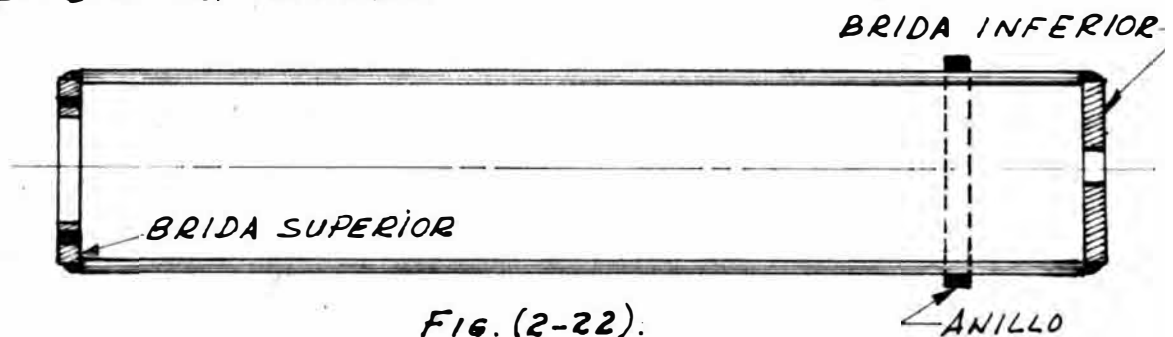


FIG. (2-22).

CALCULO DEL ESPESOR DE LA PANCHA PARA LA BRIDA SUPERIOR.- Consideraremos que la soldadura da una rigidez que puede considerarse rigidamente empotrada.. En la figura en detalle de la brida, se muestra la forma como va ser soldada al pistón.

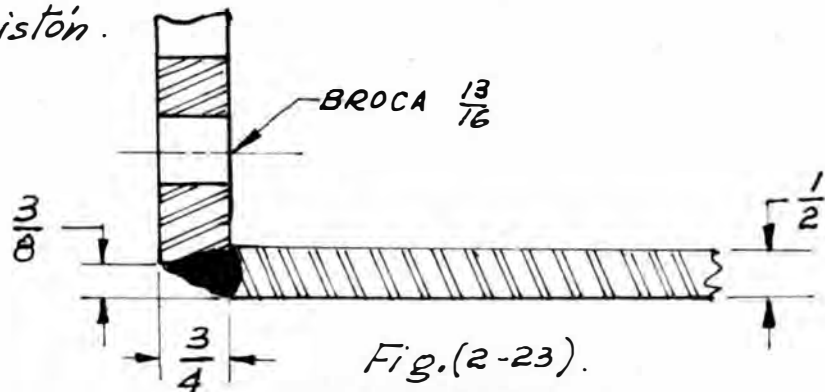
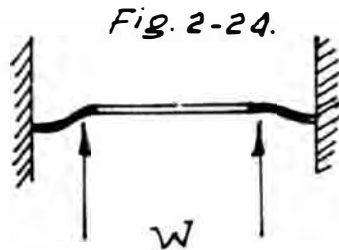


Fig. (2-23).

La fig. (2-24) muestra la carga y deflexión de la placa.



$$a = 4.875$$

$$b = 2.6875$$

El diseño se hará sobre la mayor fuerza aplicada o sea sobre el perno No 1.

$$W = F_1 = 8,200 \text{ lib. (Ref. Fig. (2-21) pag. 70)}$$

El libro: "Formulas for Stress and Strain de J.R. Roark; dá la siguiente fórmula para el esfuerzo de flexión

$$\sigma_f = \frac{3W}{2\pi t^2} \left[ \frac{1 - 2mb^2 - 2b^2(m+1) \ln \frac{a}{b}}{a^2(m-1) + b^2(m+1)} \right] \quad (2-21)$$

Esta fórmula es válida para  $\frac{a}{b} < 2.4$

Donde:

$a$  = Radio exterior de placa

$b$  = " interior " "

$W$  = carga aplicada = 8,200 lib

$\sigma_f$  = esfuerzo de flexión = 20,000 psi

$t$  = espesor de la placa = ?

$m$  = es la recíproca del módulo de Poisson.

$\mu$  = módulo de poisson  $\mu = 0.3$  para acero

Reemplazando valores en la formula (2-21)

$$t^2 = \frac{3 \times 8,200}{2\pi \times 20,000} \left[ 1 - \frac{2 \times 3.33 \times (2.687)^2 - 2(2.687)^2(3.33+1) \ln \frac{4.875}{2.687}}{(4.875)^2(3.33-1) + (2.687)^2(3.33+1)} \right]$$

$$t^2 = \frac{3 \times 8,200}{2\pi \times 20,000} \left[ 1 - \frac{6}{26.7} \right] = \frac{24,600}{125,600} (1 - 0.069)$$

$$t = \frac{24,600 \times 0.931}{125,600} = 0.183 = 0.126$$

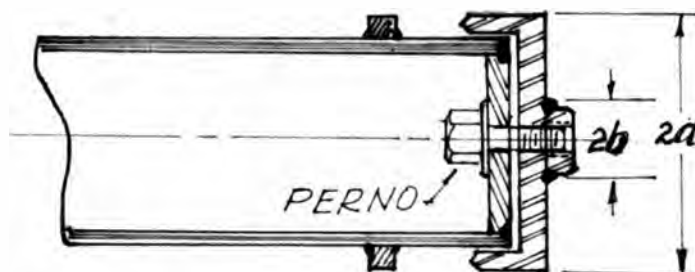
Por razones que se usarán prisioneros en la unión empernada será necesario usar un espesor de plancha igual al diámetro nominal del perno.

Usamos:

$$t = \frac{3}{4}''$$

Como se puede apreciar no será necesario calcular la plancha para la tapa inferior. tomaremos también planchas de  $t = \frac{3}{4}''$

### DISEÑO Y CALCULO DEL GLANDE DEL PRENSA ES. TOPA INFERIOR.



$$a = \frac{12}{2} = 6''$$

$$b = \frac{3}{2} = 1.5''$$

Fig.(2-25).

En la figura (2-25)  
 $a =$  radio exterior del glande  $= 6"$   
 $b =$  " del círculo circunscrito a la tuerca.

Podríamos asumir esto como una placa cargada en la forma como se indica en la figura (2-26)

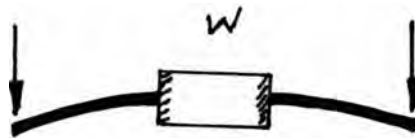


Fig. (2-26)

Para este caso la tabla X del libro de: "Formulas for Stress and Strain" considera la expresión para el espesor "t" de la placa, la siguiente expresión

$$t^2 = \frac{3W}{2\pi\sigma_t} \left[ \frac{2a^2(m+1) \log \frac{a}{b} + a^2(m-1) - b^2(m-1)}{a^2(m+1) + b^2(m-1)} \right] \quad (2-22)$$

La carga considerada será la necesaria para ajustar el empaque del prensa estopa; en este caso se considerará que sea la que puede resistir un perno de 1" de diámetro nominal. - Según la fórmula de Seatone esta fuerza es:

$$F = 16,000 \times d \quad (\text{libras}).$$

Donde:  $d = 1"$ .

$$\underline{F = 16,000 \text{ libras.}}$$

El máximo torque de ajuste que se dará al perno es:

$$T = 0.2 \times 16,000 \times 1 = 3,200 \text{ pulg-lib.}$$

ó lo que es igual:

$$T = \frac{3,200}{12} = 266 \text{ pie-lib.}$$

$$\underline{T = 266 \text{ lib-pie}}$$

Reemplazando valores en fórmula (2-22)

$$t^2 = \frac{3 \times 16,000}{2\pi \times 20,000} \left[ \frac{2 \times 6^2 (3.33+1) \log \frac{6}{1.5} + 6^2 (3.33-1) - 1.5^2 (3.33-1)}{6^2 (3.33+1) + 1.5^2 (3.33-1)} \right]$$

$$t^2 = 1.21$$

$$t = 1.1 \text{ pulg.} \approx 1.125 = \frac{1}{8}$$

Usaremos plancha de 1" de espesor, pues la fuerza de 16,000 sobre los anillos de empaque es excesiva.- Usaremos una fuerza de ajuste de 10,000 lib.- Para esta fuerza el torque de ajuste será:

$$T = 10,000 \times 0.2 \times 1 = 2,000 \text{ Lib.-pulg}$$

$$\boxed{T = 166 \text{ lib.-pie.}}$$

Recalculando el espesor de la plancha.



tenemos:

$$t = \sqrt{1.21 \times \frac{10000}{16}} - \sqrt{0.76} = 0.87 \approx \frac{7}{8}$$

con esto se comprueba que la plancha de 1" de espesor satisface las condiciones de carga y ajuste de 166.6 lib.-pie, calculado.

DISEÑO DEL CILINDRO DEL ELEVADOR.—Selec\_ cionamos un tubo standard de 12" de diame\_ tro nominal que tiene las siguientes característi\_ cas :

Diámetro exterior	$D_e = 12.750$ pulg.
Diámetro interior	$D_i = 12.000$ pulg.
Peso por longitud	$w = 49.6$ lib./pie.
espesor de pared	$t = 0.375$ pulg.

La figura (2-27) muestra en forma esquemática el cilindro del elevador.

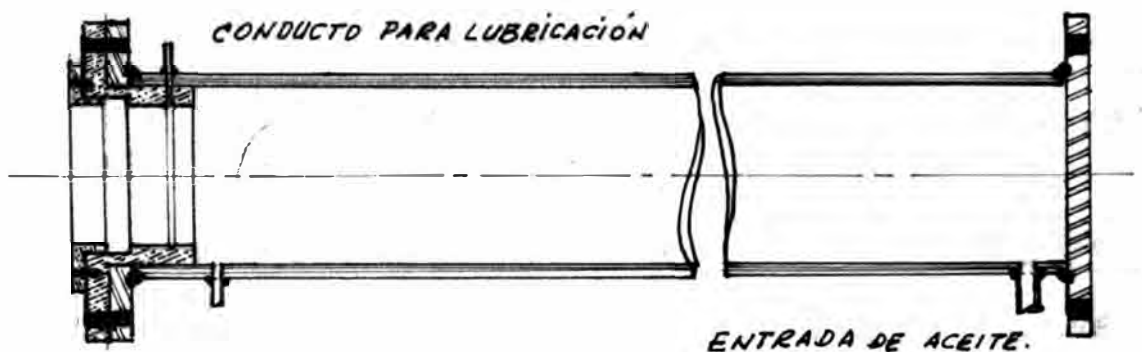


Fig.(2-27).

DIMENSIONES DE LA GUIA SUPERIOR.-

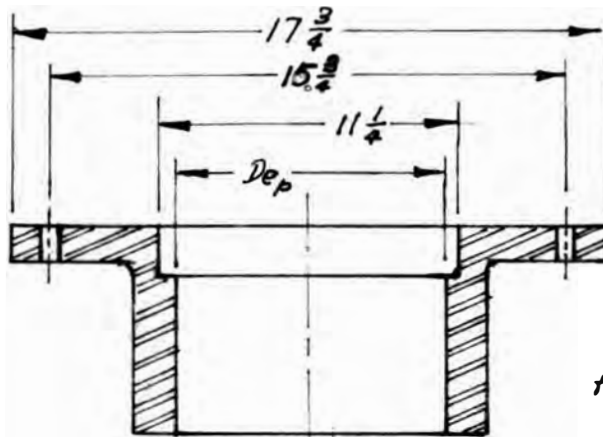


Fig. (2-30)

Dep. = Indica el diámetro exterior del pistón.- Sobre este punto se tratará más adelante.- Pues dadas las condiciones de fabricación; tratándose de una pequeña producción, los ajustes y tolerancias podrán hacerse tan precisos como la habilidad del operador y precisión de la máquina herramienta lo permita.-

La Tabla B5-6 de Tool Engineers Handbook da varios tipos de ajustes, de los cuales para nuestro diseño escogemos la clase RC2 que tiene las siguientes características

Tabla (2-5).

Límite de luces:		0.008 - 0.029
Límites standard	Hueco (H6) (+)	0.000 0.012
	Eje (g5) (-)	0.017 0.008

Las recomendaciones prácticas para luces en bocinas es de  $h_o = 0.001 \times d$ . - En nuestro caso tenemos  $2h_o = 2 \times 0.001 \times 10.6875 \approx 0.022$ ; el valor de la tabla es desde 0.008 a 0.029 lo cual está de acuerdo al tipo de ajuste seleccionado.

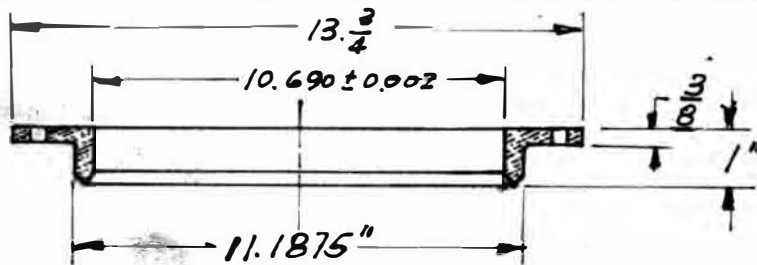
La longitud de la guía, haremos que sea igual a la mitad del diámetro del pistón

$$L = \frac{D_{ep}}{2} = \frac{10.6875}{2} = 5.34375$$

Usaremos:  $L = 5\frac{1}{2}$  pulg.

El prensa estopa en este caso no necesita ser de gran capacidad pues solamente actuará como reten de polvo y el aceite de lubricación de esta parte superior será con aceite a presión atmosférica (anillo de felpa impregnado en aceite).

Dimensiones de Glande del Prensa estopa superior



Material: Bronce Fosforoso.

BRIDA SUPERIOR DEL CILINDRO.. Se hará con Pl. de  $\frac{3}{4}$  de espesor.. El diámetro superior será de  $17\frac{3}{4}$  igual al diámetro de la brida de la guía. y ten.

drá 4 agujeros roscados  $5/8-11-UNC-28$ . igualmente espaciados sobre circunferencia de  $15\frac{3}{4}$  de diámetro.

La PLACA DE BASE. será cuadrada como indica la figura (2-32). con cuatro agujeros de  $13/16$  de diámetro para pernos de anclaje de  $3/4$  de diámetro

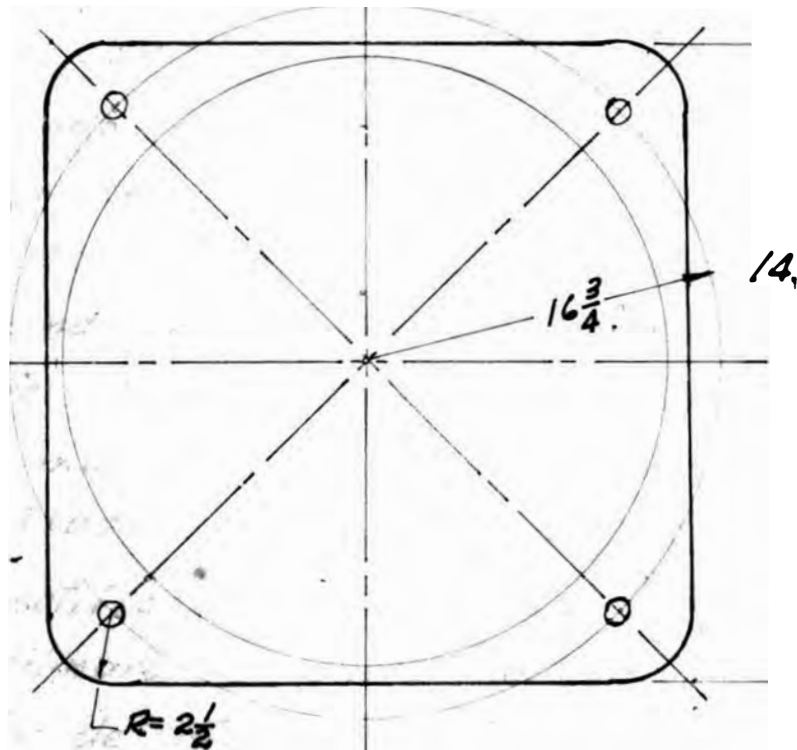


Fig. (2-32)

El espesor de la plancha será de  $\frac{3}{4}$  " y será soldada al cilindro con un cordón de soldadura de:

$$\frac{3}{4} + \frac{1}{2} = \frac{3}{8}''$$

$$w = \frac{3}{8}$$

MAQUINADO DEL PISTON. - El maquinado del pistón se hará en un torno al cual se acoplará una rectificadora con piedras de amolar, el diámetro final del pistón después de ser rectificado será de:  $D_p = 1.06875 \pm 0.002"$ ; por que se desgastará en total una profundidad de  $(\frac{1}{32})$ . - Se darán pasadas previas con cuchilla y el acabado final se hará con piedras de grano fino.

MAQUINADO DEL CILINDRO. - En este caso no disponiendo en nuestro medio de una mandriladora de capacidad tal para el rectificado interior del cilindro, será conveniente diseñar una máquina similar a la rectificadora portátil de cilindros de motores de combustión interna, no será una máquina rectificadora propiamente dicha, sino alisadora. Es por esta dificultad de hacer un rectificado preciso en la superficie interior del cilindro es que se ha tenido que diseñar el tipo de sistema que tiene el presente trabajo.

LONGITUD TOTAL DEL PISTON. - Para calcular esta longitud debemos tener en cuenta; dada la posible excentricidad de la carga, producirá un momento flexionante, entonces es necesario tener un

buen empotramiento.- Tomaremos como longitud del pistón que queda dentro del cilindro:

$$L_e = 1.5 D_{i_c}$$

Donde

$L_e$  = Longitud empotrada

$D_{i_c}$  = Diámetro interior del cilindro

Reemplazando el valor  $D_{i_c} = 12.00$  pulg.

$$L_e = 18 \text{ pulg.}$$

Además hay una parte del pistón que queda fuera del cilindro que es:

$$L_p = 6'' - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} = 5''$$

La longitud del pistón es:

$$L_T = L_e + h + L_p.$$

donde:  $h$  = altura de elevación - 68"

$$L_T = 18 + 68 + 5 = 91.$$

se comprará tubo de 90 pulg. pues a los extremos se sueldan la tapas sobre los bordes del tubo.- Para el cilindro se tomará una longitud de 7" más que la calculada o sea de

$$L_c = 98'' = 8'-2''$$

## CALCULO Y SELECCION DE LA TUBERIA A USAR EN EL SISTEMA HIDRAULICO-NEUMATICO..

1).. PARA EL SISTEMA HIDRAULICO.. Hemos tomado como velocidad de elevación 30 pies por minuto; con este dato y el diámetro interior del cilindro podemos calcular el gasto (G) necesario

El gasto es:

$$G = v \times A. \quad (2-23)$$

donde:

$v$  = velocidad del fluido (en este caso velocidad del pistón. = 30 pies por minuto)

$A$  = area de cilindro =  $\frac{\pi D_{ic}^2}{4}$

$D_{ic} = 12.00 \text{ pulg.} = 1'-0''$

Reemplazando valores en la fórmula se obtiene

$$G = \frac{30 \times \pi \times (1)^2}{4} = \frac{30 \times 3.1416}{4} = 23.6 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$G = 23.6 \text{ pies cúbicos/ minuto.}$$

Observamos que el gasto de 23.6 pies cúbicos por minuto es algo elevado.. Además el dato de velocidad de elevación de 30 pies por minuto ha sido calculado y resultado eficiente para elevadores de pequeña capacidad; pa

ra elevadores de la capacidad del presente diseño se podría tomar una velocidad usual en este tipo que es de 20 pies por minuto

$$V_e = 20 \text{ pies por minuto}$$

Para esta velocidad el gasto será

$$Q = \frac{20 \times 23.6}{30} = 16.8 \text{ pies cúb. / minuto.}$$

usamos:

$$Q = 16.8 \text{ pies cúbicos por minuto}$$

CALCULO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA. — Los diámetros están en razón inversa a la raíz cuadrada de las velocidades de flujo:

$$Q_1 = V_1 \times A_1 = V_1 \times 0.7854 \times D_1^2 \quad (1)$$

$$Q_2 = V_2 \times A_2 = V_2 \times 0.7854 \times D_2^2 \quad (2)$$

igualando (1) y (2) se tiene:

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{V_2}{V_1}} \quad 2-24.$$

En la tabla n°(1-1) (pag.27). de este trabajo vemos que las velocidades de flujo en tuberías comprendidas entre  $\frac{1}{4}$  y 2 pulgadas de diámetro son del orden de 500 a 1,000 pies por minuto.

Usando como prueba una velocidad de



$v_1 = 800$  pies por minuto.

Empleando la fórmula (2-24) podemos calcular el diámetro que corresponde a esta velocidad de flujo en la tubería, para elevar el pistón a 20 pies por minuto:

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{V_2}{V_1}}$$

Donde:

$D_1$  = diámetro interior de la tubería

$D_2$  = " " del cilindro de elevador

$V_2$  = velocidad de elevación del pistón

$V_1$  = Velocidad de flujo del aceite.

$$D_2 = 12.00 \text{ pulg.} \times \sqrt{\frac{20 \text{ p.p.m.}}{800 \text{ p.p.m.}}}$$

$$= 12.00 \times \sqrt{\frac{1}{40}} \text{ pulg.} = \frac{12}{6.31} = 1.89 \text{ pulg.}$$

$$\underline{D = 1.89 \text{ pulg.}}$$

En la tabla N° 3 de la pag. 8-158 del manual de Marks se halla que para tubo de acero de tipo standard de 2" de diámetro, el diámetro interior es de  $d_i = 2.067$  pulg.. Usaremos tubo standard de 2" de diámetro Nominal.

**SISTEMA HIDRAULICO NEUMATICO.**— Es usual en Estaciones de servicio y Talleres de reparación y mantenimiento de vehículos emplear para accionar los elevadores hidráulicos, sistemas Hidráulico Neumático; esto es, un sistema combinado de aire comprimido y fluido hidráulico líquido (agua, aceite etc.)

La figura muestra en forma esquemática este sistema:

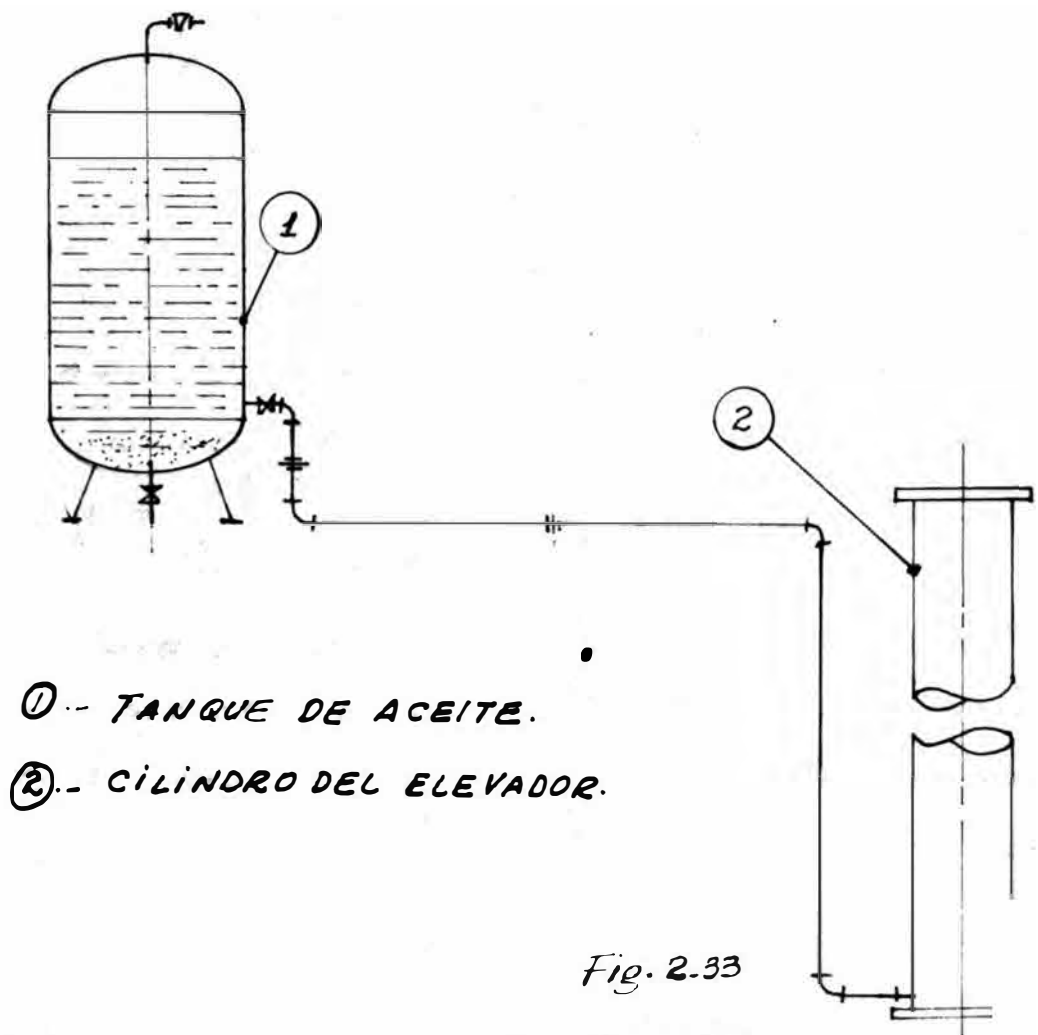


Fig. 2.33

CALCULO DE LA PRESION NECESARIA PARA ACIONAR EL ELEVADOR.- Para este cálculo es necesario conocer la carga total; esta carga comprende:

a). carga de trabajo =  $P$

b). Peso del conjunto: pistón y puente

c). Fuerza de fricción = 10% de  $P$ .

Carga de Trabajo:  $P = 11,000$  lib.

Peso del puente : 878 lib.

Peso del pistón y cierres :  $54.74$  lib/pie  $\times \frac{91}{12}$  pies + 20

$$P_p = \frac{54.74 \times 91}{12} = 411. \text{ lib.}$$

$$P_t = 11,000 + 878 + 431 + \frac{11,000 \times 10}{100} =$$

$$= 11,000 + 878 + 431 + 1,100 = 13,409$$

usamos el valor  $P_t = 13,750$  (anteriormente asumido)

La Presión es: (p)

$$p = \frac{P_t}{A_c} = \frac{13,750}{\frac{\pi 12^2}{4}} = 121 \text{ psi.}$$

Se será necesario disponer de un compresor que dé por lo menos un 30% más de presión que la necesaria para accionar el elevador pues, hay pérdidas por fricción y la expansión del aire dentro del cilindro de aceite también origina una caída de presión considerable.

Selección de COMPRESOR DE AIRE. - La presión de trabajo del compresor debe ser de orde de.

$$p = 121 \times 1.3 = 157.3 \text{ lib.}$$

Uno de los más grandes fabricantes especializados en maquinaria para estaciones de servicio fabrica compresores de 1 y dos etapas para presiones del rango de:

1) Compresores de una etapa hasta presiones máximas de  $10 \text{ Kg/cm}^2$  (147 psi.)

2). Compresores de dos etapas con presiones máximas de  $12 \text{ Kg/cm}^2$  (176 psi).

El más pequeño de estos compresores de dos etapas de la marca S.S. de fabricación Danesa tiene las siguientes características:

MODELO: KA-13.

Desplazamiento total = 315 lit./min.

R.p.m. .... = 600 rpm.

Presión máx. .... =  $12 \text{ Kg./cm}^2$

Capacidad de depósito = 300 litros.

Potencia del motor = 3HP.

Seleccionamos este compresor pues satisface ampliamente la potencia requerida, calculada anteriormente; - veamos si la capacidad del tanque de aire es suficiente, pues hay que

tener presente que al disminuir el volumen de aire en la botella la presión disminuye:

El volumen desplazado es:

$$V_d = \frac{\pi (D_{ic})^2}{4} \times 68'' = \frac{\pi \times 12^2}{4} \times 68 = 7,700 \text{ pulg.}^3$$

$$V_d = 7,700 \times 16.3871 \text{ cm}^3/\text{pulg.}^3 \times \text{pulg.}^3 \\ = 126,000 \text{ cm}^3 = 126 \text{ litros}$$

$$\underline{V_d = 126 \text{ litros}}$$

Puesto que la capacidad del recipiente es de 300 litros no será indispensable tener otra botella de aire en paralelo para aumentar la Capacidad.

VOLUMEN DE ACEITE. - El volumen de aceite necesario será tal, que, además de llenar el cilindro cuando el pistón está en su punto muerto superior llene la tubería y haya un exceso de un 20% para cualquier pérdida que se podría ocasionar. - Es necesario además que el nivel de aceite en el tanque recipiente no baje del nivel de salida de la tubería para evitar introducir aire en el circuito de aceite: - Asumamos una longitud de tubería de 30 pies. - El volumen de aceite total será:

$$V_{ta} = \left( V_d + \frac{\pi d_t^2}{4} \times L_t \right) \times 1.2$$

Donde:

$V_{ta}$  = Volumen total de aceite

$V_d$  = Volumen desplazado cuando el pistón está al final de su carrera. = 7,700 pulg. cub

$d_t$  = diámetro interior de la tubería = 2.067"

$L_t$  = Longitud del tubo = 30 pies (asumida)

$$V_{ta} = (7,700 \text{ pulg.}^3 + \frac{\pi}{4} \times (2.067)^2 \times 30) \times 1.2$$

$$= (7,700 + 0.7854 \times 2.067 \times 30 \times 12) \times 1.2 \text{ pulg.}^3$$

$$= (7,700 + 1,210) \times 1.2 \text{ pulg.}^3 = 10,680 \text{ pulg.}^3$$

$$= 10,680 = \frac{10,680}{231} \text{ galones.}$$

$$V_{ta} = 46 \text{ galones.}$$

Volumen del Tanque. - El volumen deberá ser un 10% mayor que el volumen de aceite.

$$V_T = 46 \times 1.1 \times 0.13368 \text{ pies cúbicos.}$$

$$V_T = 6.75 \text{ pies cúbicos}$$

Será necesario usar un recipiente que resista una presión de 200 psi y tenga una capacidad de.

6.75 pies cúbicos.

## CIMENTACION DEL ELEVADOR HIDRAULICO DE 5 TONELADAS.-

Carga Total.- La carga total comprende:

1).- Peso de aparato

2).- Carga aplicada.

Peso del aparato: Comprende.

a). Peso del puente = 878 lib.

b). Peso del Pistón = 431 lib.

c). Peso del cilindro:

$$p_c = w \times L + 50. = 49.56 \times \frac{98}{12} + 50 = 404 + 50 \\ = 454 \text{ lib.}$$

$$P_t = 11,000 + 878 + 431 + 454 = 12,763 \text{ lib.}$$

$$\underline{P_t = 12,763 \text{ lib.}}$$

Resistencia del Terreno.- Depende de muchos factores, entre otros la composición del terreno, granulación, proporción de agua que recibe o puede recibir, su situación mas o menos confinada.- Por estas condiciones se ve que es muy difícil su apreciación teórica. salvo que se trate de una zona perfectamente conocida.- Los terrenos más peligrosos son los arcillosos también hay que tener cuidado al cimentar una máquina sobre terreno arenoso.

Tabla. Nº 2-6 .. Resistencias admisibles de Terrenos .

Tipo de Terreno	Resistencia Kg/cm <sup>2</sup>
Roca maciza (granito, diorita, greiss etc)	100
Rocas laminadas (pizarra etc)	35
Depósito de roca rajada o partida	10
Hard pan	10
Grava, mezclas de grava y arena compacta	5
Arena gruesa suelta	3
arena fina compacta	3
Arena fina suelta	1
Arcilla dura	6
Arcilla mediana	4
arcilla arenosa	2.5
arcilla blanda	1

Cálculo de la Zapata de la columna. - El área de la zapata resulta de dividir la carga total entre la resistencia admisible del terreno. - En Lima la resistencia media del terreno es de 4 Kg/cm<sup>2</sup>.  
Calcularemos para este tipo de terreno el cimiento del elevador.

Área del cimiento :

$$A_c = \frac{12.763 \text{ lib.}}{4 \times 14.22 \text{ lib./pulg.}^2} = 220 \text{ pulg.}^2$$

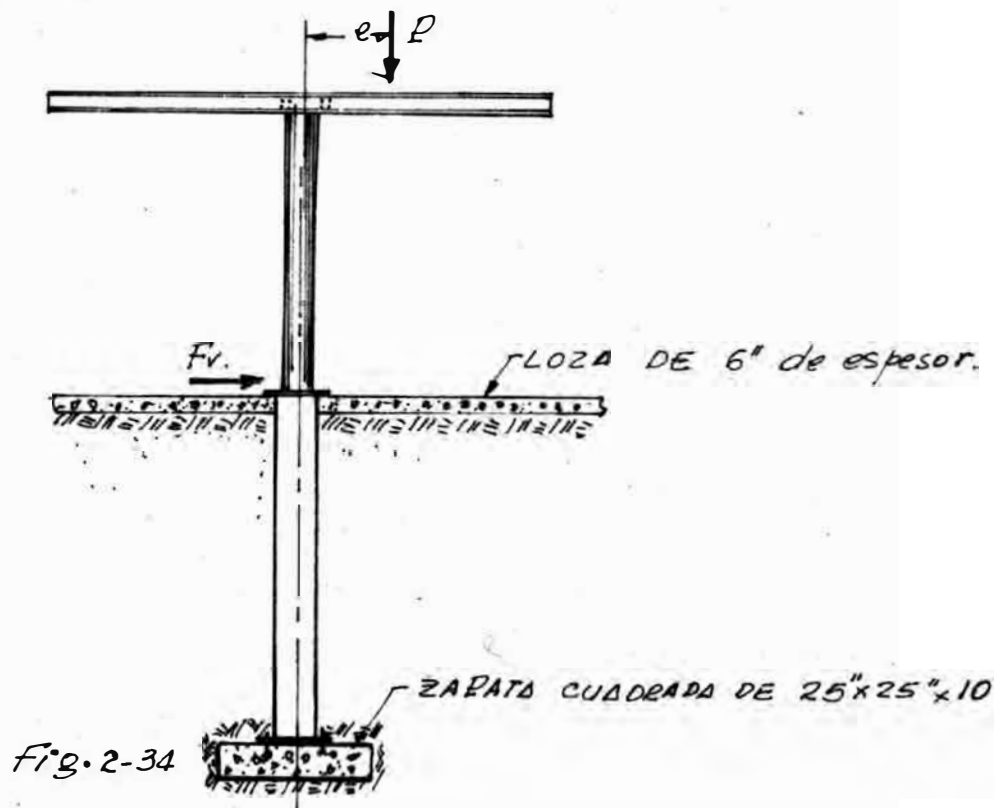


$$A_c = \frac{220}{144} = 1.52 \text{ pies cuadrados.}$$

El lado de una zapata cuadrada será:

$$l = \sqrt{220} = 14.8 \text{ pulg.}$$

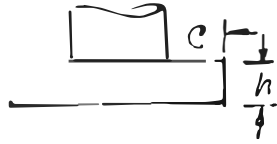
Como vimos anteriormente el lado de la placa de base del cilindro de elevador es de 14 pulgadas. Para mayor seguridad usaremos una zapata de 25 pulgadas de lado.



La otra carga a considerar será la carga horizontal  $F_v$ ; pero ésta, es resistida por la loza de concreto que en este caso trabajará a compresión y no será necesario reforzarla.

Calculo del alto de la Zapata :- El cimiento se hará de concreto simple, si se desea pues las condiciones de carga no son extremas:

Cálculo del voladizo



$$c = \frac{25 - 12}{2} = 6.5 \text{ pulg} = 16.5 \text{ cm.}$$

El momento por centímetro de longitud es.

$$M = \frac{pc^2}{2} = \frac{fh^2}{6}$$

Donde:

$p$  = presión sobre el terreno

$c$  = Luz del voladizo

$f$  = Resistencia a tracción del concreto =  $5 \text{ Kg/cm}^2$

$h$  = alto de la zapata..

El valor obtenido anteriormente no toma en cuenta la tensión diagonal por eso es necesario incrementar ligeramente el valor de ( $h$ ) la tabla N° 2-7 da valor para ( $h$ ) en función de  $p$  y  $c$ .

Tabla. N° 2-7

	PRESIONES en $\text{Kg./cm}^2$							
	1	1.5	2.	3	3.5	4	4.5	5
$h$	0.8c	0.9c	1.2c	1.5c	1.6c	1.7c	1.8c	1.9c

En nuestro caso se tiene que la presión es:

$$p = \frac{12.763}{25 \times 25} \times \frac{1}{14.22} = 1.43 \text{ Kg./cm}^2$$

Para esta presión, según la tabla (2-7), se tiene  
 $h = 0.9c = 0.9 \times 6.5 = 5.85 \text{ pulg.}$

Usamos:

$$\underline{h = 10 \text{ pulg.}}$$

Pernos de anclaje.- No es necesario calcular estos pernos pues solamente trabajan a su ajuste propio porque no hay cargas que tenga que soportar.

Usamos pernos de  $3/4 - 11 \text{ UNC.}$

## CONCLUSIONES

1.- No pretendo haber diseñado un tipo de elevador hidráulico más eficiente. - Antes bien, debo decir que el haber escogido el sistema de "Embolo con empaques", apartándome del sistema convencional de "Embolo buzo", ha sido por la dificultad del rectificado de la superficie cilíndrica interior; pues el alineado de la superficie cilíndrica interior resulta difícil por la longitud del cilindro. - Sin embargo tratándose de una producción en escala comercial de exportación de elevadores hidráulicos, cobría hacer un estudio de diseñar una Mandriladora para rectificado de cilindros de gran longitud.

2.- No he obtenido un costo aproximado del elevador por no tener datos suficientes de mercado para elevadores hidráulicos.

3.- He hecho un estudio de la cimentación, por considerarlo necesario, pues una mala cimentación podría causar la destrucción del aparato.

## BIBLIOGRAFIA

- Mechanical Engineers' Handbook Marks'  
Kent's.
- Mechanical Design, and System Handbook Rothbart.
- Tool Engineers Handbook. A.S.T.E.
- Engineering Data for product Design. Greenwood.
- Formulas For Stress and Strain. R. J. Roark.
- Design of Machine Members. Vallance.
- EL Proyecto en Ingeniería Mecánica. J. E. Shigley
- El Manual del Automóvil (34ª Edición) M. Arias Paz.
- Manual of Steel Construcción (6ª Ed.) A. I. S. C.
- Strength of Materials W. A. Nash.
- Machine Design. Black.
- Machine Design. Hall-Hollowenko.
- Resistencia de Materiales Timoshenko
- Resistencia de Materiales F. B. Seely
- Cimentación de Máquinas J. Quiroga.