



D-9552

T
621.84
C.114
c.2.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



"DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRAULICO CON
CILINDRO TIPO PISTON USADO EN VOLQUETAS"

INFORME TECNICO

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
Carlos Roberto Cabezas Bonilla

Guayaquil - Ecuador
1989

AGRADECIMIENTO

Al Ing. EDUARDO ORCES
PAREJA, quien supo darme la
guía académica necesaria
para desarrollar y culminar
con este Informe técnico.



D E D I C A T O R I A



BIBLIOTECA

A MI ESPOSA quien siempre ha tenido fe en mí y en mis proyectos, y sin cuyo apoyo ni el proyecto aquí tratado, ni ningún otro, se hubieran realizado.

A MIS HIJOS quienes, en última instancia, son la razón de tanto esfuerzo. Espero que siempre recuerden que NUNCA ES TARDE.



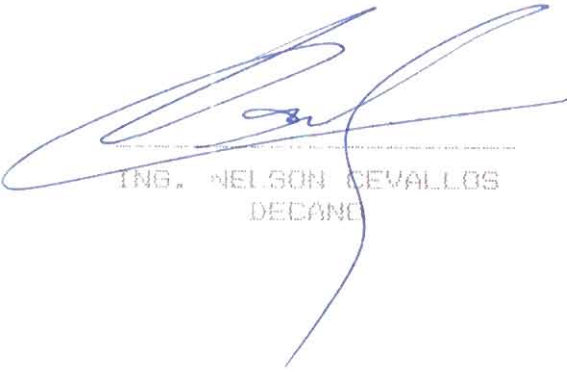
BIBLIOTECA

profesional del área Ingeniería Mecánica

Reglamento de Graduación del curso de "Evaluación de
Informes Técnicos"



FONTS CASFZAG



ING. NELSON CEVALLOS
DECANO



ING. EDUARDO ORCES P.
DIRECTOR DE INFORME



ING. MANUEL HELGUERO S.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



BIBLIOTECA

RESUMEN



BIBLIOTECA

Se presenta el diseño de un cilindro tipo pistón, pues, su fabricación en serie no requiere de instalaciones industriales complicadas y costosas, tal como se indica en el Capítulo II.

Este cilindro está diseñado para que active un balde de 7.0 m³ de capacidad. Se ha escogido este tipo de volqueta porque es la más usada en nuestro medio.

De todos los elementos que componen un sistema hidráulico para volqueta, este trabajo se concentra en el diseño del cilindro, se seleccionan los accesorios hidráulicos (bombas, tuberías, válvulas y tanques). Para el resto del equipo (bastidor y sistema de brazos) se utiliza un diseño que está estandarizado por la TBEA (TRUCK BODY AND EQUIPMENT ASSOCIATION) de Estados Unidos y se verifican las especificaciones de materiales y dimensiones.

En el Capítulo II se diseña el cilindro en sí y se verifican las medidas de la estructura. En el Capítulo III se muestran los planos detallados de cada una de las partes del cilindro, tal como se entregan al Jefe del Taller para que las fabriquen en las máquinas-herramientas a su cargo; se seleccionan las juntas y se trata acerca de uno de los principales problemas que se encuentran en la fabricación del cilindro: COMO SOLDAR LA BASE A LA CAMISA DE TAL FORMA QUE ESTA NO SUFRA DEFORMACIONES, para esto se debe seleccionar el proceso de soldadura, la geometría de la unión, el tipo de electrodos y los parámetros de soldadura.



BIBLIOTECA

INDICE GENERAL



RESUMEN

INDICE GENERAL

INTRODUCCION

1. GENERALIDADES

1.1 Tipos de cilindros hidráulicos

1.2 Listado de las piezas que componen un sistema hidráulico con cilindro tipo pistón

1.3 Geometría del sistema: Descripción de su funcionamiento

2. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO

2.1 Diseño del cilindro

2.1.1 Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el cilindro hidráulico

2.1.2 Diseño de la camisa: Material y Dimensiones

2.1.3 Diseño del vástago: Material y Dimensiones

2.1.4 Diseño del pistón: Material y Dimensiones

2.1.5 Diseño de la base: Material y Dimensiones

2.1.6 Diseño del cabezote: Material, dimensiones y sus partes componentes

2.1.7 Detalle de las uniones de los elementos del cilindro

- 2.1.8 Detalle de la unión del cilindro con el chasis y con el cajón
- 2.2 Verificación de las medidas del bastidor .
- 2.3 Verificación de las medidas del sistema de brazos
- 2.4 Selección de los accesorios del sistema hidráulico
 - 2.4.1 Bomba
 - 2.4.2 Tuberías
 - 2.4.3 Válvulas: Direccional y de seguridad
 - 2.4.4 Tanque
- 3. ANALISIS DEL PROCESO DE CONSTRUCCION DEL CILINDRO
 - 3.1 Planos detallados de todos los elementos del cilindro
 - 3.2 Selección de las juntas dinámicas y estáticas
 - 3.3 Selección de los procesos de soldadura
 - 3.4 Selección de la geometría de la unión base-camisa
 - 3.4.1 Generalidades
 - 3.4.2 Geometrías de unión posible
 - 3.4.3 Dimensionamiento de la unión
 - 3.5 Selección de electrodos
 - 3.6 Selección de parámetros de soldadura
- 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES
- 5. APENDICES
- 6. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS



INTRODUCCION



El autor del presente trabajo representa una empresa de Construcciones Metal-Mecánicas, que tiene entre sus líneas de producción la fabricación de baldes para volquetas, las cuales se entregan al usuario montadas sobre bastidores de ramones en las que se ha acondicionado el sistema hidráulico.

Este sistema hidráulico consta, básicamente, de un sobrebastidor, cilindro, bomba de presión, mangueras y controles. Hasta el año 1979 se importaba el cilindro y la bomba, los cuales se acoplaban al sobrebastidor y al balde que son de fabricación nacional. El rubro de GASTOS HIDRÁULICOS Y SUS BOMBAS para levantamiento de cajones basculantes ha sido asignado al Ecuador para su fabricación y exportación liberada a los demás países del Pacto Andino (1), por esta razón su importación al Ecuador se ha visto castigada con un impuesto del 60% al valor CIF (2), lo cual hace que el precio de una volqueta que usa sistema hidráulico importado sea demasiado alto.

Ante este problema y con la finalidad de disminuir costos, se buscó como solución la fabricación nacional del cilindro hidráulico, el cual está incidiendo en un 30% del costo total del cajón basculante. Más aún, se implementó esta nueva línea para que produzca una cantidad suficiente para el consumo propio y que quede un excedente para vender a otras industrias similares.



BIBLIOTECA

CAPITULO I

GENERALIDADES



BIBLIOTECA

1.1 TIPOS DE CILINDROS HIDRAULICOS

En las volquetas se usan dos tipos de cilindros: Tipo Pistón y Tipo Telescópico.

Tipo Pistón: Por su simplicidad es el más usado. Se instala en la parte posterior en el balde mediante un sistema de palancas llamadas brazos; requiere presiones relativamente bajas, $84.4-105.5 \text{ kg/cm}^2$ (1.200-1.500 psi) aunque las presiones de prueba tanto para el cilindro como para la bomba llegan a 140 kg/cm^2 (140 atm ó 2.000 psi), figura 1.

Este sistema presenta ligeros inconvenientes frente al cilindro telescópico, los cuales son:

- a) Por su ubicación, la fuerza que tiene que realizar es mayor que la que tuviera que ejercer, si la

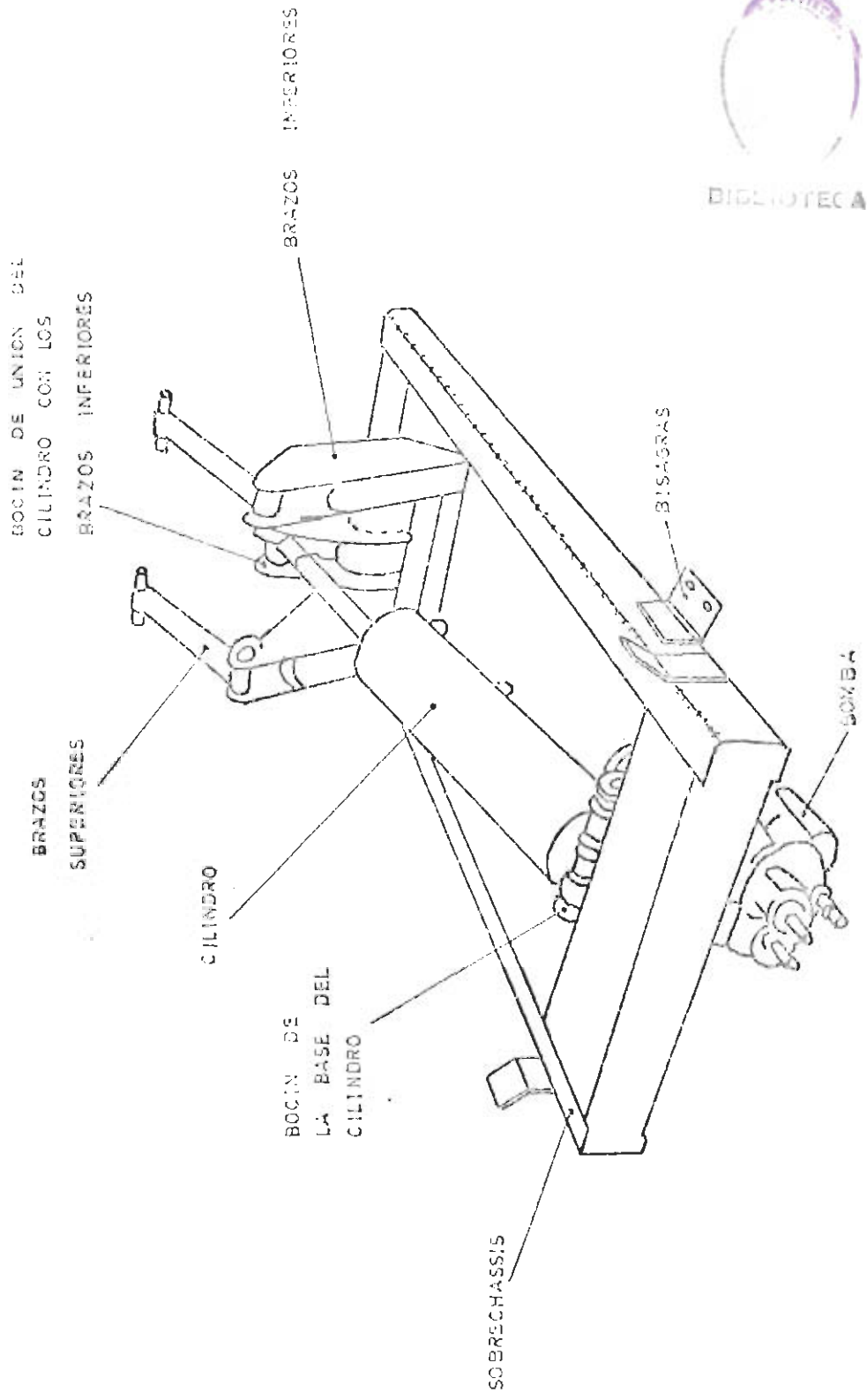


FIG. 1 MECANISMO PARA VOLOQUETA CON CILINDRO TIPO PISTON.



En el caso de los cilindros telescópicos, la longitud de los mismos puede ser de hasta 1 m. y el diámetro exterior puede ser de hasta 100 mm. En estos casos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva. En el caso de los cilindros telescópicos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva.

En el caso de los cilindros telescópicos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva. En el caso de los cilindros telescópicos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva. En el caso de los cilindros telescópicos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva. En el caso de los cilindros telescópicos, el maquinado y la rectificación se hacen en tornos convencionales, ya que la longitud de los mismos no es excesiva.

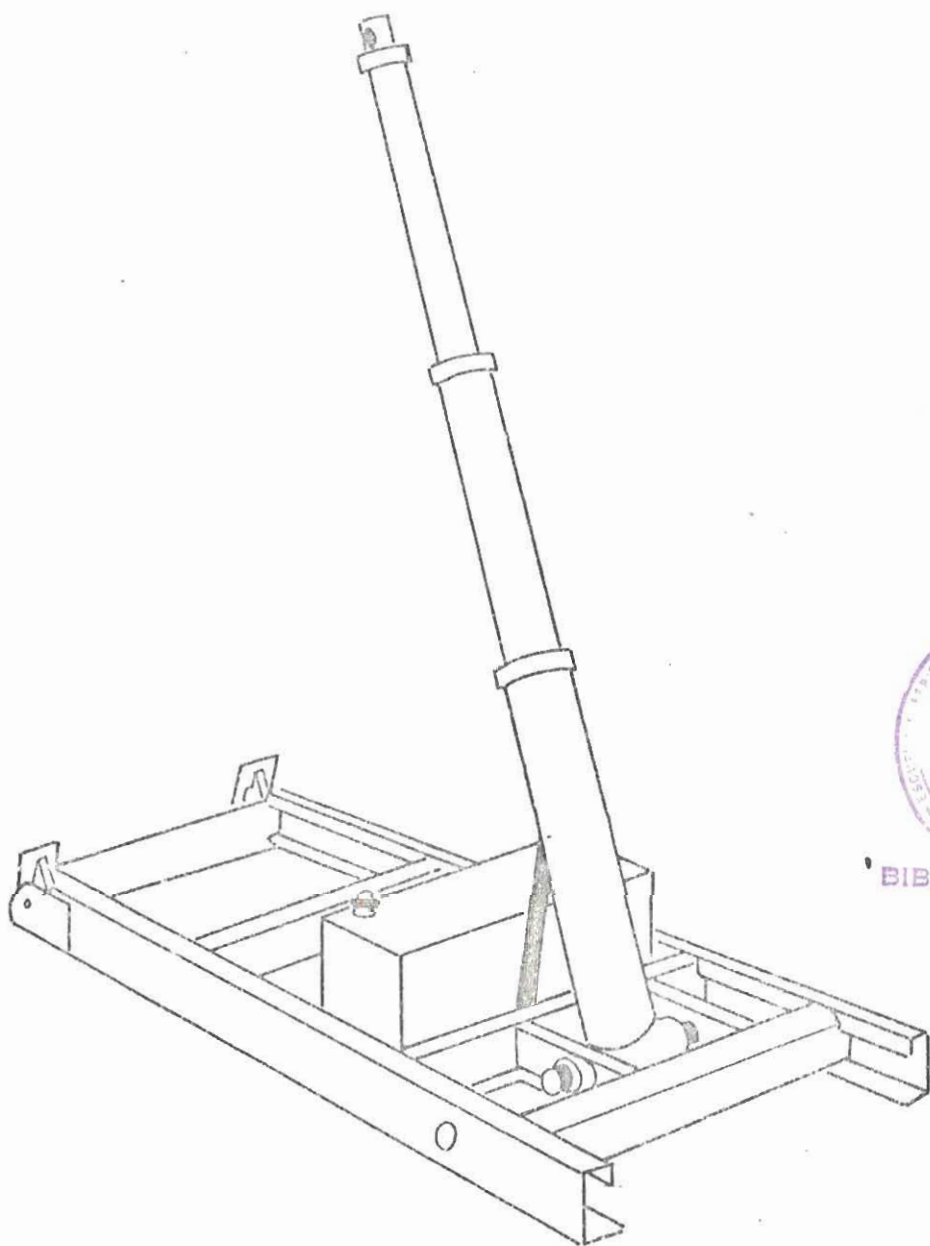
En el caso de los cilindros telescópicos, ya que pueden tener hasta 3 émbolos que salen por lo tanto deben ser maquinados y rectificadas 5 veces interior y exteriormente en longitudes que pasan de 1 m. y en diámetros interiores que a veces llegan a 76 mm (3"). Más aún, por ser sistemas telescópicos, los diámetros interiores y exterior no admiten descentramiento y tienen exigencias de tolerancias dimensionales y de rugosidad muy altas.



Estas operaciones se las realiza con maquinaria especializada operada por obreros altamente calificados, los cuales son escasos en nuestro país.

Tipo Telescópico: Es el sistema moderno de levantamiento. Se instala en la parte delantera del balde y tiene una presión máxima de trabajo de 140 kg/cm^2 (2000 psi), Fig. 2. Su principal desventaja es que su fabricación requiere de una tecnología avanzada y máquinas especializadas, como se explicó en el párrafo anterior, en cambio tiene varias ventajas comparándolo con el cilindro tipo pistón:

- a) El costo total del sistema es menor.
- b) La fuerza que realiza el cilindro es menor, lo cual significa menores dimensiones en sus elementos, y por tanto, menor costo.
- c) El balde que utiliza este sistema tiene menor peso, ya que su sistema hidráulico tiene menos piezas.



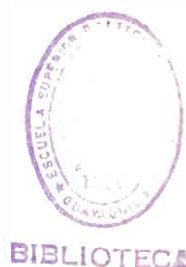
BIBLIOTECA

FIG. 2 MECANISMO PARA VOLQUETA CON CILINDRO TELESCOPICO.

1.2 PIEZAS QUE COMPONEN UN SISTEMA HIDRAULICO CON TIPO PISTON

La figura # 1 muestra el montaje de un sistema hidráulico de este tipo. Sus partes principales son:

1. Sobrebastidor
2. Bocin de la base del cilindro
3. Cilindro
4. Brazos Superiores
5. Bocin del cilindro con los brazos inferiores
6. Brazos Inferiores
7. Bisagras
8. Bomba



1.3 GEOMETRIA DEL SISTEMA: DESCRIPCION DE SU FUNCIONAMIENTO

Las Figuras # 3 y 4 muestran una vista superior y otra lateral del sistema de levantamiento; el cilindro, al recibir la acción del aceite a presión comienza a ejercer una fuerza en el sentido del eje del vástago, cuyo resultado es un momento alrededor del punto B, el cual hace que el elemento ABC, que se puede considerar uno solo y rígido para fines de cálculo, empuje diagonalmente al elemento CB el cual está conectado el balde en el punto D. Al romperse

el equilibrio aumentará la fuerza ejercida por el cilindro sobre el punto D y como resultado el balde se levantará tal como se vé en las figuras 5 y 6.

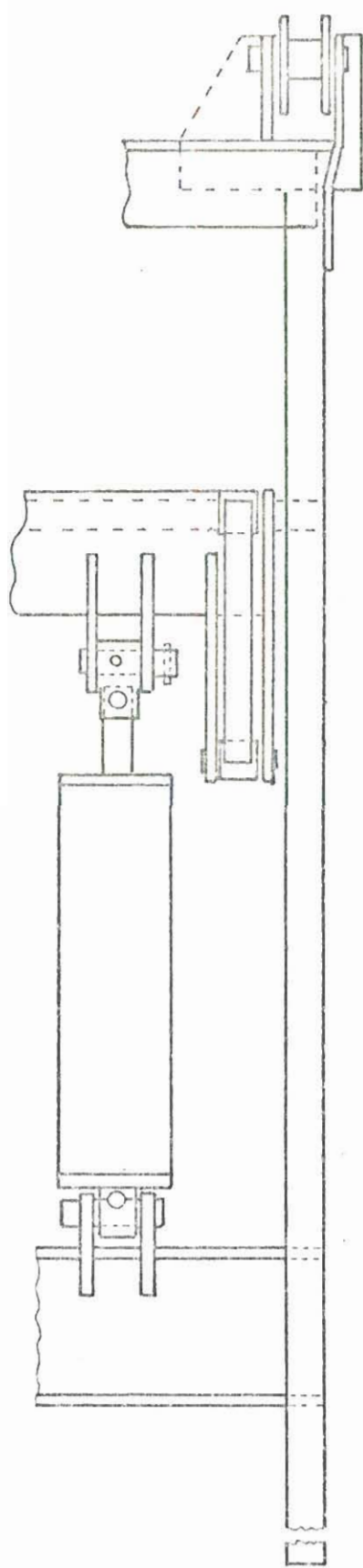


FIG. 3 VISTA SUPERIOR DEL SISTEMA DE LEVANTE.

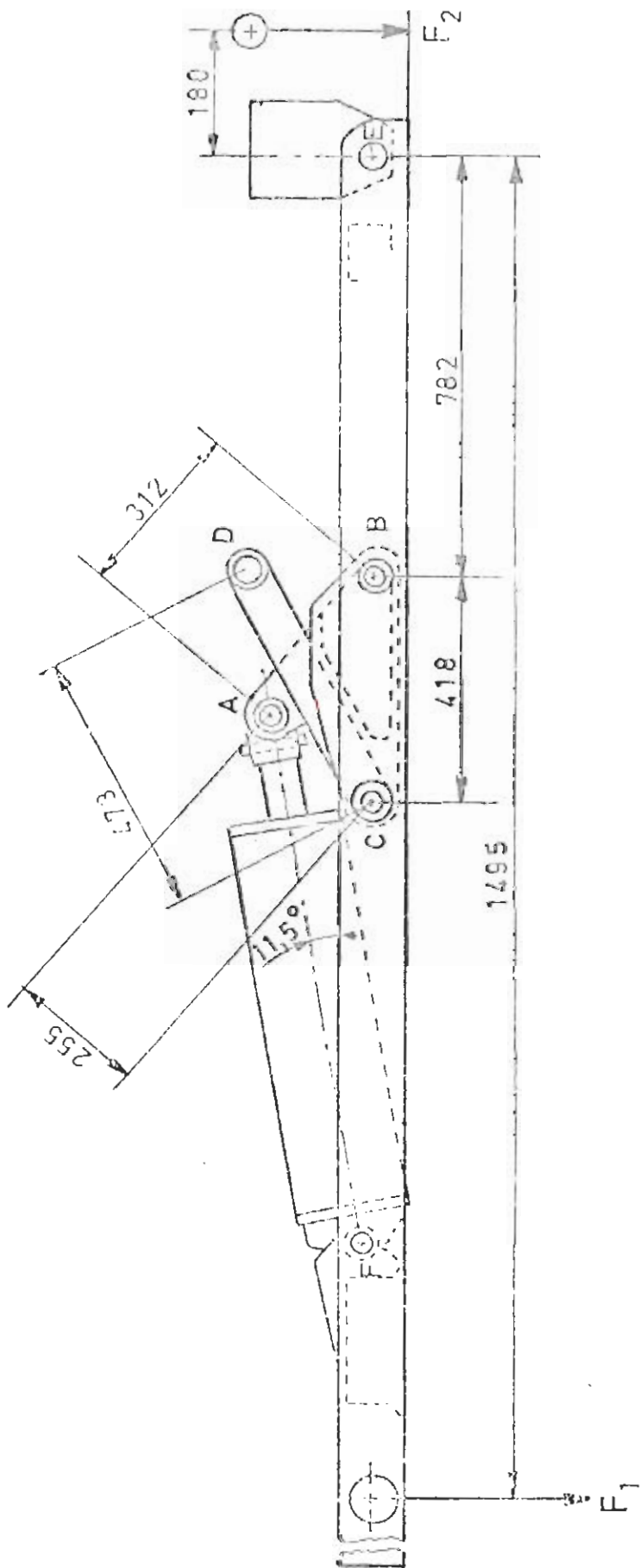


FIG. 4 VISTA LATERAL DEL SISTEMA DE LEVANTE.



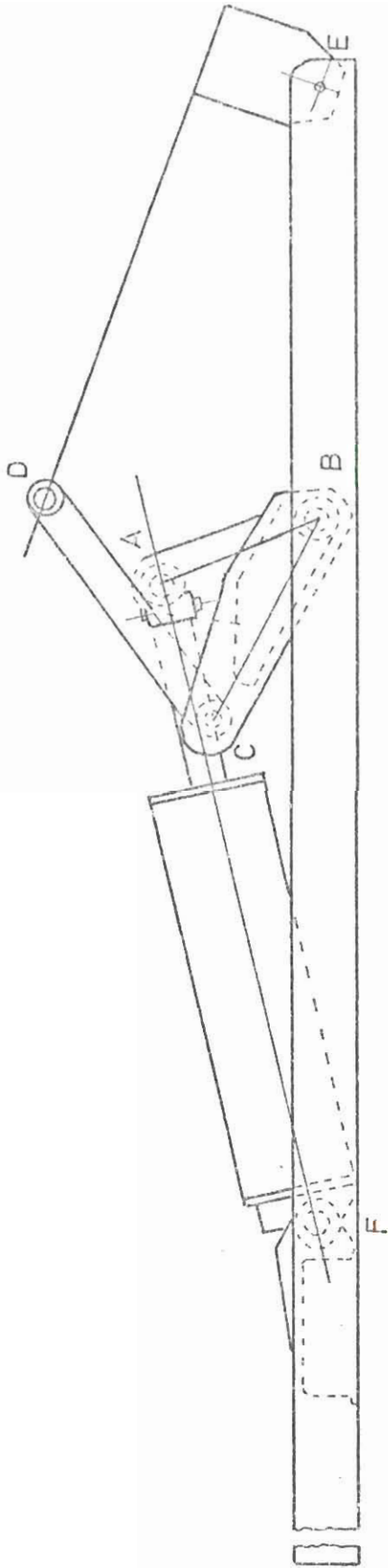


FIG. 5 MECANISMO ACTUANDO (POSICION INTERMEDIA).

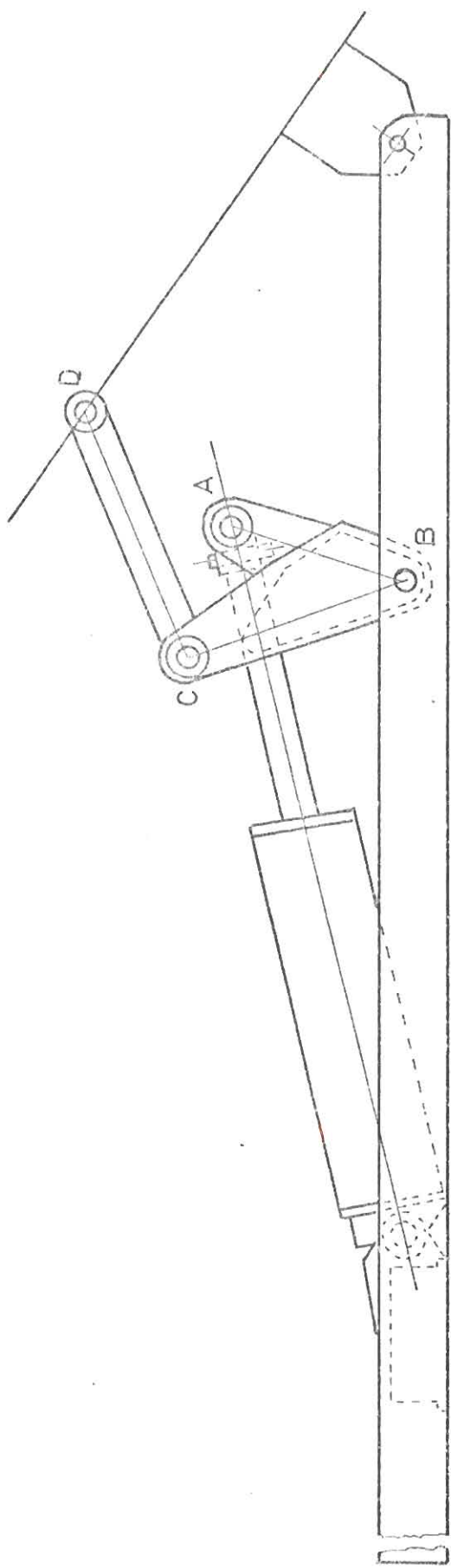


FIG. 6 MECANISMO ACTUANDO (POSICION FINAL DE VOLTEO).

CAPITULO II

DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO

2.1 DISEÑO DEL CILINDRO

2.1.1 Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el sistema hidráulico.

Se realiza el cálculo estático con la finalidad de determinar las fuerzas que debe vencer el sistema hidráulico, lo cual permitirá seleccionar materiales y de mencionar los elementos constituyentes del sistema. Este análisis se realiza teniendo como datos de partida los siguientes:

- a) Carga total a voltearse: peso del balde más peso del material. El peso del balde es aproximadamente 2000 kg y el peso de 7 metros cúbicos de material varía de acuerdo al tipo de material que se va a transportar,

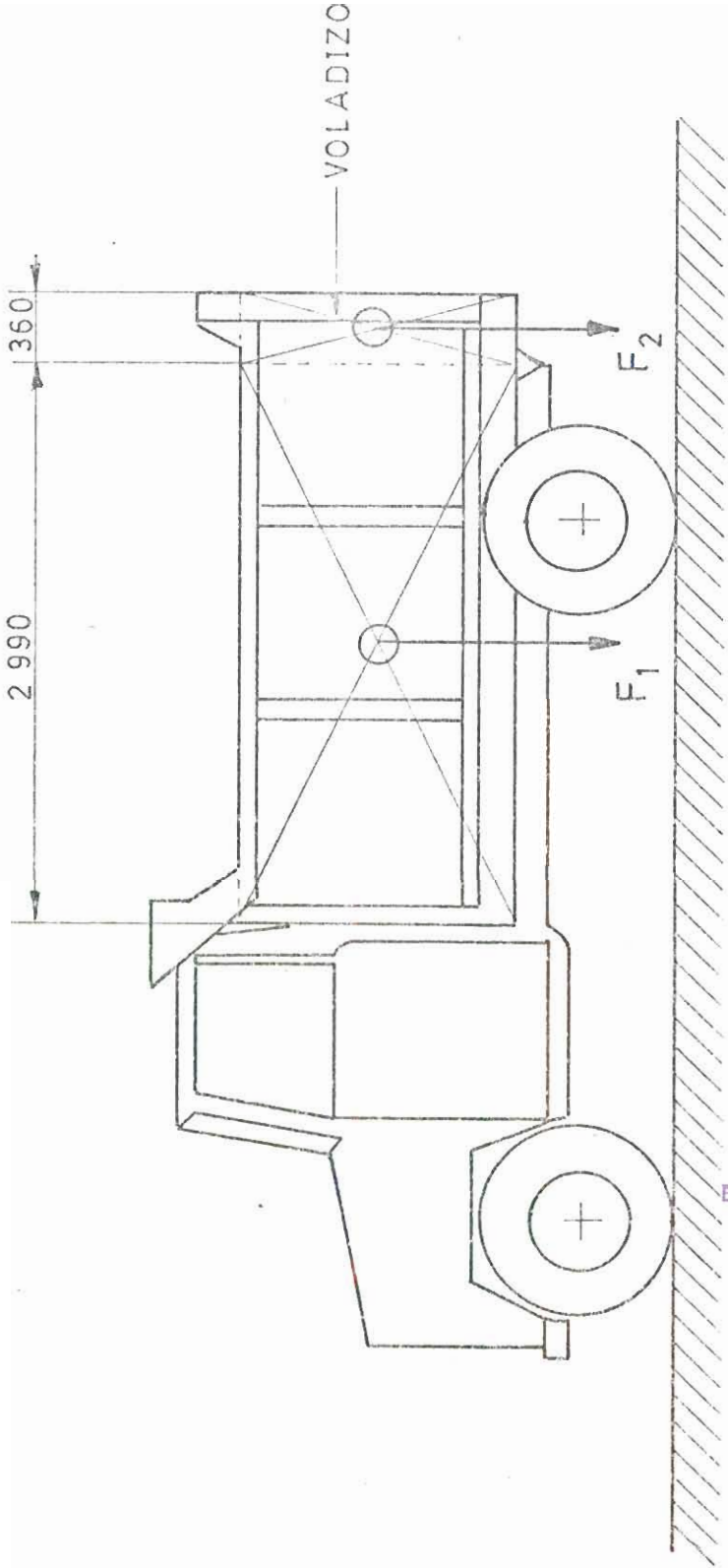


FIG. 7 POSICION DEL BALDE DE VOLQUETA SOBRE EL CHASIS Y UBICACION DEL PUNTO DE VOLTEO (BISAGRA).

tal como se aprecia en el Apéndice A. Se toma para 7 m^3 un peso de 10 Tm como valor seguro.

b) Medidas, distancias relativas e inclinaciones de los brazos de volteo estandarizado por el TBEA.

PARAMETROS: Peso total: 12000 kg

Longitud total: 3350 mm (Balde de $11'$ estandarizado por la TBEA).

En la fig. 7 se observa que el balde no oscila alrededor de sus extremos, sino alrededor de una bisagra colocada a 360 mm del borde posterior.

El efecto de colocar la bisagra en este punto es disminuir la fuerza inicial que tiene que ejercer el cilindro, ya que el peso de la pulsión saliente (llamada voladizo) ayuda a contrarrestar el momento ejercido por el peso de la porción interna. Se tiene entonces dos fuerzas: F_1 , peso de la porción interna; F_2 peso de la porción saliente. Asumiendo una distribución uniforme de peso, F_1 viene dada por:

$$\frac{3.350 \text{ mm}}{2.990 \text{ mm}} = \frac{1.200 \text{ kg.}}{F1} \quad (2.1)$$



BIBL. OTECA

De donde: $F1 = 10.710 \text{ kg}$

$$F2 = 12.000 - 10.710 = 1.290 \text{ kg.}$$

EQUILIBRIO ESTÁTICO: Cuando el balde está en su posición mas baja es el instante en que el cilindro deberá ejercer su máxima fuerza, porque:

1. El ángulo de elevación del cilindro es el mínimo y el ángulo que forman el cilindro y el brazo AB (Fig. 4) es máximo, lo cual significa que la componente vertical de la fuerza ejercida por el cilindro es también mínima.

2. El balde está colmado, es decir, tiene el máximo de carga, pero a penas comienza a levantarse el material va fluyendo hacia afuera, es decir que el peso va disminuyendo.

Por este motivo se realiza el análisis de fuerzas en el punto más bajo, como se aprecia en la figura 8.

Primero se calcula fuerza F_R que se necesita aplicar en el punto D para contrarrestar (con la ayuda de F_2) a la fuerza F_1 .

$$\sum M_B = 0$$

$$10.710 \times 1.495 = F_{Ry} \times 782 - F_{Rx} \times 221 + 1.290 \times 180 \quad (2.2)$$

$$F_{Ry} = F_R \sin 28^\circ \quad (2.3)$$

$$F_{Rx} = F_R \cos 28^\circ \quad (2.4)$$

De donde:

$$F_R = 28.064 \text{ kg}$$

la fuerza ejercida en el punto D se transmite por el elemento DC hacia los elementos CB y BA, En el punto A la fuerza F_A es ejercida por el vástago hidráulico; es la fuerza que entra al mecanismo de levantamiento.

Para encontrar F_A hacemos una suma de momentos alrededor de B (Fig. 9):

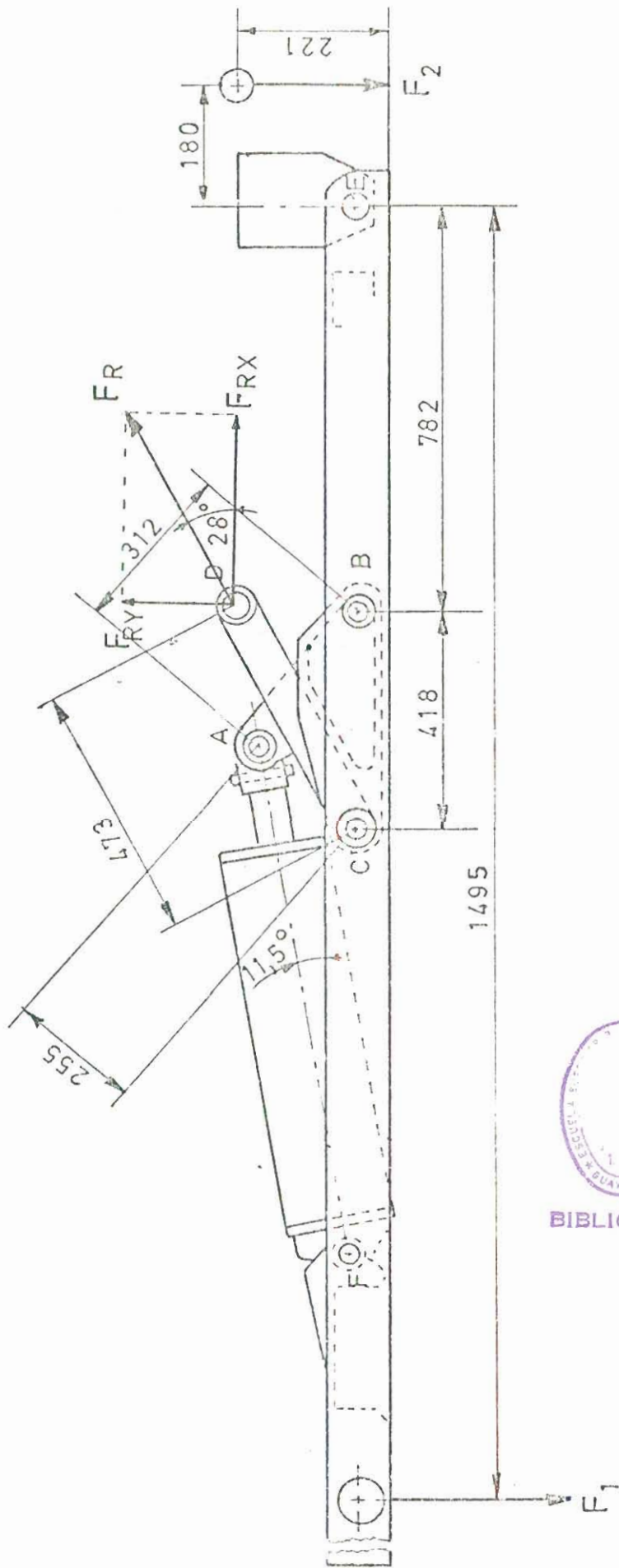


FIG. 8 CALCULO DE FUERZAS : CALCULO DE F_R .

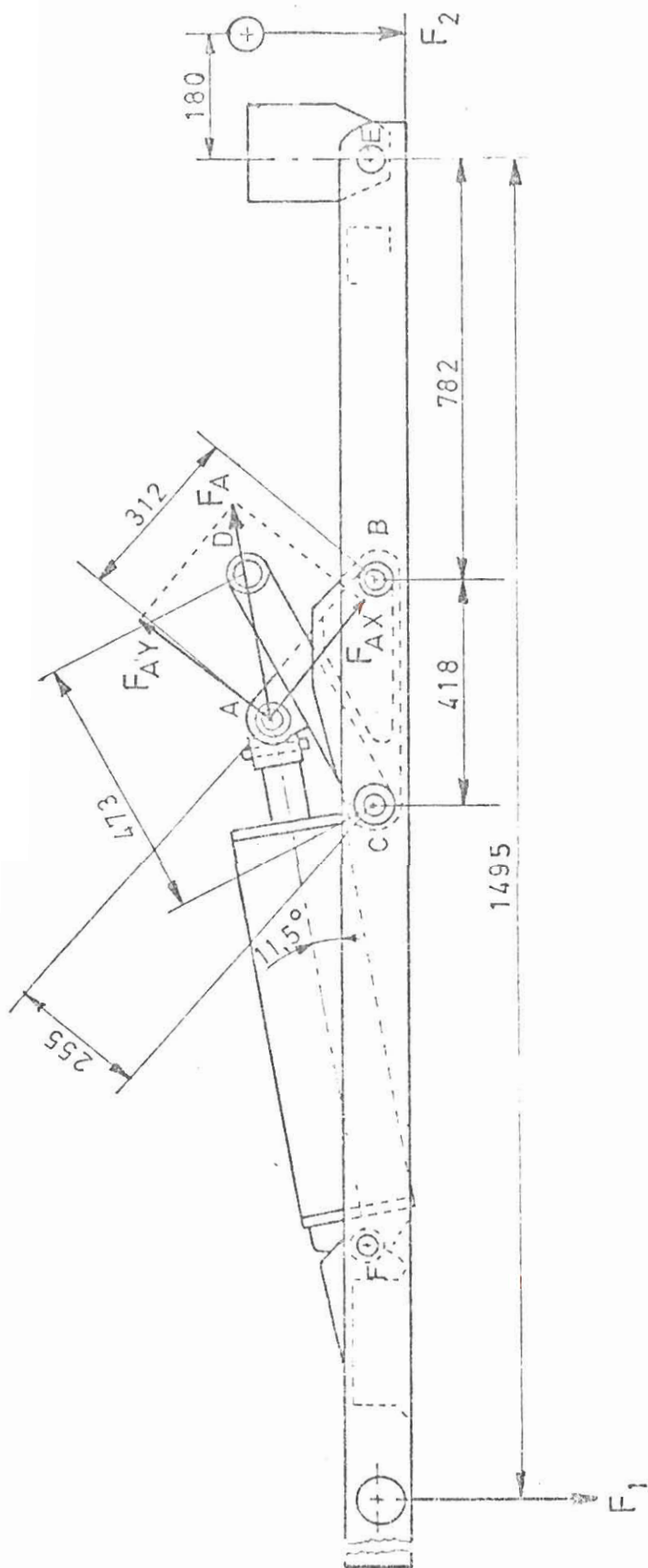


FIG. 9 ANALISIS DE FUERZAS : CALCULO DE F_A .

$$\sum M_p = 0$$

$$F_{ay} \times 418 = F_{ay} \times 312 \quad (2.5)$$

$$F_{ay} = 17.651 \text{ kg}$$

De la figura 9:

$$F_a = F_{ay} / \sin 46^\circ \quad (2.6)$$

$$F_a = 24.538$$

Esta es la fuerza que tendrá que realizar el cilindro para poder levantar un balde de 7 m³ con 10 Tm de carga y 2 Tm de carga y 2 Tm de peso muerto del balde.

2.1.2 Diseño de la Camisa: Material y Dimensiones:

DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO: Se encontró que la fuerza que tiene que realizar el pistón es 24.538 kg. Se usará una bomba capaz de levantar 140 kg/cm² (2.000 psi) de presión. En otro numeral se hará la selección de la bomba.

Según estos datos se tiene el área transversal interior:

$$A = F/P = 24.538/140 = 175 \text{ cm}^2$$



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

Entonces:

Diámetro interior: 149.2 mm.



BIBLIOTECA

Para usar un diámetro adaptable al de los retenedores comerciales se escogió un diámetro interior $(\phi_i) = 150$ mm.

Material: Se pueden utilizar varios materiales para construir la camisa: aluminio, bronce, aceros, etc., siempre y cuando la misma sea dimensionada correctamente.

Si se decidiera utilizar aluminio o algún tipo de bronce se tendría un problema: por ser bajas sus propiedades mecánicas (límite de fluencia, módulo de elasticidad, etc) habría que incrementar el espesor de la pared de la camisa, lo cual produciría los siguientes efectos negativos.

1. Se incrementaría el espacio que ocupa el cilindro hidráulico en la volqueta.
2. Su costo se incrementaría notablemente ya que el aluminio y los bronce son más caros.
3. El proceso de soldadura se complica por cuanto se necesita equipo y tecnología

especial.

Este análisis preliminar limita a trabajar con algún tipo de acero, el cual debe tener una combinación óptima de los siguientes parámetros:

1. Resistencia mecánica
2. Resistencia a la corrosión
3. Soldadura
4. Maquinabilidad
5. Disponibilidad en el mercado
6. Costo razonable



BIBLIOTECA

Ya que se decidió utilizar acero para construir la camisa, y la presión de trabajo es relativamente baja, se puede agregar otra limitación: diseñar un cilindro de pared delgada.

Económicamente hablando, esta limitación conviene a nuestro trabajo ya que, como se ha explicado, se trata de iniciar una producción en serie de estos cilindros disminuyendo los costos, pero manteniendo niveles de calidad comparables a los importados.

Para poder considerar la camisa como un cilindro de pared delgada se tienen que cumplir

Las siguientes limitaciones:

LIMITACION DE PRESION Y RESISTENCIA: Se sigue el siguiente criterio: "Un cilindro puede ser considerado de paredes delgadas, si la presión interna es menor a la sexta parte del esfuerzo interna es menor o igual a la sexta parte del esfuerzo de diseño". (4)

Expresado matemáticamente:

$$P \leq S_d/6 \quad (2.7)$$

En donde:

P = presión interna máxima

140.9 Kg/cm² (140 atm, 2.000 psi)

S_d = esfuerzo de diseño

El esfuerzo de diseño para aceros sometidos a cargas estáticas se basa usualmente en el punto de fluencia, y se considera que un factor de 2 es bastante razonable para el tipo de cargas que se tienen.

Por lo tanto:

$$S_d = S_y/2 \quad (2.8)$$

Reemplazando (2.8) en (2.7) se tiene:

$$P = S_v/12$$

(2.9)

De donde:

$$S_v \geq 1.691 \text{ kg/cm}^2$$

Entonces, la resistencia a la fluencia del acero a utilizarse debe ser mayor a 1.691 kg/cm² (24.000 psi).

LIMITACION DE DIMENSIONES: Se considera cilindro de pared delgada al que cumple la relación (2.10) indicada en la Ref.6

$$\frac{t}{d_i} \leq 0.07 \quad (2.10)$$

En donde:

t = espesor, mm

d_i = diámetro interno = 150 mm

Por lo tanto:

$$t \leq 0.07 \times 150$$

De donde:

$$t \leq 10.5 \text{ mm}$$



BIBLIOTECA

Con estas limitaciones se puede utilizar la fórmula de los cilindros de pared delgada (Ref.5)

$$S_d = P \times D_i / 2t = S_y / 2 \quad (2.11)$$

De donde:

$$S_y = P \times D_i / t$$

Utilizando los valores conocidos de $P = 140 \text{ kg/cm}^2$ y $D_i = 150 \text{ mm}$ se tiene:

$$S_y = 21.000/t$$

Dando valores a t en un intervalo $1 \leq t \leq 10,5$, con incrementos de 1 se obtienen los resultados indicados en la tabla I.

TABLA I

| t mm | S _y kg/cm ² | S _y psi |
|---------|--------------------------------------|-----------------------|
| 1 | 21.000 | 298.064 |
| 2 | 10.500 | 140.032 |
| 3 | 7.000 | 99.354 |
| 4 | 5.250 | 74.515 |
| 5 | 4.200 | 59.613 |
| 6 | 3.500 | 49.677 |
| 7 | 3.000 | 42.560 |
| 8 | 2.625 | 37.258 |
| 9 | 2.333 | 33.113 |
| 10 | 2.100 | 29.806 |
| 10.5 | 2.000 | 28.387 |



BIBLIOTECA

En la página #320, Ref.4, se encuentra en la Tabla 5 una tubería sin costura código A53 grado B que tiene una resistencia a la fluencia de 35.000 psi.

Este material existe en el mercado nacional como tubería de acero sin costura para alta presión, cédula 80.

En el apéndice B se reproduce la tabla de características de esta tubería proporcionada por un fabricante de este tipo de material; se encuentra un tubo de 6" de diámetro nominal con las siguientes características:

$$S_y = 2.466 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (35.000 psi)}$$

$$\phi_o = 168.3 \text{ mm}$$

$$\phi_i = 146.36 \text{ mm}$$

$$t = 10.97 \text{ mm}$$

Si se comparan estos datos con los de la tabla I se observa que sí cumple las especificaciones:

Repitiendo los cálculos con los datos del material encontrado se tiene, de la ecuación (2.11) el espesor de t:

$$t = P \times D_i / S_y$$

Donde:

$P = 140 \text{ kg/cm}^2$; $D_i = 150 \text{ mm}$; $S_y = 2.466 \text{ kg/cm}^2$

Entonces, el espesor es:

$$t = 8.51 \text{ mm}$$

El diámetro interior del tubo cédula 80 que existe en el mercado es de 146.36 mm y debe ser maquinado hasta 150 mm. Por lo tanto su pared será $(168.3 - 150)/2 = 9.15 \text{ mm}$ lo que indica que usando este material se tiene todavía un margen de seguridad adicional sobre el espesor de diseño (8.51 mm).

CALCULO GRAFICO DE LA CARRERA DEL VASTAGO:

Este cálculo es necesario para encontrar la longitud de la camisa. Se toman como base las dimensiones del mecanismo de levantamiento señaladas en la figura # 4, que son las medidas normalizadas para un balde de esta capacidad.

Haciendo rotar el balde alrededor del punto E, éste queda en la posición indicada en la figura # 6 formando un ángulo de 45° con la horizontal, para llegar a esta posición, el vástago tiene que haberse desplazado 500 mm.

El mecanismo está diseñado de tal forma que cuando el punto C queda perpendicular al punto



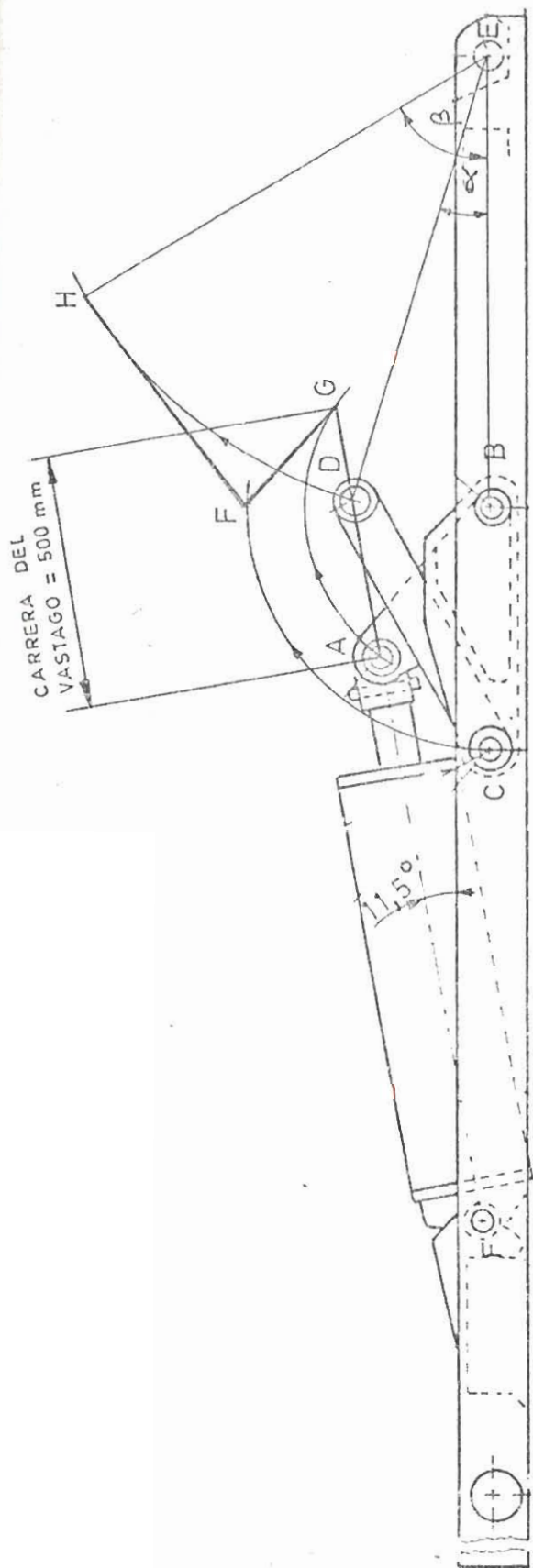
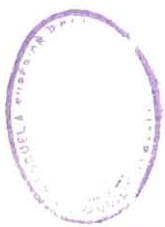


FIG. 10 CALCULO GRAFICO DE LA CARRERA DEL VASTAGO.

B, el balde ha girado hasta alcanzar una inclinación de 45° , fig. 10. Para comprobar esto se trazan arcos de circunferencia con radios ED, BA y BC tomando como centros los puntos E y B respectivamente (llamados arcos #s 1, 2 y 3). Cuando el punto C se coloca en el punto F, que es perpendicular al B, se traza desde F un arco que cortará a # 1 en el punto H, la distancia FH es la longitud de los brazos superiores y es igual a la distancia CD; hasta este punto se elevará el balde. Se traza también otro arco que corta al # 3 en el punto G, la distancia FG es igual a la distancia AC. G es la posición a la que llegará A cuando el ángulo del balde es el máximo del diseño.

Por trigonometría se encuentra que el ángulo HEB es 62° y que el ángulo DEB es 17° , por lo tanto el ángulo máximo de inclinación del balde es 45° , como queríamos demostrar.



BIBLIOTECA

En la figura mencionada se mide la carrera del vástago cuando el balde ha llegado a su inclinación máxima y encontramos que es 500 mm.

Con este dato se hace el primer diseño de la camisa que es el que se observa en las figuras 11 y 12.

EXPLICACION DE LAS FIGURAS 11 y 12:

A = Ancho de la base. A calcularse

B = Longitud máxima de la cámara de presión
carrera + E.

C = Altura del pistón. A calcularse
(Artículo 2.1.4)

D = Longitud de la zona muerta del pistón;
está determinada por la longitud del
cabezote.

E = Longitud mínima de la cámara de presión.
Es igual a la longitud del seguro
roscado que sujeta el pistón y el
vástago (25 mm), más una zona de
seguridad (25 mm) que evita que el seguro
del vástago golpee la base del cilindro
cuando éste vuelve a su posición inicial.
Por lo tanto se toma como 50 mm para esta
dimensión.

F = Longitud de la parte del vástago que
sobresale cuando el cilindro está ce-
rrado. Por conveniencia de ubicación y
sujeción se utilizará $F = 120 \text{ mm}$.

G = Carrera + F = 620 mm.

L = Longitud total del vástago = 870 mm.

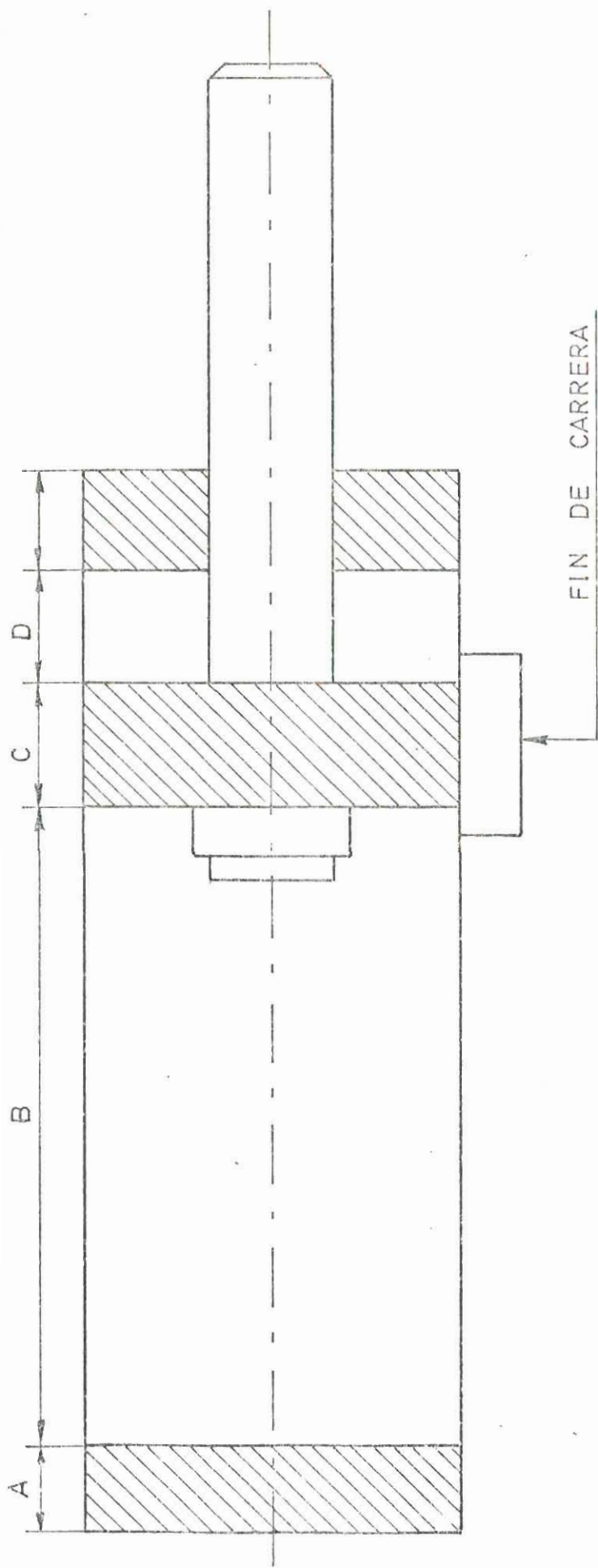


FIG. 11 PRIMER DISEÑO DE LA CAMISA (CILINDRO ABIERTO).

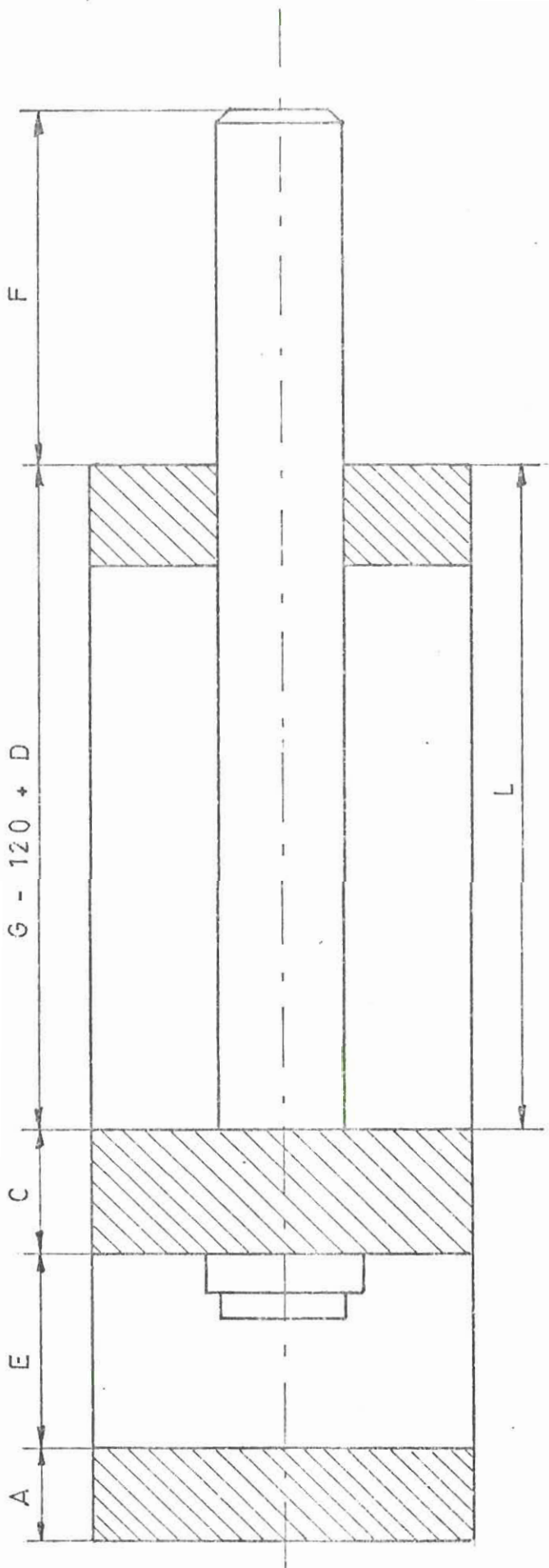


FIG. 12 PRIMER DISEÑO DE LA CAMISA (CILINDRO CERRADO).

2.1.3 DISEÑO DEL VASTAGO: MATERIAL Y DIMENSIONES

Se encontró que la longitud del vástago es 870 mm falta ahora calcular su diámetro, el cual es una dimensión crítica, ya que al estar cargado a compresión, puede fallar por pandeo.

En estos casos es recomendable considerar al vástago como si fuera una columna recalcada. Se utilizó la fórmula 2.12, Ref.4:

$$D_{\text{vástago}} = \frac{(K_1 \cdot 0.0002) (K_2 \cdot 0.415)}{0.657} = 0.03 \quad (2.12)$$

En donde:

$$K_1 = I_c^{1/2} \cdot \text{tg } L_c \cdot (F/E_c \cdot I_c)^{1/2} \quad (\text{Ángulo en radianes}) \quad (2.13)$$

Siendo:

I_c = Momento de inercia del cilindro, pulg⁴

$$I_c = (\pi / 64) (D_2^4 - D_1^4)$$

I_v = Momento de inercia del vástago, en pulg⁴

L_c = Longitud del cilindro, pulg.

L_v = Longitud del vástago, pulg.

F = Carga de diseño para el cilindro, lbs.

E_c = Módulo de elasticidad del cilindro, psi

E_v = Módulo de elasticidad del vástago, psi



BIBLIOTECA

Para seleccionar el material a utilizar en la fabricación del vástago se siguieron los siguientes criterios:

- a) En las fórmulas indicadas anteriormente aparece sólo E como propiedad fundamental del material.
- b) Como el valor de esta propiedad es el mismo para así todos los tipos de acero, es lógico suponer que se puede seleccionar cualquiera de ellos para construir este elemento.
- c) Existe en el mercado local un material conocido como acero de transmisión (SAE 1020) el cual tiene muy buenas características de resistencia como también alta maquinabilidad y buena soldabilidad.

Estas características, unidas a su disponibilidad en el mercado, y su precio relativamente bajo, permitieron seleccionarlo como el óptimo para la fabricación del vástago.

La fórmula (2.12) utiliza dimensiones en unidades inglesas. Después de realizar los cálculos se transformó el resultado a unidades métricas.

$$F = 24.538 \text{ Kgs (53.938 lbs.)}$$

$$L_c = 750 \text{ mm (29.52 pulg.)}$$

$$L_v = 870 \text{ mm (34.25 pulg.)}$$

$$E_c = E_v = 30 \times 10^6 \text{ psi.}$$

Evaluando en las fórmulas (2.13) y (2.14) se tiene:

$$k_1 = 1,270744619$$

$$k_2 = 1,45227$$

Reemplazando estos valores en la fórmula (2.12) se tiene:

$$D_{\text{vást.}} = 1,7815" (45,25 \text{ mm})$$

Se utilizó el diámetro comercial más cercano, en mm, es decir 50 mm.

Se puede comprobar este valor utilizando el nomograma # 3, Ref.12 reproducido en el Apéndice E, el cual indica el diámetro seguro de un vástago en función de la fuerza de empuje y de la carrera. Este nomograma indica un diámetro entre 2-1/2" y 3". Se toma el diámetro más comercial que es 75 mm (3").

2.1.4 DISEÑO DEL PISTON

MATERIAL: Se escogió según la consideración hecha para escoger el material de vástago; se

usó al principio acero de transmisión (SAE 1020), pero se presentaron ciertos casos en los que el pistón rayaba la camisa. Se decidió construirlo en un material más blando que el SAE 1020. El material que dió buen resultado fue la plancha negra laminada en caliente.

DIMENSIONES: Este elemento puede ser considerado como una placa plana la cual se desliza a lo largo de la camisa; recibe el empuje de la fuerza $F = 24.533 \text{ Kg}$ y es soportada por la presión uniforme del aceite, según se aprecia en la Fig. 13.

Para este tipo de placas se usa la fórmula (2.15), Ref. 6

$$S_r = S_t = \frac{3F}{2\pi mt^2} \left[(m+1) \left(\frac{r_o}{r} + \frac{m-1}{4} \left(1 - \frac{r^2}{r_o^2} \right) \right) \right] \quad (2.15)$$

En donde:

$$S_r = S_t = 5.565 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (79.000 psi)}$$

$$F = \text{Fuerza aplicada al vástago} = 24.538 \text{ Kg} = 53.938.6 \text{ lbs.}$$

$$m = \frac{1}{\text{Módulo de Poisson para el acero}} = \frac{1}{0.287} = 3.4843$$

$t =$ espesor de la placa, pulg.

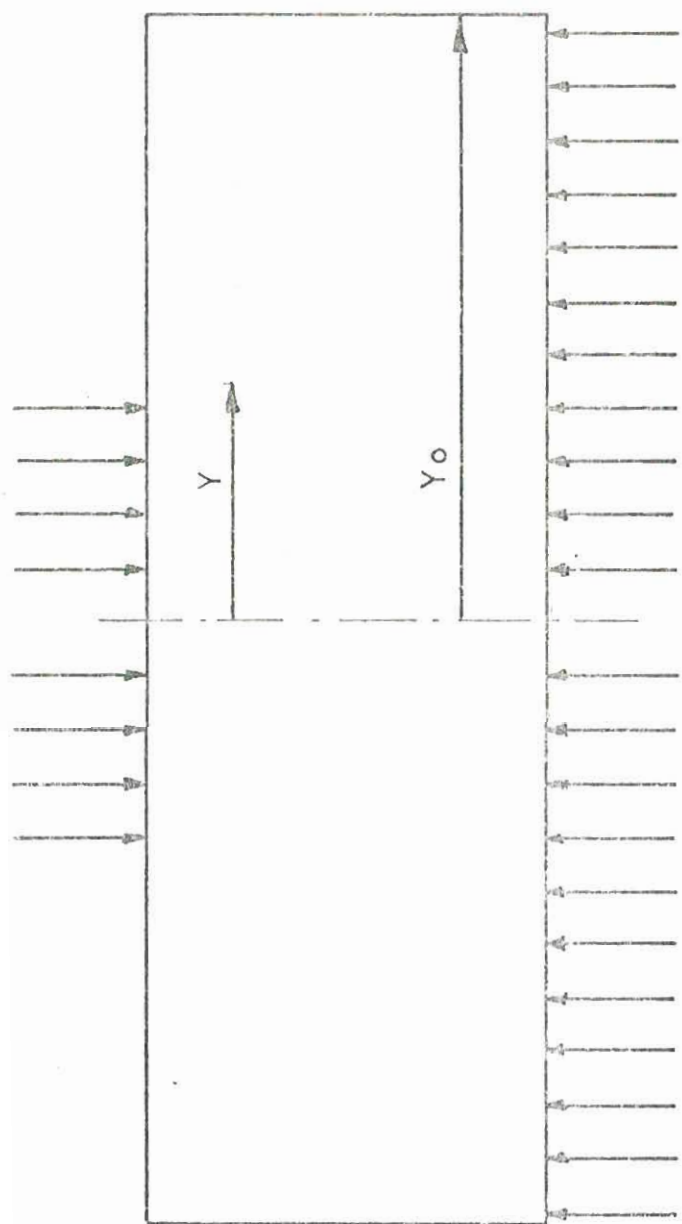


FIG. 13 FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL PISTON.



r_o = Radio exterior del pistón = 75 mm = 3"

r = Radio del vástago = 37.5 mm = 1.5"

Los cálculos fueron realizados en unidades inglesas y el resultado se transformó a mm.

Despejando t de la fórmula (2.15), se tiene:

$$t = \frac{3F}{2\pi mS} \left[(m+1) \ln \frac{r_o}{r} + \left(\frac{m+1}{4} \right) \left(1 - \frac{r^2}{r_o^2} \right) \right]$$

Evaluando los datos ya indicados se obtuvo:

$$t = .58" = 14.5 \text{ mm.}$$

Esta es solamente la altura mínima del pistón. En la figura # C-03 del Apéndice C se indican las dimensiones finales para que puedan ser colocados los rines.

2.1.5 DISEÑO DE LA BASE

MATERIAL: Se escogió el acero SAE 1020 por sus propiedades mecánicas, maquinabilidad, disponibilidad en el mercado y precio razonable.

ESPESOR: Se puede considera a la base como una placa con una carga distribuida uniformemente en toda la superficie (Presión interna) y simplemente apoyada en los bordes. Es más

conservador considerarla de este modo ya que el esfuerzo es mayor.

En este caso se usa la fórmula (2.16), Ref. 6:

$$S_r = S_t = \frac{3F}{2\pi m t^2} \left[(m+1) \frac{r_o}{r} + (m-1) \frac{r^2}{4r_o^2} \right] \quad (2.16)$$

Siendo $r = r_o$ tenemos:

$$S_r = S_t = \frac{3F (m+1)}{4\pi m t^2} \quad (2.17)$$



BIBLIOTECA

En donde:

$$S_r = S_t = S_y = 5.570 \text{ Kg/cm}^2 = 79.400 \text{ psi}$$

$$F = \text{Carga total aplicada} = 24.533 \text{ Kg} = 53.940 \text{ lbs.}$$

$$m = \text{Inverso de la razón de Poisson para el acero} = 3.4843$$

t = Espesor de la placa

De la fórmula anterior encontramos:

$$t^2 = \frac{3F (m+1)}{8 m S_y}$$

Evaluando los datos anteriores resulta:

$$t^2 = 1.7285$$

Entonces:

$$t = 13.2 \text{ mm}$$

Este es el espesor mínimo que debe tener para soportar la presión interna del cilindro. En

el artículo 3.4 se indican la forma y espesor que mejor se ajusten al tipo de soldadura que se vá a utilizar y que no permita que la base se deforme por efecto del calor.

2.1.6 DISEÑO DEL CABEZOTE: MATERIAL, DIMENSIONES Y SUS PARTES COMPONENTES:

El cabezote o tapa de baja presión es una placa que realiza las siguientes funciones:

- a) Cubre la cámara de baja presión
- b) Sirve de guía para el vástago (agujero central)

Esta pieza consta de 3 elementos (Ver Fig.#14):

- El cabezote propiamente dicho
- Junta cilindro- cabezote
- Junta cabezote-émbolo

Los dos últimos elementos serán seleccionados en el artículo 3.2.

CRITERIO PARA DISEÑO DEL CABEZOTE: Dejando a un lado los criterios de estanqueidad los cuales, serán analizados en el artículo 3.2, los únicos criterios para diseñar ese elemento son:

1. Espesor de la placa para que soporte la presión interna del cilindro.
2. Forma y material de la zona de contacto que actúa como guía del émbolo y que impide que éste cabecee.

El primer criterio también es eliminado ya que en esta cámara no existe presión, y el elemento a diseñar puede ser considerado como una simple tapa de un estanque.

Queda entonces como único criterio de diseño la forma y material de la zona de contacto.

MATERIAL Y DIMENSIONES: De la tabla A28, Ref.10. se escogió la guía metal que por comparación es la mejor para este caso, por las siguientes

razones:

- a) Es utilizable con cualquier combinación de materiales que puedan deslizarse.
- b) Sirve para cualquier longitud de carrera.
- c) Buena precisión de movimiento lineal.
- d) Buena rigidez, dependiendo del dimensionamiento del cabezote.

Esta tabla indica que para este caso es útil cualquier combinación de metales que tengan

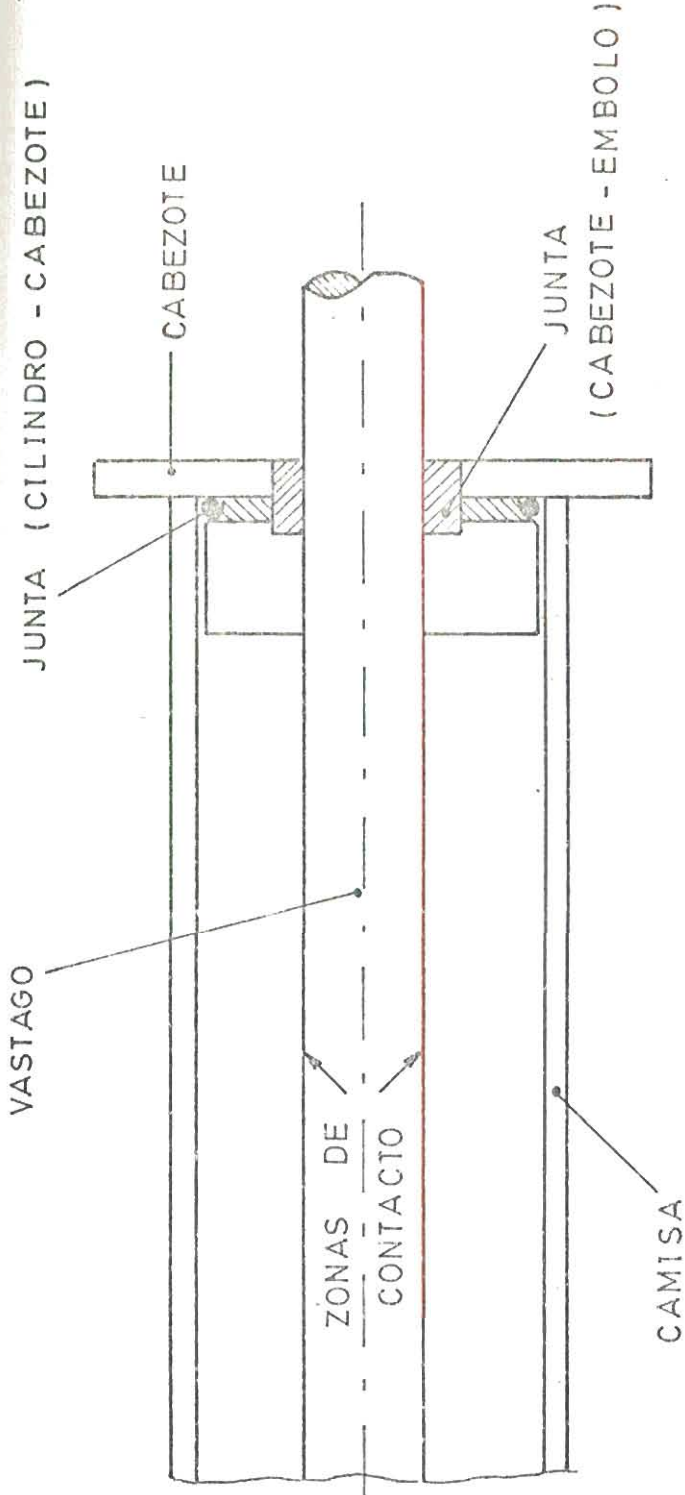


FIG. 14 DISEÑO DEL CABEZOTE.

buenas propiedades de rozamiento. Si se ha seleccionado acero SAE 1020 para el vástago, se usará para el cabezote un material menos duro, fácil de maquinar, disponible en el mercado y de costo razonable. El material que cumple estos requisitos es la plancha de acero (1010) que se encuentra en el mercado de espesores hasta 100 mm. No se utiliza eje redondo de este material porque no existe en este diámetro.

Para dimensionar la guía se toma el 5% de la vástago, que es considerada una dimensión bastante razonable para este caso, es decir 40 mm. Con estas consideraciones, las medidas para el cabezote son las mostradas en la Fig. CH-07, Apéndice C.

2.1.7 DETALLE DE LAS UNIONES DE LOS ELEMENTOS DEL CILINDRO.

a) UNION DEL PISTON CON EL VASTAGO: Esta unión no es crítica pues el pistón ejerce presión contra la parte inferior del vástago durante la elevación del balde, y el vástago contra el pistón en el descenso. Se consideró por este motivo, que es bastante conservador usar, como hasta ahora se ha hecho, una tuerca M50 para sujetar los dos elementos mencionados como se vé en la Fig. 15.

b) UNION DEL CABEZOTE CON LA CAMISA: Se usaron 4 espárragos M165 x 50 mm soldados a la parte exterior de la camisa usando procedimiento MIG. El cabezote se sujetará con estos espárragos y se asegurarán con tuercas y arandelas de presión. Ver detalles en la Fig. 16.

2.1.8 DETALLE DE LA UNION DEL CILINDRO CON EL BASTIDOR Y CON EL BALDE

UNION CILINDRO BASTIDOR (Ver Fig. 17): La base del cilindro lleva un bocín soldado al cual atraviesa un eje que descansa en unos soportes de sobrechasis. El objetivo consiste en dimensionar este bocín de tal forma que resista sin fallar la carga de 24,538 Kg. (53,400 lbs.) que ejercerá el cilindro.

De la Fig. #18 se deduce que el eje puede fallar por cizallamiento. En este caso se tiene:

$$2A = K_s \frac{F}{S_s} \quad (2.18)$$

En donde:

A = Area transversal del eje

F = Carga total aplicada = 24,538 Kg.

VASTAGO

TUERCA

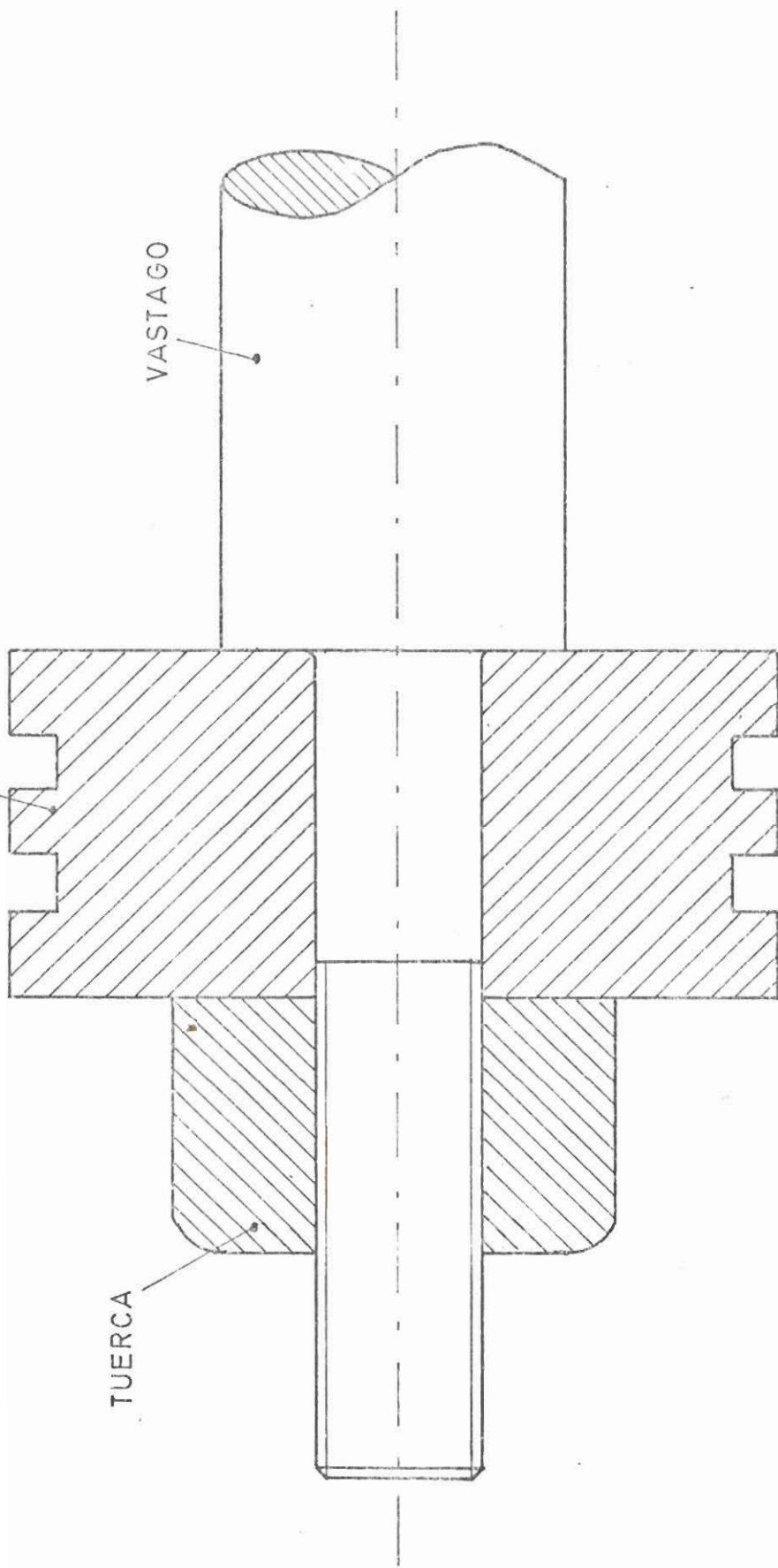


FIG. 15 UNION PISTON - VASTAGO.

Y SOLDADOS USANDO
PROCEDIMIENTOS MIG.

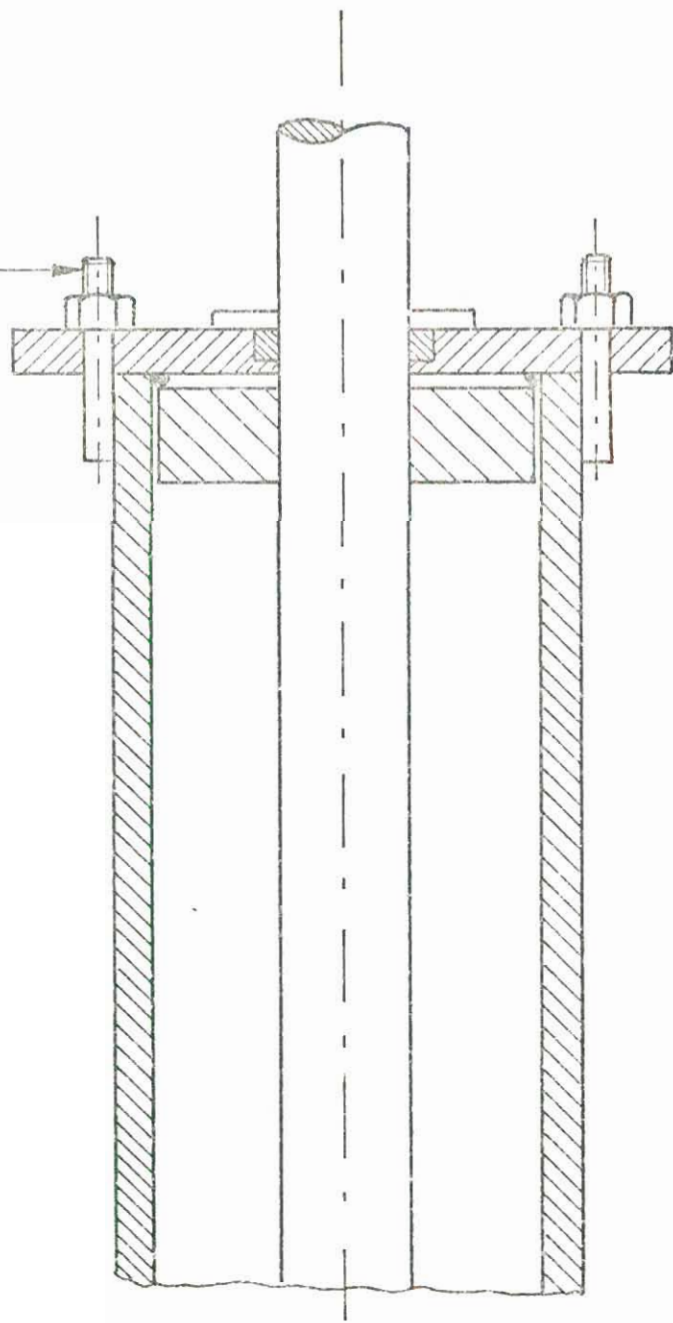


FIG. 16 DETALLES DE UNIONES CABEZOTE - CAMISA Y PERNOS - CAMISA.

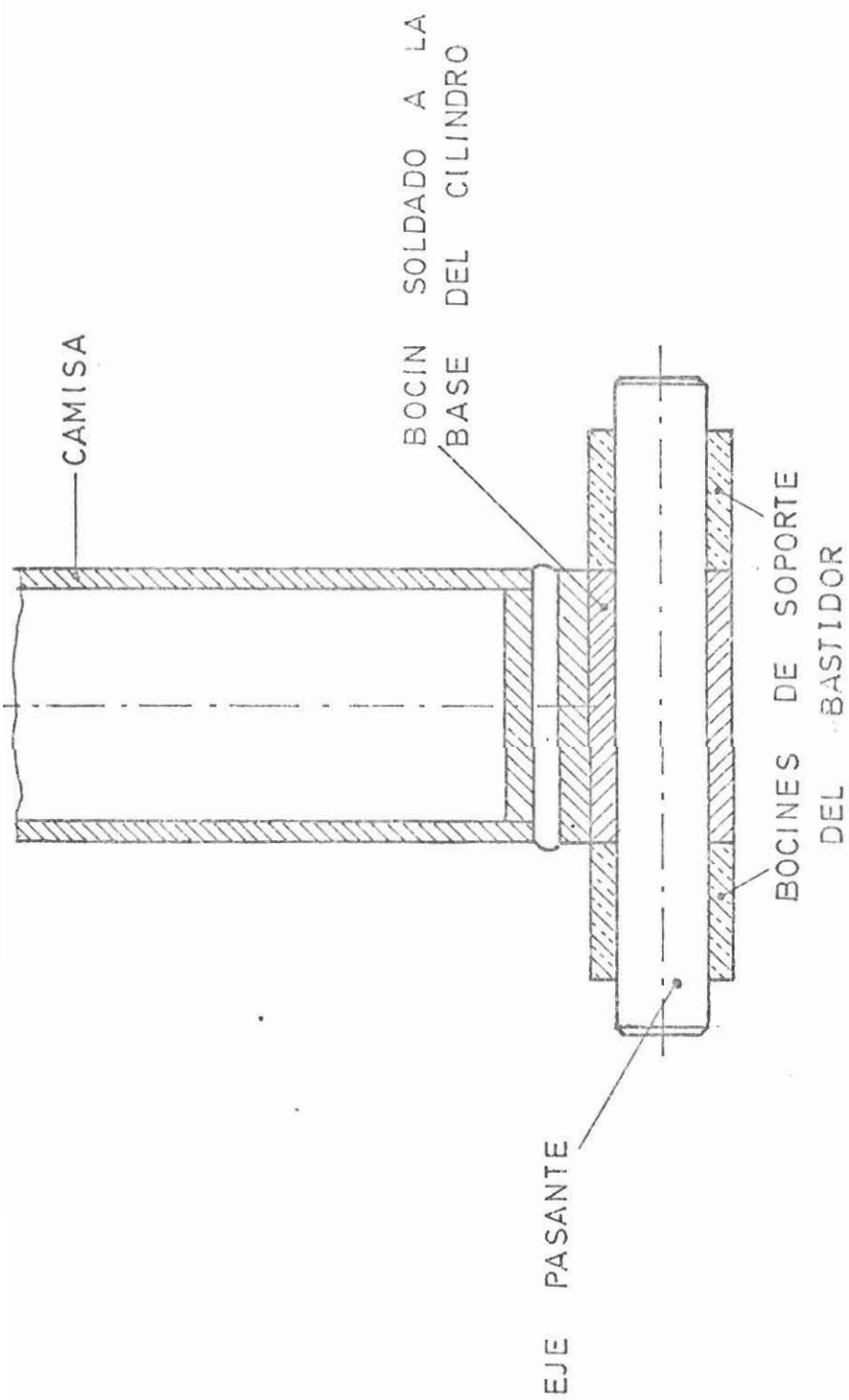


FIG. 17 UNION DEL CILINDRO AL BASTIDOR.

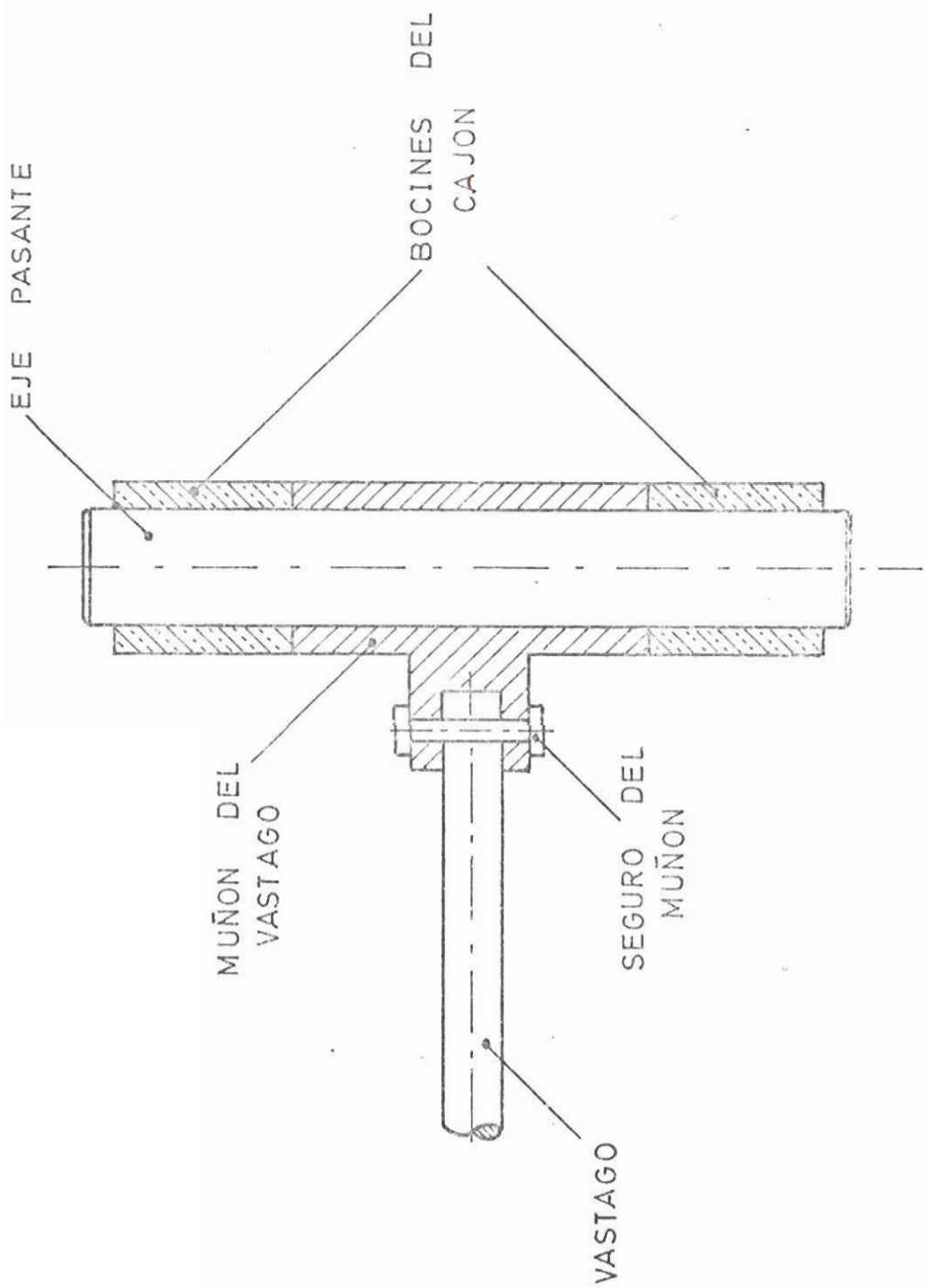


FIG. 18 UNION DEL CILINDRO AL CAJON.

$$\begin{aligned} S_s &= \text{Esfuerzo de corte admisible} = 0.5 S_y \\ &= 0.5 \times 5.570 \text{ Kg/cm}^2 = 3.785 \text{ Kg/cm}^2 \\ &\quad (\text{utilizando acero SAE 1020}) \end{aligned}$$

K_s = Factor de seguridad. Se recomienda el factor 2.

Reemplazando valores en la fórmula (2.18) se tiene:

$$\begin{aligned} A &= 8.91 \text{ cm}^2, \text{ y} \\ r &= 1.675 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Para utilizar un diámetro comercial, se usa eje de 38 mm (1-1/2").

UNIÓN CILINDRO-BALDE (Ver Fig. #18): La forma de sujetar el vástago al balde es similar a la unión anterior, pero esta vez se utiliza como elemento intermedio un muñón metálico.

Por ser iguales la fuerza aplicada y el material utilizado (SAE 1020) el diámetro es también 38 mm (1-1/2").

El seguro mostrado en la Fig. 18 no ejerce ningún esfuerzo sobre el cilindro ni sobre el muñón ya que estos dos elementos trabajan a compresión tanto al levantar el balde como en el descenso. Este seguro sirve solamente como un pasador que impide que se separen el vástago y el muñón.

VERIFICACION DE LAS MEDIDAS DEL BASTIDOR

En la Fig. # 19 se observa el bastidor con el sistema de brazos, el apoyo de la gata y el cilindro. El cilindro se apoya en el bastidor en el punto F y tiene una inclinación de 11.5° ; por esto se toma, por ser más conservador, como si la fuerza fuera horizontal. La fuerza ejercida en el punto B es despreciable por ser muy pequeña comparada con las fuerzas en F y en E, y se hace esto porque el sistema de brazos inferiores gira en un bocín colorado en el punto B, y no ejerce una fuerza mayor ni vertical ni horizontal. Se hace la misma consideración con la fuerza en el punto E, esto es, se asume que la fuerza es horizontal; se tiene entonces que el bastidor está sujeto a dos fuerzas horizontales de 24.538 Kg cada una en sentido opuesto. Para encontrar el esfuerzo al que está sujeto este elemento se usa la fórmula del esfuerzo uniforme:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{24.538 \text{ Kg}}{2 \times (150 + 75 + 75) \times 6 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 6.82 \text{ Kg/mm}^2$$



BIBLIOTECA

El resultado es un esfuerzo mucho menor que el esfuerzo a la fluencia. Por lo tanto la estructura del bastidor si está diseñada para soportar estas cargas.

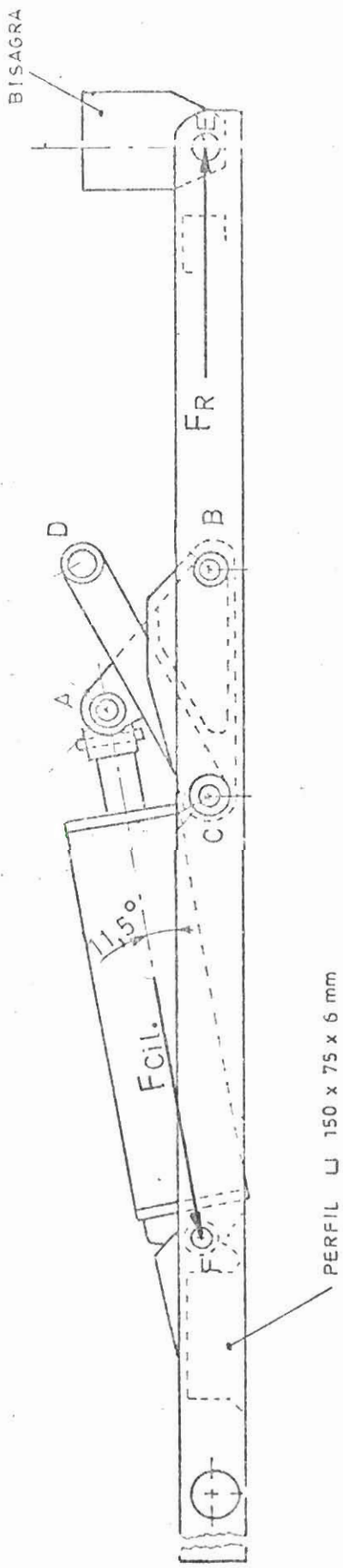


FIG. 19 ESTRUCTURA DEL BASTIDOR.

VERIFICACION DE LAS MEDIDAS DEL SISTEMA DE BRAZOS

En el artículo 2.1.8 se calculó ya la unión del cilindro con el cajón y con el chasis, lo que nos dio como resultado que había que usar pines de 38 mm (1-1/2") de diámetro, se conservaría un margen de seguridad razonable.

Como último paso se procedió a verificar si los brazos superiores (Fig. #20) pueden resistir sin colapsar el momento de iniciar el levantamiento del balde. Para esto se usa la fórmula de Euler para columnas de extremos articulados:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \quad (2.19)$$

En donde:

P_{cr} = Carga crítica, lbs.

E = Módulo de elasticidad, lb/pulg²

I = Momento de inercia, pulg⁴

L = Longitud de la columna, pulg.

El momento de inercia viene dado por:

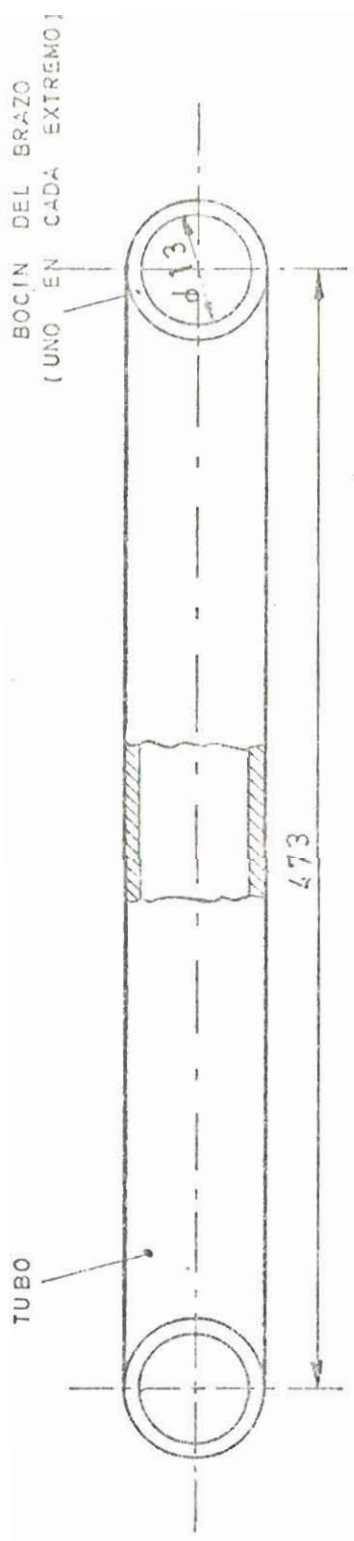
$$I = \left(\frac{\pi}{64} \right) (D_o^4 - D_i^4)$$

De la Fig. # 20 se tiene: $D_o=3"$, $D_i=2.5"$.

Entonces el momento de inercia es:

$$I = 2.06 \text{ pulg}^4$$

Para el acero: $E = 30 \times 10^4 \text{ lb/pulg}^2$; de la fig. 21: $L = 18.6"$.



BIBLIOTECA

FIG. 20 BRAZO SUPERIOR .

$$P_{cr} = 1.7 \times 10^4 \text{ lb} = 7.7 \times 10^3 \text{ kg.}$$

Al comparar la carga de trabajo aplicada sobre cada brazo (14.032 Kg) con la carga crítica que produciría la falla se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{F} = 54.9$$

Se observa que el factor de seguridad de los brazos es bastante alto.

SELECCION DE LOS ACCESORIOS DEL SISTEMA HIDRAULICO

2.4.1 SELECCION DE LA BOMBA

a) TIPO DE BOMBA: En los sistemas móviles, no se usa bombas de desplazamiento no positivo pues este tipo de bombas no crea un vacío suficiente para autocebarse, lo cual sí ocurre en el desplazamiento positivo.

Los principales tipos de bombas de desplazamiento positivo son:

- de paletas balanceadas;
- de paletas no balanceadas;
- de engranajes externos;
- de engranajes internos;
- de pistones radiales, y

- de pistones axiales.

Para escoger la bomba, se elaboró la Tabla II, donde se indican las principales características, ventajas y desventajas relativas de cada tipo de bomba:

TABLA II

| TIPO | DESPLAZAM | CONSTRUCC. | EFIC. | RANGO DE PRESIONES |
|-----------------|-----------|------------|--------|--------------------|
| letas balanc. | constante | complicada | buenas | med/alta |
| letas no bal. | variable | complicada | buenas | med/alta |
| granajes int. | constante | sencilla | buenas | baja/med. |
| granajes ext. | constante | complicada | buenas | baja/med. |
| pistones rad. | variable | complicada | alta | med/alta |
| pistones axial. | variable | complicada | alta | med/alta |

De esta Tabla se escogió la bomba de engranajes internos porque es la que tiene la combinación de características ideal para este trabajo. Además se debe indicar que la bomba en una volqueta está siempre colocada en el chasis del vehículo, conectada a la salida del toma de fuerza, lo cual supone que la bomba debe ser lo suficientemente fuerte para que resista las vibraciones y los maltratos propios de esta zona. La bomba de engranajes internos reúne estas

condiciones por su sencillez de construcción.

b) TAMAÑO DE LA BOMBA: Para encontrar el tamaño de la bomba (Flujo en gal/min) se necesita conocer la carrera del vástago y la velocidad a la que se requiere que voltee el balde. El primer dato se obtuvo en el artículo 2.1.3 y es 500 mm. El segundo dato es producto de la experiencia pues se sabe que un ciclo completo para un balde debe ser aproximadamente 15 segundos (10 para descarga y 5 para retorno). Por lo tanto se tiene:

$$\begin{aligned}\text{Flujo} &= \frac{\text{área} \times \text{carrera}}{\text{tiempo}} = \frac{\pi (7.5 \text{ cm})^2 \times 65 \text{ cm}}{10 \text{ segs.}} \\ &= 1.149 \text{ lts/seg} = 68.94 \text{ lts/min} = 17.23 \\ &\quad \text{gpm.}\end{aligned}$$

En cuanto a la presión se escogió la que da la bomba de engranajes más común en el mercado que es 2.000 psi.

En el mercado se encontró una bomba de un caudal aproximado al calculado que es la bomba FONTAINE modelo F18R que trae incorporada la válvula de seguridad y la direccional.

PERDIDAS DE PRESION: Debido a que desde la salida de la bomba hasta el cilindro existe sólo un tramo de manguera de 12", sin curvas, ni

codos, ni reductores, se puede considerar que las pérdidas son despreciables.

2.4.2 TUBERIAS

En este sistema se utilizó mangueras debido a que: el cilindro se mueve (gira alrededor del pin inferior) y el sistema completo está sometido continuamente a vibraciones.

Para verificar el diámetro de las mangueras se usan los valores de velocidad indicados en la Ref.11:

| | Línea de succión | Línea de presión |
|--------------------------------|------------------|------------------|
| Rango de velocidad recomendada | 2-5 pies/seg. | 10-30 pies/seg. |

Como se escogió la bomba FONTAINI modelo F18R que tiene una succión de 1-1/4" y una descarga de 1", la velocidad del aceite es calculada usando la siguiente fórmula:

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{Flujo}}{\text{Area}}$$

Para la succión se tiene:

$$\text{Velocidad} = \frac{18 \text{ gal/min}}{\pi \times (0.625)^2 \text{ pul}^2} = \frac{18 \times 231}{60 \times 1.23 \times 12} \text{ pies/seg}$$

$$\text{Velocidad} = 4.69 \text{ pies/seg}$$

Para la línea de presión se tiene:

$$\text{Velocidad} = \frac{18 \text{ gal/min}}{(1.5)^2 \text{ pulg}^2} = \frac{11 \times 231}{60 \times 0.785 \times 12} \\ \text{pies/seg} = 7.36 \text{ pies/seg.}$$

Comparando estos valores con los indicados, se observa que están dentro de los rangos seguros por lo tanto se usaron 1-1/4" y 1" como los diámetros de las mangueras de succión y presión respectivamente.

2.4.3 VALVULAS: DIRECCIONAL Y DE SEGURIDAD

Estos elementos fueron escogidos de acuerdo con el ciclo de trabajo que es el siguiente:

Quando el operario quiere descargar el material que lleva en el balde, detiene el vehículo y conecta el toma de fuerza, inmediatamente actúa la bomba enviando aceite a presión al cilindro, el cual actúa y levanta el balde hasta que alcanza su posición máxima.

Una vez alcanzada esta posición, el operario desconecta el toma de fuerza; en este momento la bomba deja de actuar y como existe una válvula cheque, el aceite no regresa al tanque y el balde permanece

inclinado hasta que todo el material se ha descargado.

- Para bajar el balde el operario simplemente mueve la válvula direccional a la posición de descarga, con lo cual el balde regresa a la posición horizontal.

Debe indicarse que el balde puede detenerse en cualquier posición angular y mantenerse en esta posición.

De esto se deduce lo siguiente:

1. El cilindro hidráulico es un cilindro de simple efecto: regresa por acción del peso del balde. Este tipo de cilindro es accionado por válvula direccionales de 3 vías.
2. La válvula direccional debe tener 3 posiciones: avance, reposo y retorno.
3. Se necesitan 2 válvulas auxiliares: una antirretorno (cheque) que impida el retorno del aceite cuando el balde está subiendo, y otra de seguridad, que proteja el circuito hidráulico.

En la Fig. 21 se muestra un esquema del circuito hidráulico que permite la secuencia de operaciones descrita. Como se aprecia, el

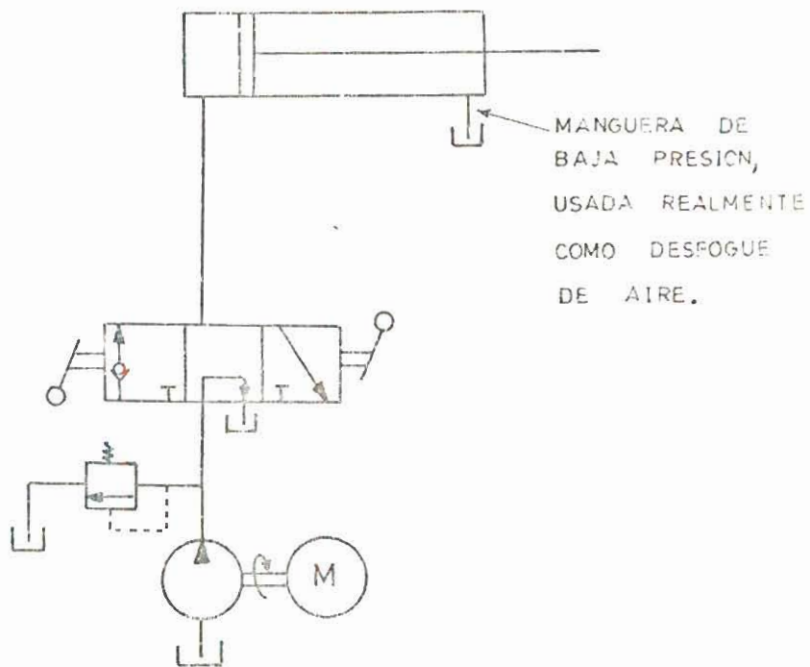


FIG. 21 ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.

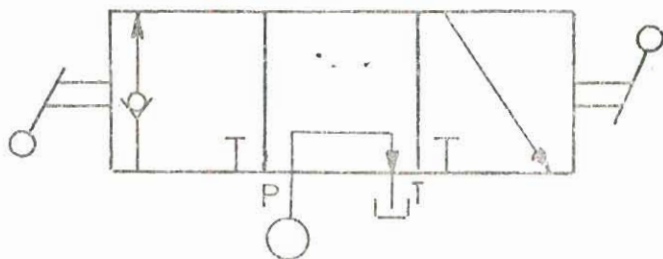


FIG. 22 VALVULA DIRECCIONAL.



BIBLIOTECA

Cilindro admite aceite solamente de un lado, pues el otro es usado para descargar aire.

La válvula direccional que cumple con las indicaciones anotadas es denominada "De 3 posiciones y 3 vías", con una válvula cheque incorporada, tal como se aprecia en la Fig. 22.

La válvula de seguridad está ubicada "en ángulo" (Diagrama hidráulico, Fig. 22), pues es más robusta y se emplea para caudales de 12 a 1200 l/min. Estas válvulas son normalmente cerradas, piloteadas internamente y actuadas por un resorte.

Las válvulas descritas son suministradas como un ensamblaje completo, integrado por: bomba hidráulica, válvula de seguridad y válvula direccional.

El modelo que se escogió corresponde al Fontaine F32R, con una capacidad de 32 GPM. Esta cumple todas las condiciones de operación y reúne todas las indicaciones de seguridad.

2.4.4 TANQUE

El sistema hidráulico de una volqueta no tiene un trabajo continuo pues carga material en un

lugar, lo transporta a otro sitio (a veces distante varios kilómetros), lo descarga en un ciclo de 15 segundos y regresa al sitio de carga. Por lo tanto, no es necesario que el tanque sea diseñado para que disipe el calor generado.

El criterio para dimensionar un tanque es que éste debe tener un volumen de 2 a 3 veces la capacidad de la bomba, pero considerando que el aceite se debe enfriar. Este no es el presente caso, por lo tanto se escogió arbitrariamente un volumen igual 1 de la capacidad de la bomba, es decir 18 galones.



BIBLIOTECA

CAPITULO III

ANALISIS DEL PROCESO DE CONSTRUCCION DEL CILINDRO

PLANOS DETALLADOS DE TODOS LOS ELEMENTOS DEL CILINDRO.

En el Apéndice C se muestran: el plano general del cilindro hidráulico y los planos de cada uno de los elementos del cilindro, con todos los detalles de fabricación, tal como se da al jefe de la sección Máquinas-Herramientas para que estas piezas sean construídas y entregadas a la sección de Soldadura (las que requieran este proceso), y luego sean ensambladas, pintadas y entregadas a la bodega.

SELECCION DE LAS JUNTAS DINAMICAS Y ESTATICAS

En la Fig. # 23 se muestran los puntos que deben ser sellados en un cilindro hidráulico. Las funciones específicas que deben cumplir los elementos sellantes están dadas en la tabla III.

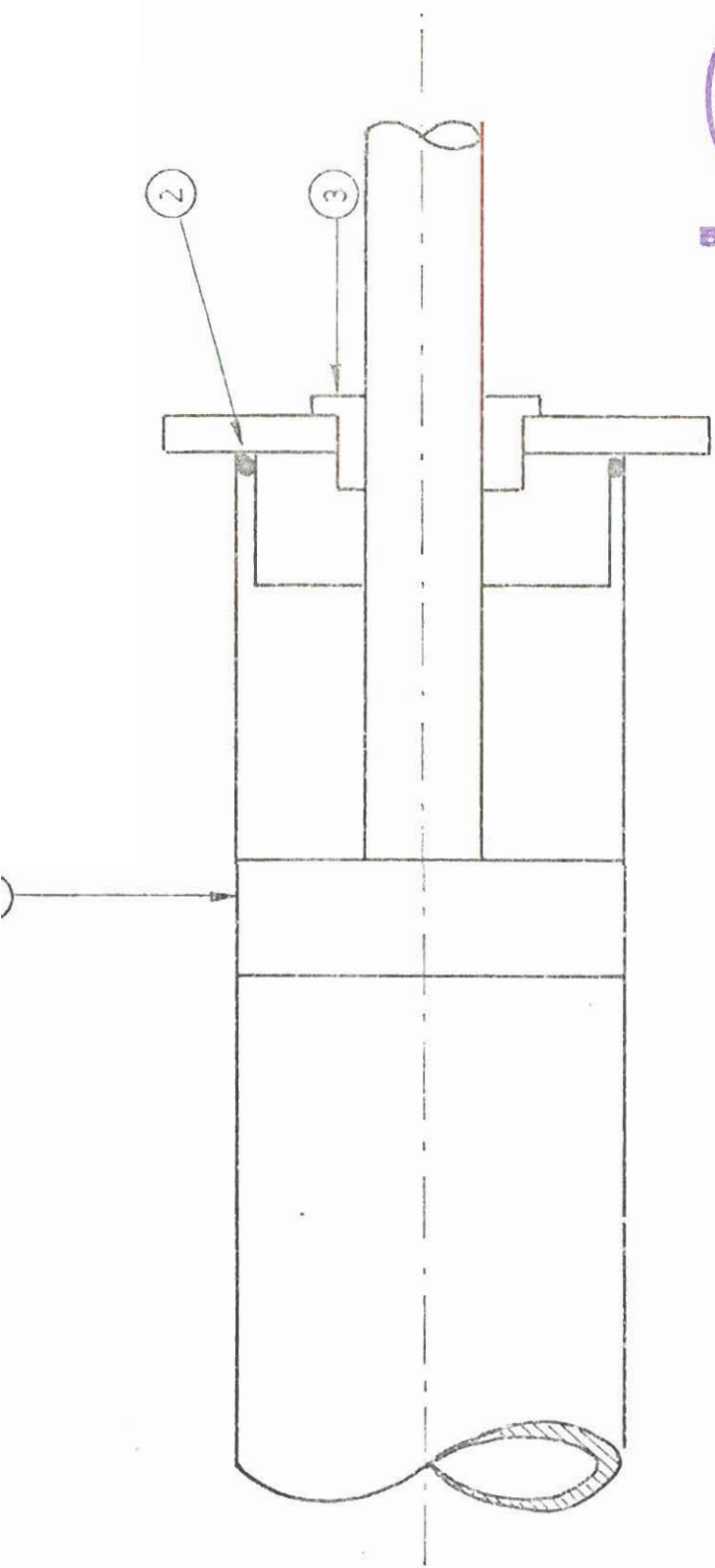


FIG. 23 PUNTOS QUE DEBEN SER SELLADOS EN EL CILINDRO HIDRAULICO.

TABLA III

| PUNTO | TIPO DE JUNTA | ZONA DE CONTACTO | FUNCION |
|-------|---------------|------------------|--|
| 1 | Dinámica | Pistón-camisa | Separa cámara de alta y cámara de baja. |
| 2 | Estática | Cabezote-camisa | Evita fuga de aceite en cámara de baja. |
| 3 | Dinámica | Cabezote-vástago | Igual a la anterior, además evita que entre polvo y humedad. |

Para analizar las exigencias de trabajo de cada uno de los elementos se elaboró la tabla IV.

TABLA IV

| JUNTA | LUBRICACION | CONTAMINACION | RUGOSIDAD | TEMPERATURA | PRESSION |
|-------|-------------|---------------|-----------|-------------|----------|
| # 1 | Constante | No | Lisa | Ambiente | Alta |
| # 2 | No | No | - | Ambiente | Baja |
| # 3 | Constante | Alta | Lisa | Ambiente | Baja |

El comportamiento de cada uno de los tipos de juntas ante condiciones anteriores puede apreciarse en la Tabla V.



TABLA V

| | ANILLOS O | JUNTAS DE GOMA | SEG. META LICOS | ESTOPE ROS |
|---|--------------|-------------------|--------------------|---------------|
| Resist. alta presión | media | excel. | excel. | nula |
| Resist. alta velocid. | media | excel. | excel. | nula |
| Ambiente sucio | excl. | excel. | excel. | excl. |
| Resist. a superfi- cies rugosas | bajo | media | excl. | baja |
| Resist. a lubric.in termitente | baja | media | baja | baja |
| Resist. a condic. du- ras de trabajo | baja | media | excl. | nula |
| Precio | bajo | alto | alto | bajo |
| Disponibilidad en el mercado | si | escaso | escaso | si |

De las tablas anteriores se seleccionó el tipo de junta para cada uno de los puntos:

Elemento # 1: Segmentos metálicos

Elemento # 2: Anillos O (O RINGS)

Elemento # 3: Estopero

3.3 SELECCION DE LOS PROCESOS DE SOLDADURA

En este artículo se describe cómo se seleccionó el proceso de soldadura para unir la base con la camisa.

Hay que tener en cuenta que se está soldando una pieza ya maquinada y rectificada (Camisa) y que no podrá ser rectificada, por lo tanto el proceso de soldadura seleccionado debe aportar la menor cantidad posible de calor para que la pieza no se deforme y deba ser eliminada por defectuosa.

Para esto se elaboró la Tabla VI (basado en la experiencia) en el cual se comparan las características de los procesos de soldadura aplicables al presente caso:

TABLA VI

| PROCESO | APORTE DE CALOR | VELOCIDAD | AUTOMATICA | PENETRACION | COSTO/EQUIPO | CALIDAD |
|----------------|-----------------|-----------|------------|-------------|--------------|-----------|
| Electrodo rev. | alto | baja | no | buena | bajo | med. |
| MIG | med. | alta | puede | buena | med. | muy buena |
| Arco sumergido | bajo | alta | si | buena | alto | muy buena |
| Inercia | bajo | muy alta | si | buena | muy alto | excl. |

Utilizando los datos de la tabla VI se escogió el proceso MIG para unir la camisa con la base.

3.4 SELECCION DE LA GEOMETRIA DE LA UNION SOLDADA

3.4.1 GENERALIDADES

Se indica la selección de la geometría de la unión adecuada para soldar la camisa ya rectificada con la base. La forma seleccionada debe reunir las siguientes características:

- a) Buena penetración en las dos piezas
- b) Excelente resistencia a la tracción
- c) Facilidad para que el electrodo llegue hasta la raíz de la unión
- d) Preparación económica.

3.4.2 GEOMETRIAS DE UNION POSIBLES

En el Apéndice D se muestran los tipos de unión más recomendados para este caso.

De dicho Apéndice se escogió la Junta # 3 (unión en J) por ser la que responde a las exigencias indicadas.

3.4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA UNION

Es un principio básico en soldadura que si ésta es bien realizada, sus características de resistencia serán iguales o mejores que las del metal base.

Para dimensionar la unión se toma una sección transversal del cordón de soldadura tal como se ve en la Fig. 24. En esta figura se conoce el diámetro exterior que es 168.3 mm. Para determinar el área que va a soportar el esfuerzo se debe conocer el diámetro interior.

Para calcular el área se usa la fórmula de esfuerzo uniforme:

$$S_{adm} = F/A \quad (3.1)$$

En donde:

S_{adm} = esfuerzo máximo de tensión. Para el presente caso, y como no se conoce todavía el tipo de electrodo a usar, se utiliza las características de un electrodo corriente. (E60XX) es decir $60.000 \text{ lbs/pulg}^2 = 4.230 \text{ kg/cm}^2$.

F = Fuerza total aplicada al cilindro = 24.538 Kg.

A = Área transversal del cordón de soldadura

Entonces, evaluando en la fórmula (3.1), se tiene:

$$A = 5.8 \text{ cm}^2$$

Además:

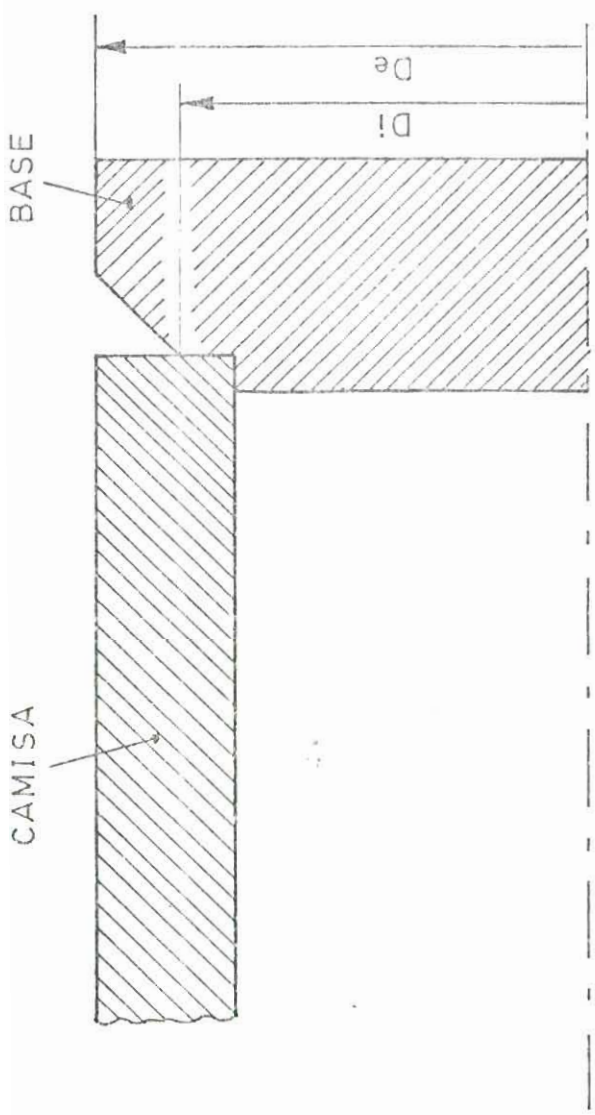


FIG. 24 CORTE LONGITUDINAL DEL CORDON.



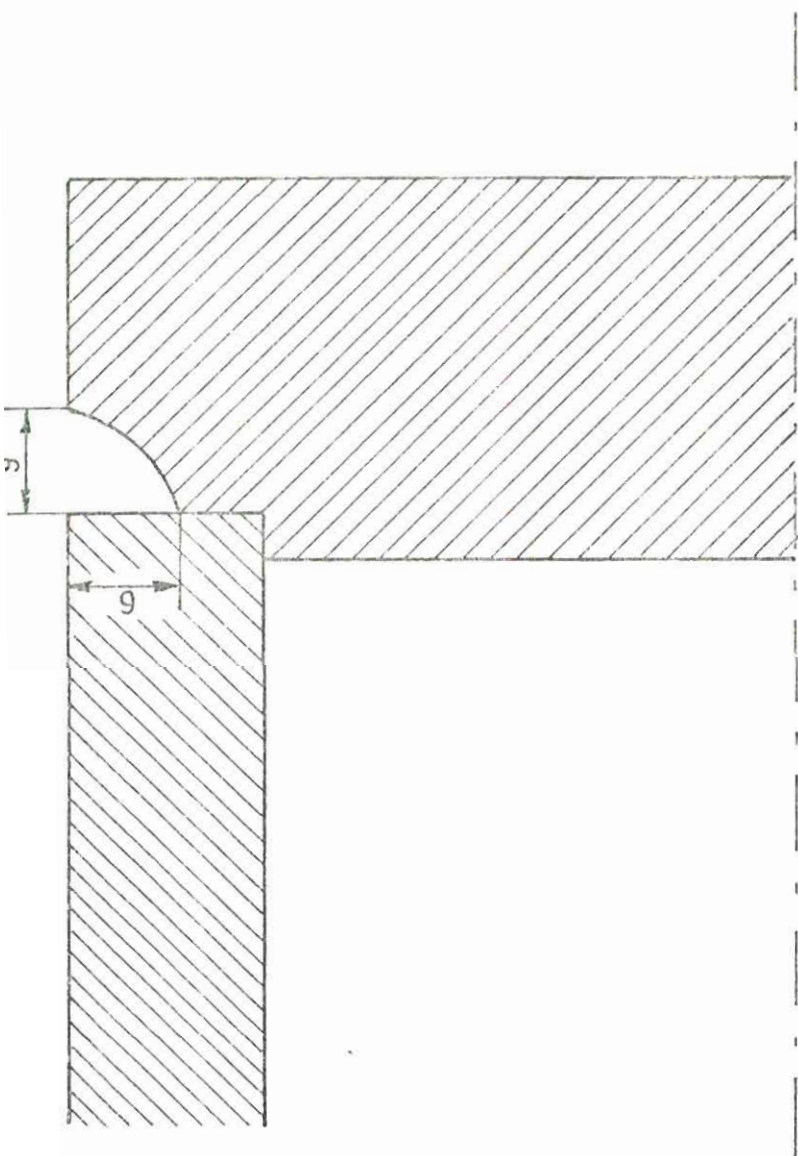


FIG. 25 DIMENSIONES DE LA UNION.

$$A = \frac{D_o^2 - D_i^2}{4} \quad (3.2)$$

De (3.2) se halla el diámetro interior D_i :

$$D_i = 16.61 \text{ cm.}$$

Entonces la profundidad del cordón de soldadura será:

$$\frac{(168.3 - 166.1) \text{ mm}}{2} = 1.1 \text{ mm}$$

Como se puede ver, este ancho de cordón es muy pequeño, aunque matemáticamente sea correcto. Para encontrar una dimensión más conservadora se utilizó un criterio personal y se da a la unión las dimensiones señaladas en la fig. 25.

3.5 SELECCION DE ELECTRODOS

De la Tabla VII (Ref.9) que indica los electrodos posibles para proceso MIG se escogió electrodo AWS-E70S-3 por los siguientes motivos:

- Los 6 últimos electrodos parecen los idóneos porque la protección de CO₂ no da una soldadura de tan alta calidad (que es la que se necesita) como es el caso de una mezcla de Argón y Oxígeno.
- Es un electrodo para uso general, es decir que sirve para soldar el tipo de acero que se ha escogido.

705-1000) que se encuentra dicho electrodo (por ejemplo: 705-1000 & H0-25) en el diámetro requerido.

TABLA VII

ELECTRODOS QUE PUEDEN SER UTILIZADOS EN PROCESO MIG

| IDENTIFICACION | POLARIDAD | PROTECCION | PRUEBAS RADIOGRAFICAS | RESIST.FLUENCIA MINIMA (PS) |
|----------------|-----------|-----------------|-----------------------|-----------------------------|
| 705 | DC | O ₂ | RGD | 60.000 |
| 705 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705-1 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705-2 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705-5 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705-6 | No espec. | No espec. | RGD | 60.000 |
| 705-10 | DC | CO ₂ | RGD | 60.000 |
| 705-60 | No espec. | No espec. | RGD | 60.000 |

DC = Corriente directa

RGD = Rígidas

3.6 SELECCION DE PARAMETROS DE SOLDADURA

Además de los parámetros mencionados en los numerales 3.3, 3.4 y 3.5 influyen en la calidad y penetración de soldadura los siguientes parámetros:

Pr. 116661 - 10/19/1984

Amper a 10

20/10/1984



PROTECCION DE GAS: Ya que se va a mantener un sistema de flujo constante de gas, se debe utilizar un tipo específico de cable. El tipo de cable utilizado es un cable con gas de protección. Este tipo de cable es un cable de aluminio con un recubrimiento de cobre. Este tipo de cable es un cable de aluminio con un recubrimiento de cobre. Este tipo de cable es un cable de aluminio con un recubrimiento de cobre.

AMPERAJE Y VOLTAJE: De la Tabla VIII tomada de la norma ANSI, se escogen los valores.

ANSI Z89.1-1983

ANSI Z89.1-1983

TABLA VIII

PARAMETROS DE SOLDADURA PARA SISTEMA MIG.
UNIONES EN ESQUINA CON BISEL

| Espesor Material (en ") | Pases | Separación en (") | Diámet. alamb. (en ") | Volt. | Amper. | Gas CFFH |
|-------------------------|-------|-------------------|-----------------------|-------|---------|----------|
| 1/8 | 1 | 1/8 | 0.045 | 21-24 | 205-225 | 20-25 |
| 3/8 | 1 | 1/8 | 0.045 | 22-26 | 225-280 | 20-25 |
| 1/2 | 2 | 1/8 | 0.045 | 22-28 | 250-320 | 20-25 |
| 3/4 | 2 | 1/8 | 0.045 | 26-30 | 300-380 | 20-25 |
| 1 | 2 | 1/8 | 0.045 | 30-34 | 350-450 | 20-25 |



CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El autor del presente trabajo, y por ende la empresa que representa, pudieron conseguir la meta propuesta: instalar una fábrica de cilindros hidráulicos tipo pistón utilizando materiales disponibles localmente y adaptando a nuestro medio la tecnología que se observó en plantas estadounidenses que fabrican estos elementos.

Esta fábrica se instaló comenzó su producción, creció y más tarde, debido a la prohibición de importar camiones, tuvo que cerrar.

Cerró, pero temporalmente, pues esta experiencia dio a la empresa una cantidad de conocimientos tan grande que hizo que sus principales ejecutivos encontraran hechos muy valiosos en medio de una quiebra inminente. Es concreto:

1. Básicamente es lo mismo diseñar y construir un cilindro para que accione una volqueta, que un cilindro para una prensa, o para equipo caminero, o maquinaria agrícola o industrial (Por ejemplo: inyectoras de plástico).

2. Como se investigó también sobre el diseño y construcción de cilindros telescópicos, se conoció sobre el proceso de fabricación de los mismos, tipo de materiales empleados, fuente de suministros, juntas de estanqueidad, etc.
3. El grupo de maquinaria usada para construir pistones hidráulicos (Tornos, taladros, soldadoras MIG, rectificadoras de interiores, etc) es muy versátil y puede construir muchos otros elementos, aún aquellos que no tienen que ver con hidráulica.

Como resultado se tuvo que:

1. La línea fue reactivada y no sólo para construir pistones para volquetas, sino también para construir, reconstruir, hacer adaptaciones y dar mantenimiento a casi todo tipo de cilindros hidráulicos en diámetros interiores que varían desde 50 mm (2") hasta 250 mm (10") y en longitudes hasta 2.000 mm por etapa.
2. Se formó un grupo de técnicos a nivel de obreros, muy calificados, capaces de realizar los trabajos indicados en el numeral anterior, y
3. Se ha dejado prácticamente de importar cilindros hidráulicos, tanto para aplicaciones nuevas, como para reemplazar a cilindros defectuosos.

De todas las experiencias pasadas para realizar este

« objeto, debemos resaltar una que deseamos transmitir a los demás en forma de una recomendación: es muy importante, para una persona que quiere hacer industria, salir al extranjero, conseguir que le permitan visitar fábricas relacionadas a aquello que se quiere fabricar, conversar con expertos en la materia, y luego adaptar esa tecnología a nuestro medio, no solamente en lo que se refiere al volumen de producción, sino también en la simplicidad de la maquinaria que muy bien puede ser construida localmente en la modificación del diseño de lo que se va a construir para poder utilizar elementos existentes en el mercado. En este punto recordamos el lema del programa de becas LASPAU: "VIVED Y APRENDED, VOLVED Y ENSEÑAD".



A P E N D I C E S

- A. TABLA DE PESOS DE MATERIALES
- B. ESPECIFICACIONES DE TUBERIAS DE PRESION
- C. PLANOS DE LOS ELEMENTOS DEL CILINDRO HIDRAULICO
- D. GEOMETRIAS DE UNIONES DE SOLDADURA
- E. DIAMETROS SEGUROS PARA VASTAGOS EN FUNCION DE LA CARRERA Y DE LA FLERTA DE EMPUJE

APENDICE A

TABLA DE PESOS DE MATERIALES EN KG/M³

| | |
|--|---------------|
| Árena seca | 1.600 - 1.800 |
| Árena húmeda | 2.150 - 2.300 |
| Tierra negra (Material de desalojo) | 875 |
| Granito (roca) | 1.700 |
| Piedra # 4 | 1.600 |
| Piedra # 2 | 1.400 |
| Cemento | 1.950 |
| Hormigón | 2.170 |
| Ladrillo | 1.600 |
| Adoquines | 1.200 |
| Mármol (en bruto) | 480 |
| Madera (roble) | 770 |

APENDICE B

TUBERIA

| NOMINAL | DIAMETRO EXTERIOR | | ESPESOR | | PRESION/PRUEBA | | IDENTIFIC | | PESO | |
|---------|-------------------|-------|---------|-------|--------------------|----------------------|-----------|--------|-------|--------------------|
| | mm | pulg | mm | pulg | Kg/cm ² | lb/pulg ² | CLASE | CEDULA | Kg/mc | lb/ft ⁶ |
| | 1/8" | 10,3 | 0,405 | 2,41 | 0,095 | 60 | 850 | XS | 80 | 0,46 |
| 1/4" | 13,7 | 0,540 | 3,02 | 0,119 | 60 | 850 | XS | 80 | 0,60 | 0,54 |
| 3/8" | 17,1 | 0,675 | 3,20 | 0,126 | 60 | 850 | XS | 80 | 1,10 | 0,74 |
| 1/2" | 21,3 | 0,840 | 3,73 | 0,147 | 60 | 850 | XS | 80 | 1,62 | 1,09 |
| 3/4" | 26,7 | 1,050 | 3,91 | 0,154 | 60 | 850 | XS | 80 | 2,19 | 1,47 |
| 1" | 33,4 | 1,315 | 4,55 | 0,179 | 60 | 850 | XS | 80 | 3,23 | 2,17 |
| 1 1/4" | 42,2 | 1,660 | 4,85 | 0,191 | 134 | 1.900 | XS | 80 | 4,47 | 3,00 |
| 1 1/2" | 48,3 | 1,900 | 5,09 | 0,200 | 134 | 1.900 | XS | 80 | 5,41 | 4,63 |
| 2" | 60,3 | 2,375 | 5,54 | 0,218 | 176 | 2.500 | XS | 80 | 7,48 | 5,02 |
| 2 1/2" | 73,0 | 2,875 | 7,01 | 0,276 | 176 | 2.500 | XS | 80 | 11,41 | 7,66 |
| 3" | 88,9 | 3,500 | 7,62 | 0,300 | 176 | 2.500 | XS | 80 | 15,27 | 10,25 |
| 4" | 114,3 | 4,500 | 8,56 | 0,337 | 197 | 2.800 | XS | 80 | 22,31 | 14,98 |
| 6" | 168,3 | 6,625 | 12,97 | 0,432 | 193 | 2.740 | XS | 80 | 42,56 | 28,57 |

TUBO PARA CALDERO

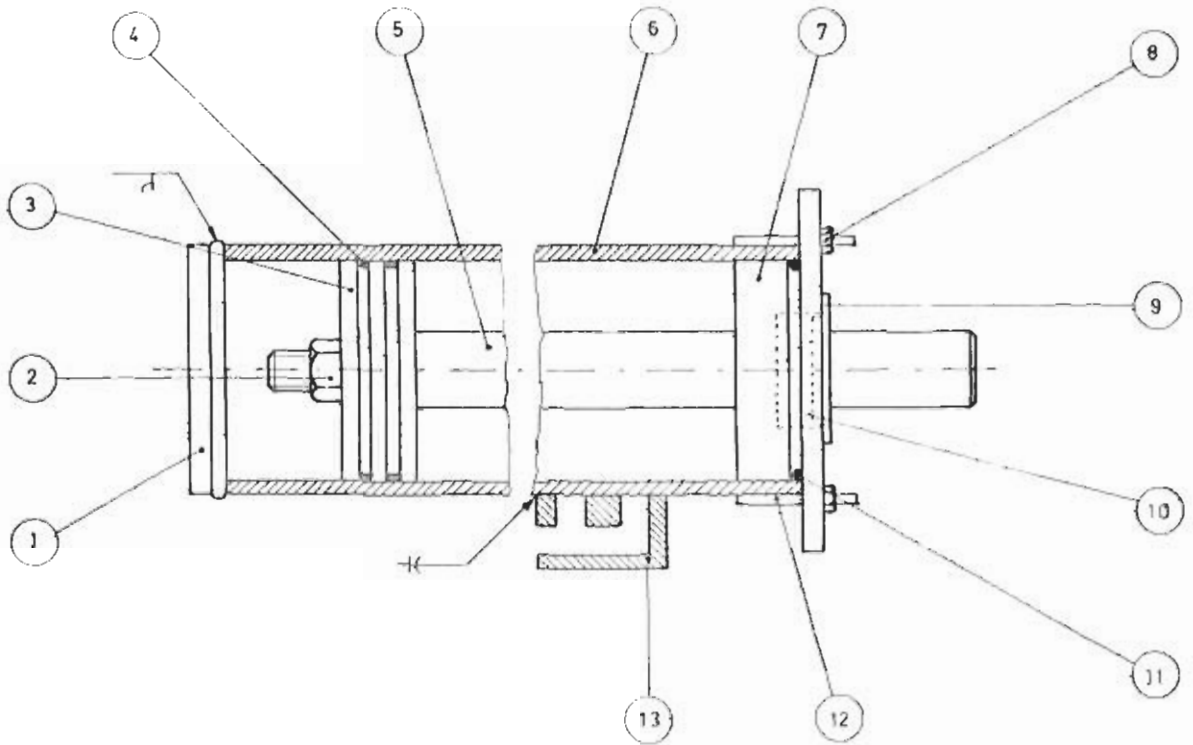
| DIAMETRO EXTERIOR | | ESPESOR mm | PESO Kg/mc | PRESION | | COMPOSICION QUIMICA: |
|-------------------|-------|---------------|---------------|---------|-----------------------|--|
| Pulg | mm | | | TRABAJO | HIDROST. | |
| 1" | 25 | 2,6 | 1,44 | 64 ATM | 50 Kg/cm ² | C..... 0,10% P..... 0,05% S..... 0,05% |
| 1 1/2" | 38 | 2,6 | 2,29 | | | |
| 2" | 51 | 2,9 | 3,46 | | | |
| 2 1/4" | 57 | 2,9 | 3,90 | | | |
| 2 1/2" | 63,5 | 2,9 | 4,36 | | | |
| 3" | 76,1 | 2,9 | 5,23 | | | |
| 4" | 101,6 | 3,6 | 8,76 | | | CARACTERISTICAS MECANICAS: RESISTENCIA... 35 a 45 Kg/cm ² ELASTICIDAD..... 24 Kg/cm ² ALARGAMIENTO..... 25% TEMPERATURA MAXIMA 300°C |

DISPONIBLES DE STOCK 1" - 1 1/2" - 2" - 2 1/2"

TUBO EN BARRA SIN COSTURA SEGUN NORMA ENR 1629 CLASE 3 GRADO ST-35

APENDICE C

PLANOS DE LOS ELEMENTOS DEL CILINDRO HIDRAULICO



| | | | | | |
|----|-----------------|---------|----------|-------|---------------|
| 13 | Fin de carrera | CH-13 | | 1 | |
| 12 | Espárragos | | | 4 | M 16 |
| 11 | O Ring | | | 1 | |
| 10 | Estopero | | | 1 | |
| 9 | Prensaestopa | CH-09 | | 1 | |
| 8 | Tuerca | | | 4 | M 16 |
| 7 | Cabezote | CH-07 | SAE1020 | 1 | |
| 6 | Camisa | CH-06 | | 1 | |
| 5 | Vástago | CH-05 | SAE1020 | 1 | |
| 4 | Anillo metálico | | | 2 | |
| 3 | Pistón | CH-03 | SAE1020 | 1 | |
| 2 | Tuerca | | | 1 | M 50 |
| 1 | Base | CH-01 | SAE1020 | 1 | |
| N | DENOMINACION | Plano N | Material | Cant. | Observaciones |

| | | | | | |
|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| DEBULO | 26.09 | REVISOR | 25.09 | REVISOR | 25.09 |
| REVISOR | 25.09 | REVISOR | 25.09 | REVISOR | 25.09 |
| REVISOR | 25.09 | REVISOR | 25.09 | REVISOR | 25.09 |

FACULTAD DE ING.
MECANICA

ESPOL

E

1:30

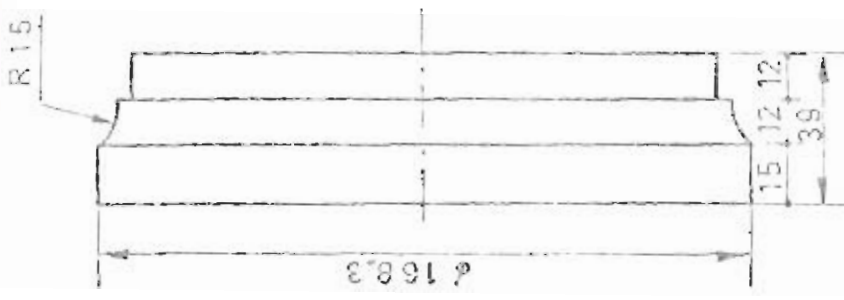
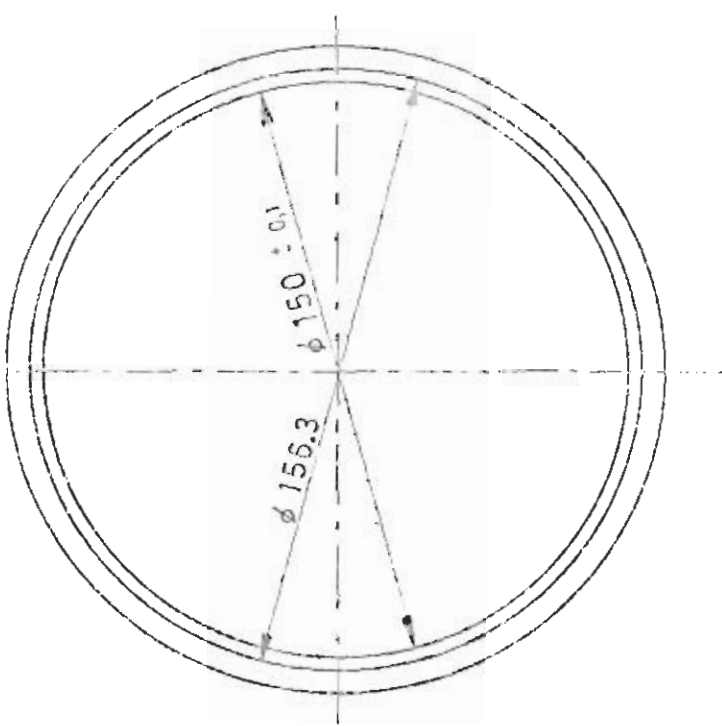
VISTA GENERAL DEL
CILINDRO

CH-00

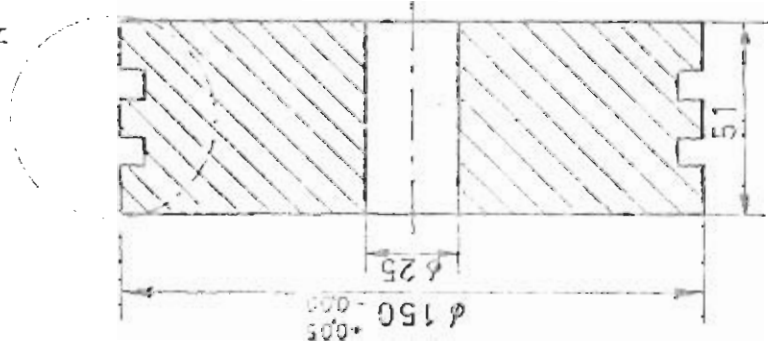
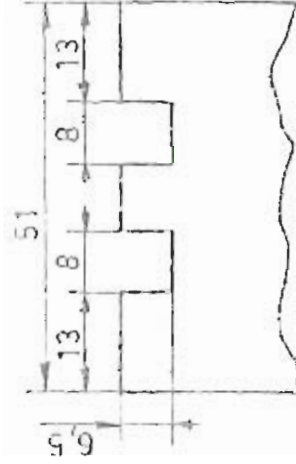


BIBLIOTECA

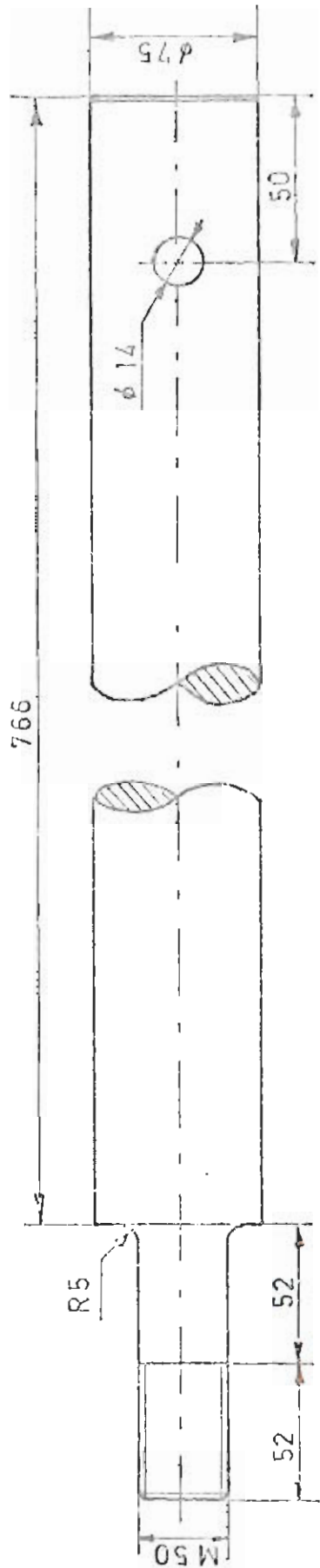
| | | |
|------------------------------|--------------|-------|
| FACULTAD DE ING. MECANICA | | CH-01 |
| BASE | | |
| E | | |
| 1:2 | | |
| FECHA | NOMBRE | |
| 01.05.89 | Luz, Cirre | |
| 02.05.89 | C. Cabezas | |
| 05.05.89 | Ing. Pelguez | |



DETALLE N



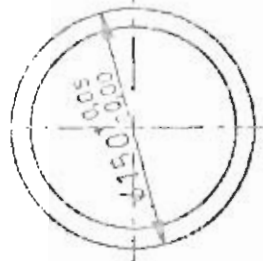
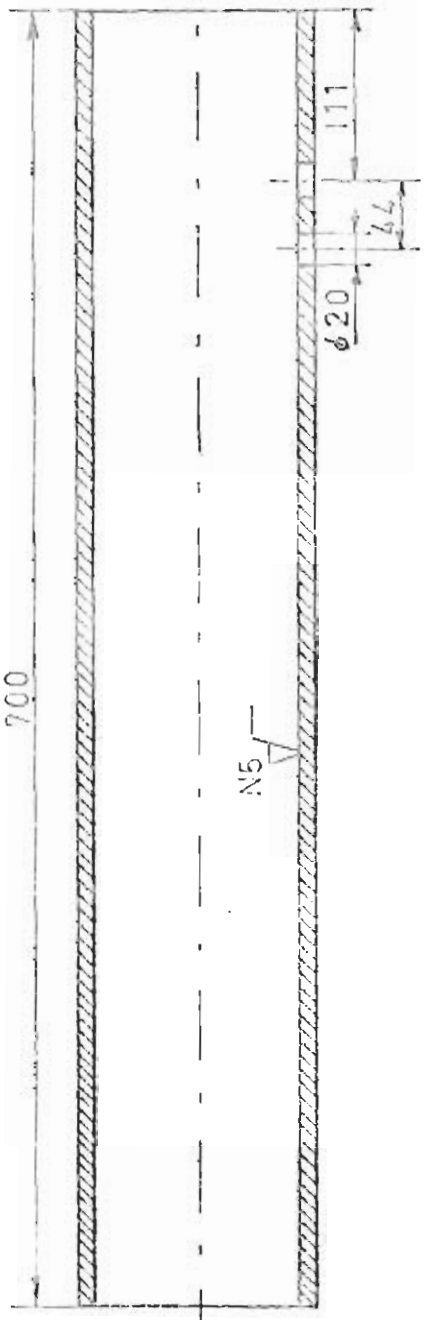
| | | | |
|------------|---------|------------------------------|-----------------------|
| FECHA: | NOMBRE: | FACULTAD DE ING. MECANICA | CH-03 |
| EDUCACION: | FECHA: | | |
| PROFESOR: | FECHA: | | |
| CONTENIDO: | FECHA: | | |
| E | 1:2 | PISTON | MATERIAL: SAE 1120 |



| | | | |
|---------|--|------------------------------|--|
| FECHA | | NOMBRE | |
| 16.5.89 | | Izaguirre | |
| REVISOR | | C. Cabezas | |
| COMPR | | 18.5.89 | |
| E | | VASTAGO | |
| 1:2 | | FACULTAD DE ING. MECANICA | |
| | | ESPOL | |
| | | CH - 05 | |
| | | MATERIAL | |
| | | SAE 1020 | |



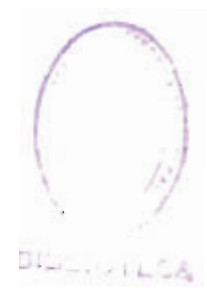
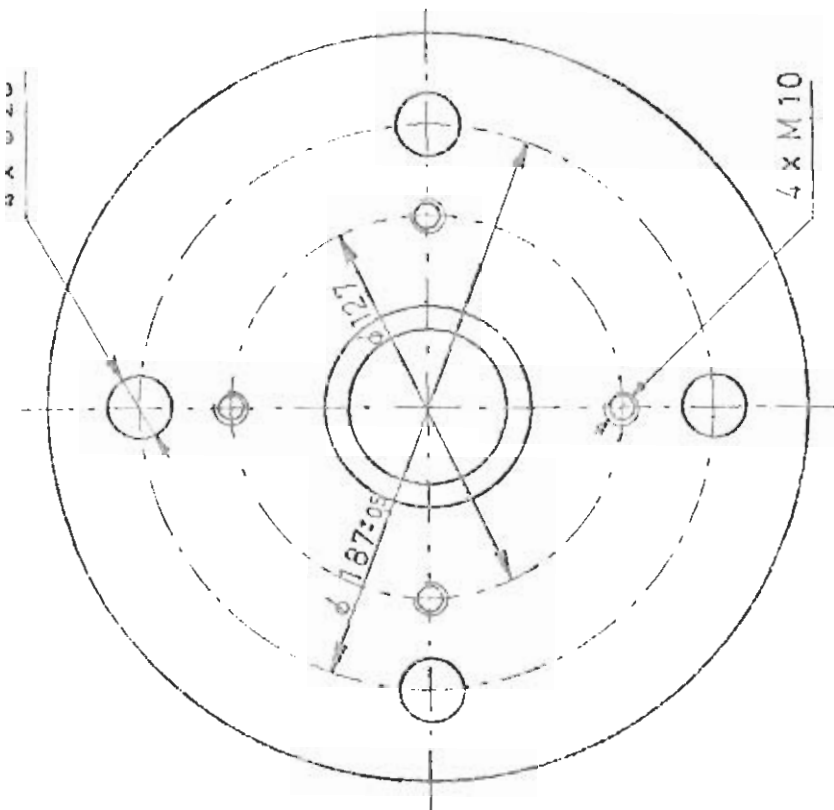
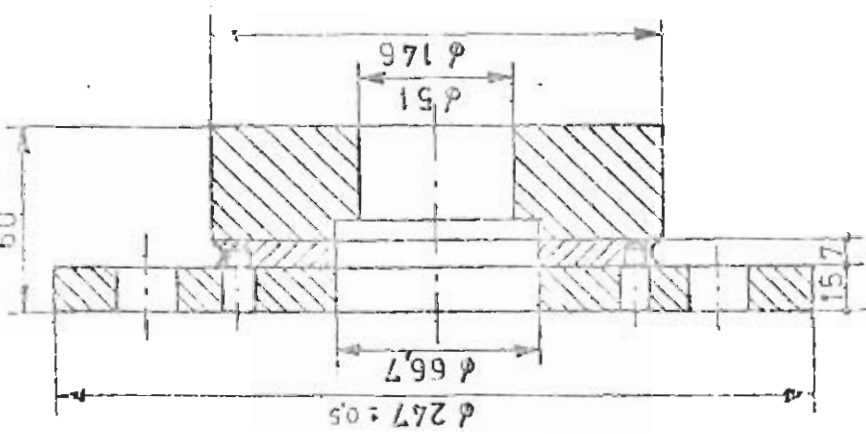
700



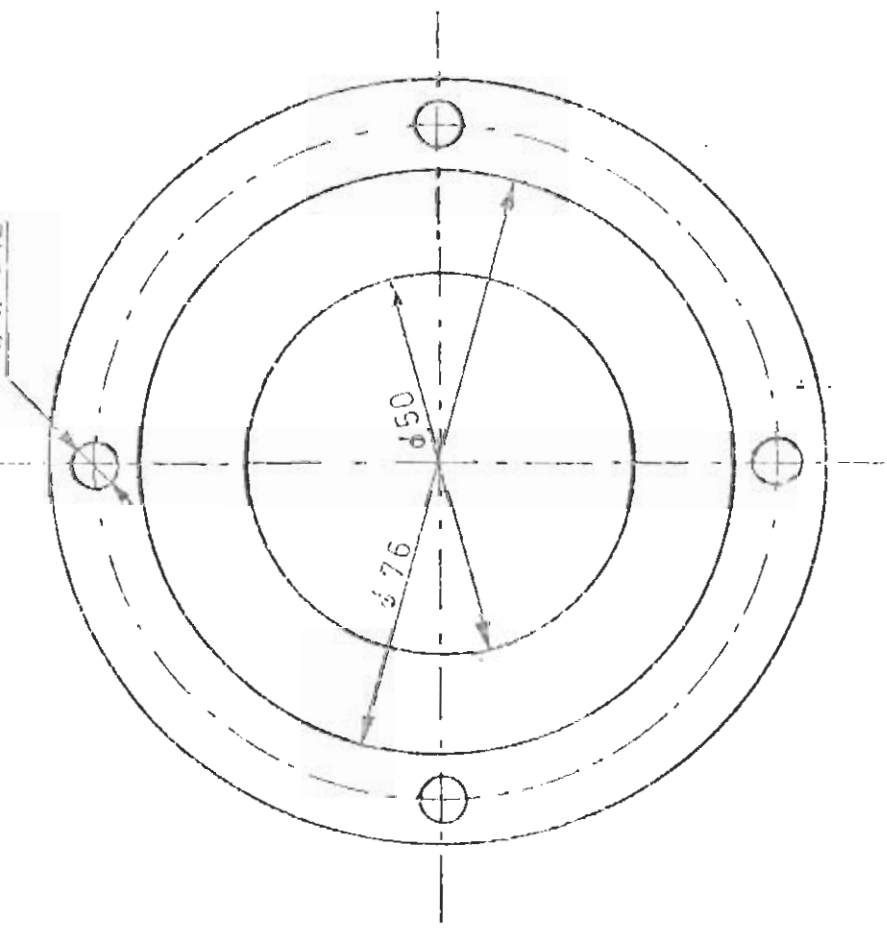
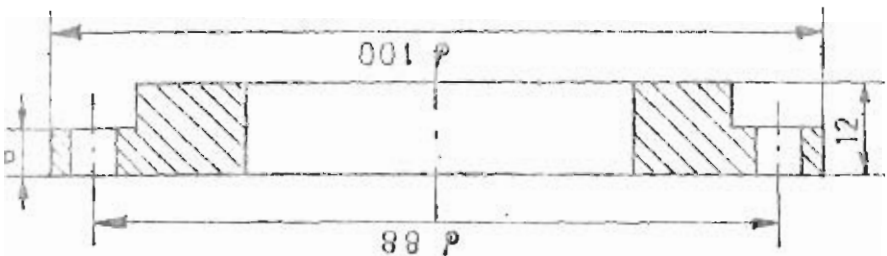
NOTAS:

1. MATERIAL: TUBERIA PARA ALTA PRESION SCH 80 & 152 (ASTM A53 B B)
2. ACABADO INTERIOR: PULIDO BRILLANTE, RUGOSIDAD 40-80 RMS

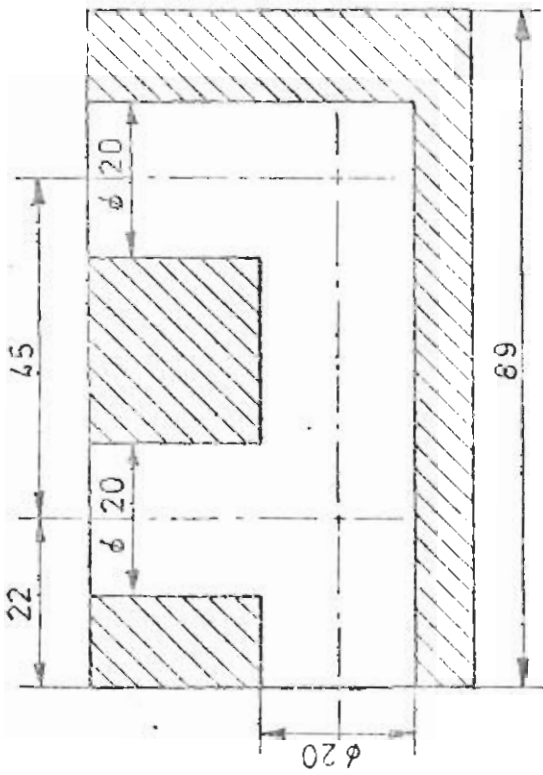
| | | | | | |
|-----------------------------|--|--------|--|------------|--|
| LIBRO | | 195,88 | | Traguirre | |
| REVISO | | 175,88 | | C. Cabezas | |
| COMPR | | 185,88 | | | |
| E | | 1:5 | | CAMISA | |
| FACULTAD DE ING MECANICA | | | | ESPOL | |
| | | | | CH-06 | |



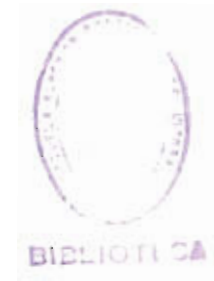
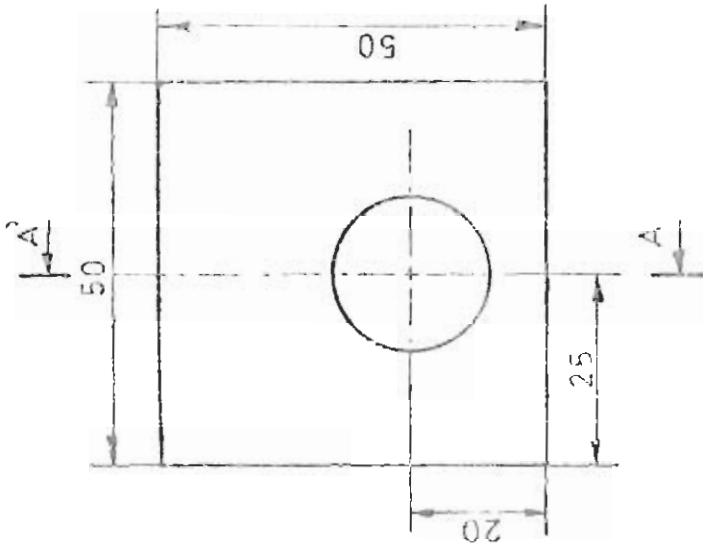
| | | | |
|------------------------------|------------------|-----------------------|--|
| FACULTAD DE ING. MECANICA | | ESPOL | |
| E | | CH-07 | |
| 1:2.5 | | CABEZOTE | |
| FECHA: 15.05.88 | NOMBRE: Zaqueire | MATERIAL: SAE 1020 | |
| REVISO: 12.5.88 | C. Cabezas | | |
| COM. P.R.: 15.5.88 | Ing. Helguera | | |



| | | | |
|------------------------------|---------|--------------|--|
| FECHA | | NOMBRE | |
| 01.0.00 | 10.5.89 | J. Leonarte | |
| REVISO | 12.5.89 | C. Cabezas | |
| CCMPR. | 15.6.89 | Ing. Helveto | |
| E | | 1:1 | |
| FACULTAD DE ING. MECANICA | | PRENSAESTOPA | |
| | | CH-09 | |
| | | MATERIA | |
| | | 5-AE 1020 | |

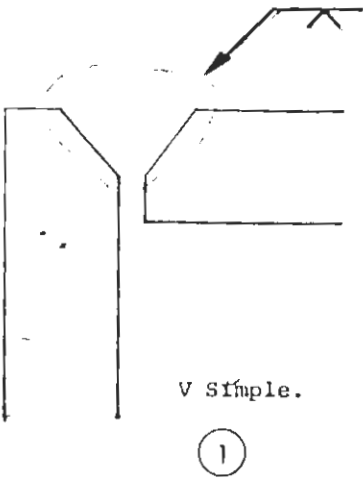


CORTE A-A'



| | | | |
|---|--|------------------------------|-----------------------|
| FECHA: 15/08/2015 NOMBRE: J. Requena CARRERA: Mecánica CATEDRA: Mecánica | | FACULTAD DE ING. MECANICA | CH-13 |
| E 1:1 | | | |
| FIN DE CARRERA | | | MATERIAL: SAE 1020 |

APENDICE D

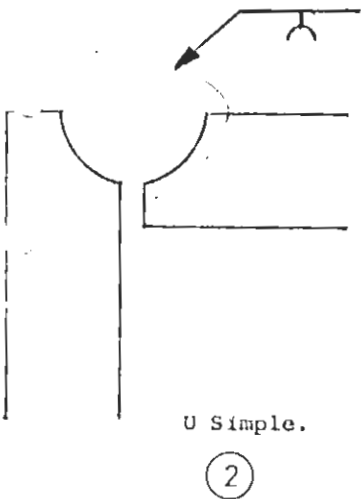


VENTAJAS

- 1.- Preparación no costosa.
- 2.- Electrodo fácil de aplicar.

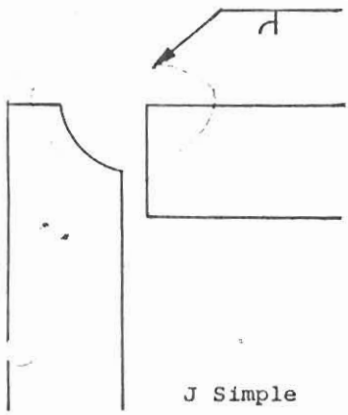
DESVENTAJAS

- 1.- Penetración parcial
- 2.- Usado con mejores resultados en espesores mayores de 1/2".



- 1.- Buena penetración
- 2.- Electrodo fácil de aplicar.
- 3.- Si es efectiva con los espesores de material que estamos empleando.

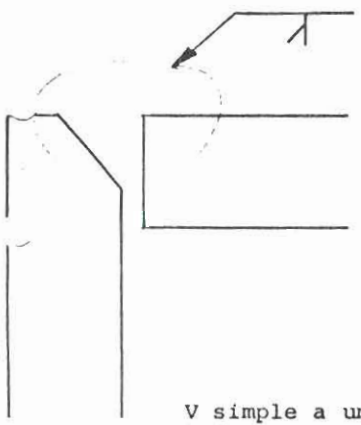
- 1.- Preparación costosa.
- 2.- No recomendable para 1/4"



J Simple

3

- 1.- Buena penetración
- 2.- Electrodo fácil de aplicar.
- 3.- Preparación menos costa que # 2.



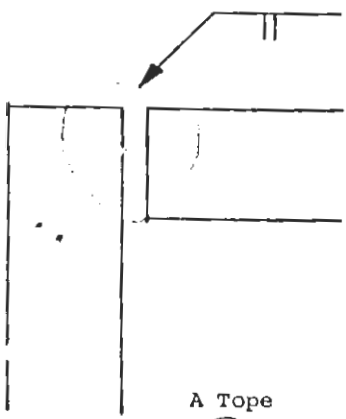
V simple a un lado.

4

- 1.- Preparación no costosa.

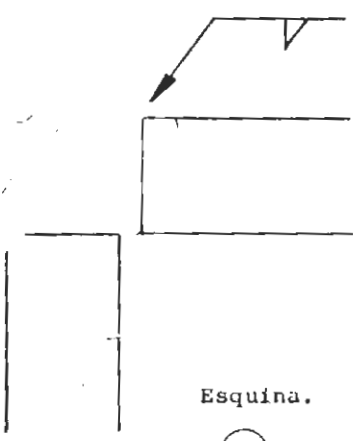
- 1.- Penetración parcial.

- 2.- Electrodo no siempre llega hasta la raíz.



A Tope
5

- | | |
|-------------------------------------|---|
| 1.- No hay preparación | 1.- Penetración parcial. |
| 2.- Rápida, por lo tanto económica. | 2.- Se usa cuando no importa la apariencia. |

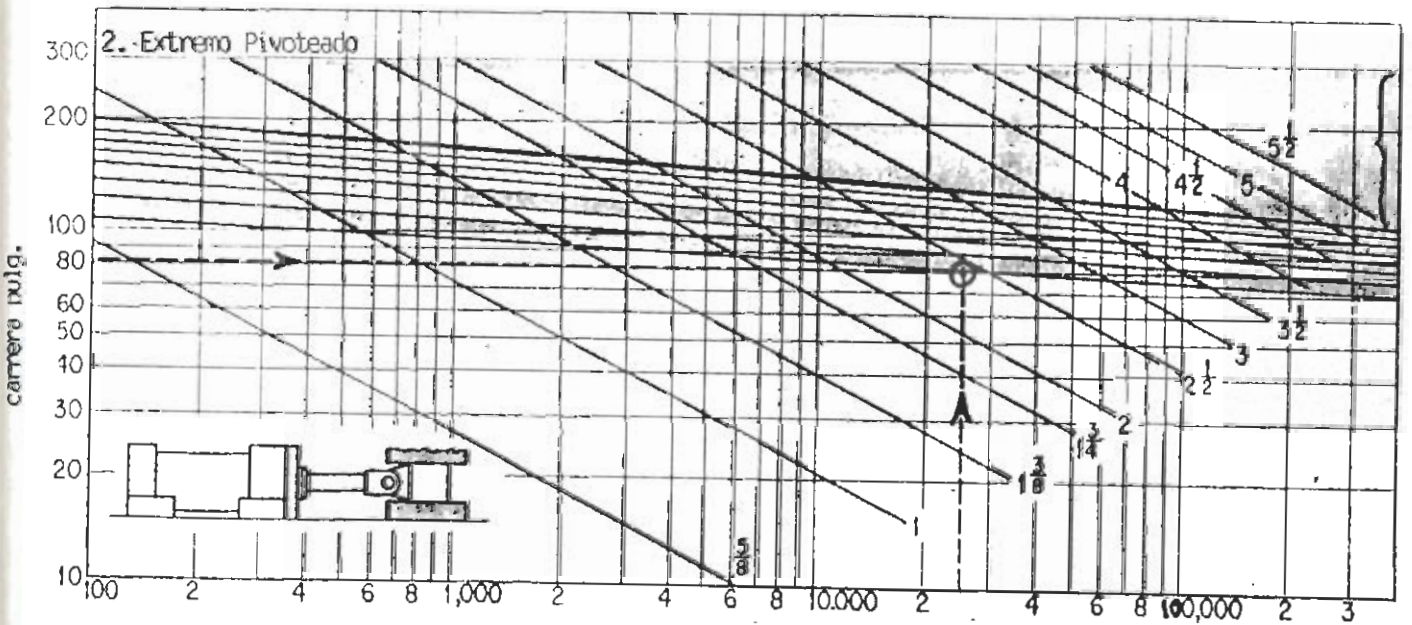
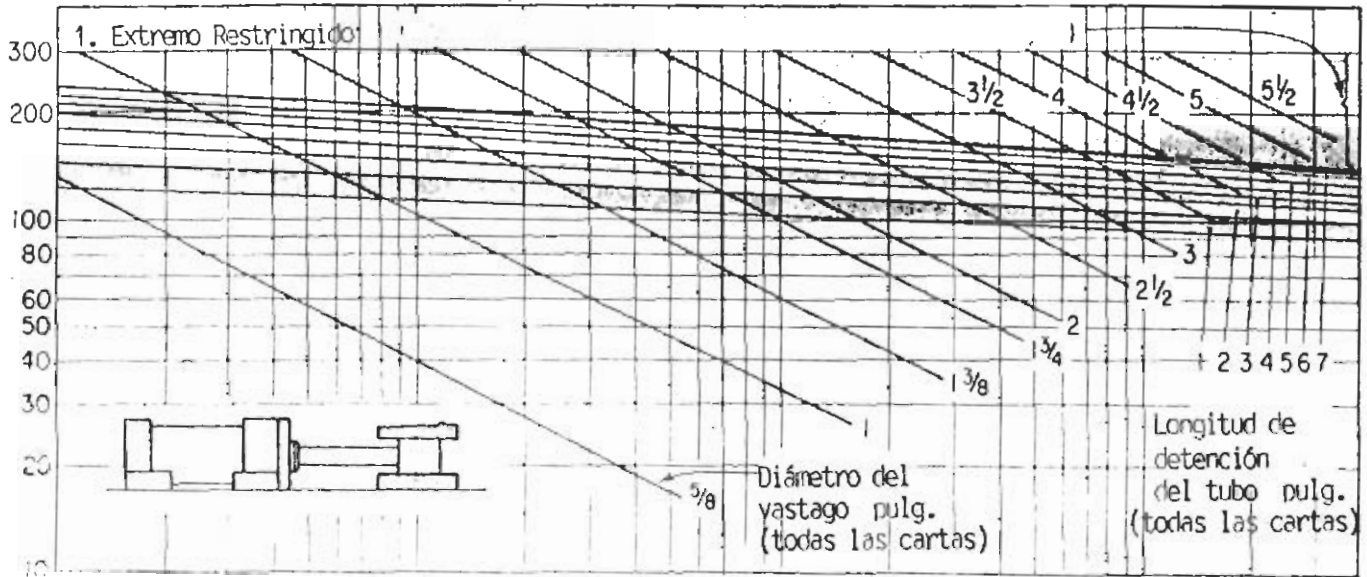


Esquina.
6

- | | |
|--------------------------------|----------------------|
| 1.- No hay preparación | 1.- Apariencia pobre |
| 2.- Económica. | |
| 3.- Mejor penetración que # 5. | |

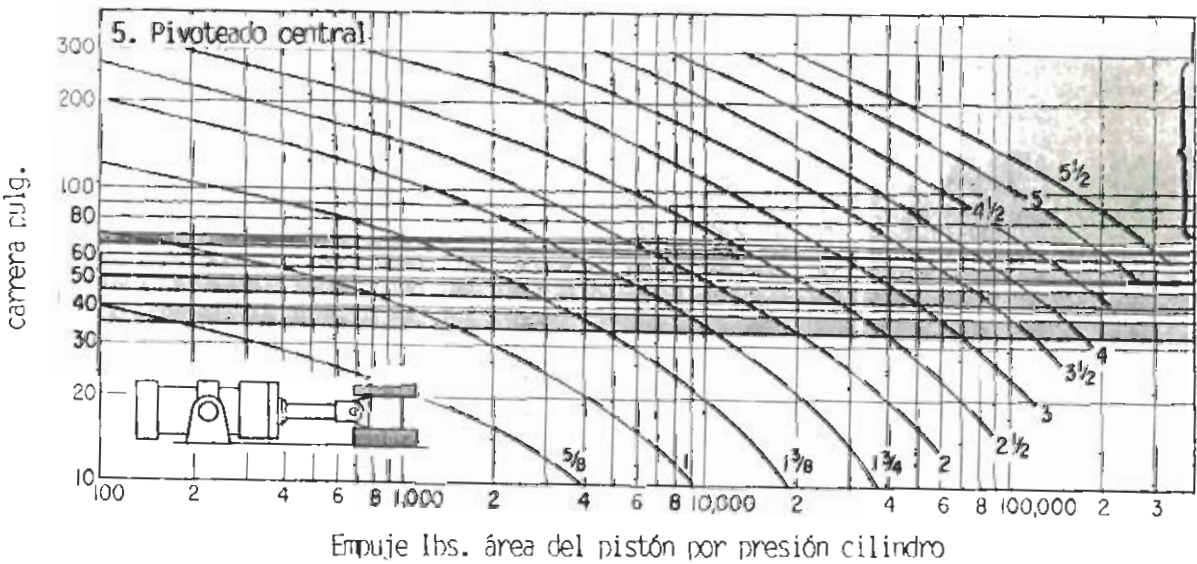
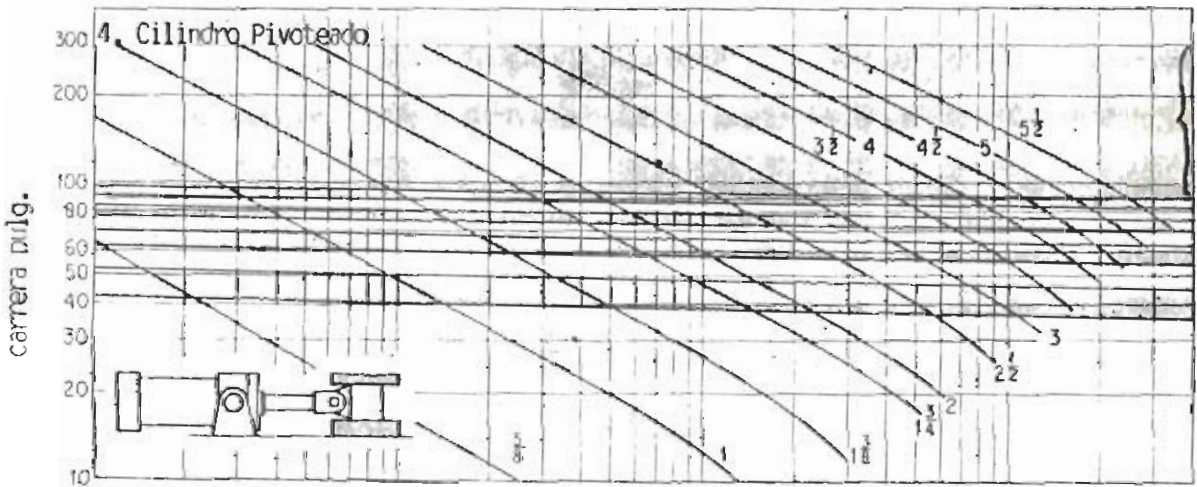
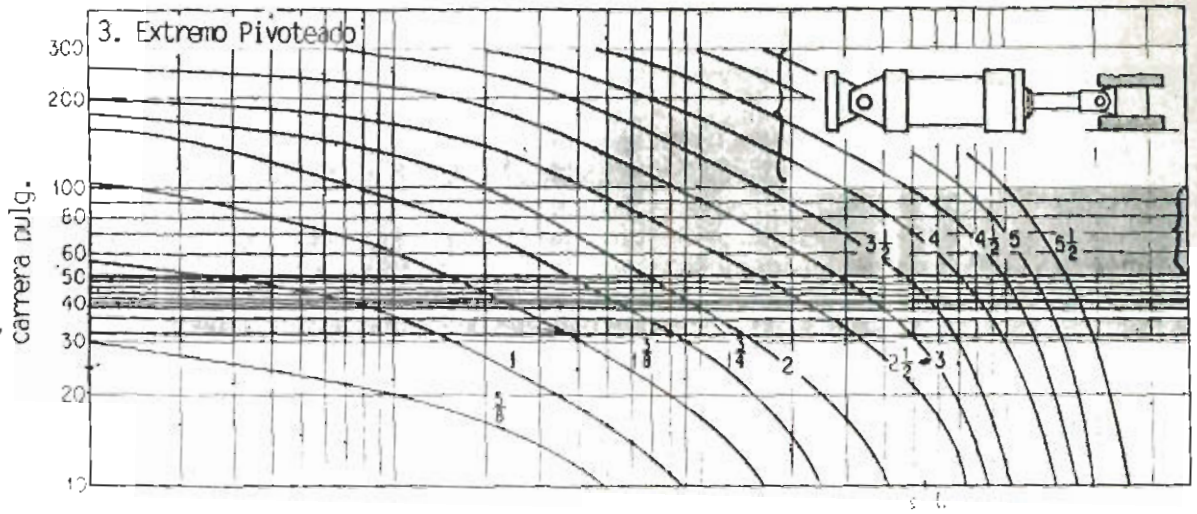


DIAMETROS SEGUROS PARA VASTAGOS EN FUNCION DE LA CARRERA Y DE LA FUERZA DE EMPUJE



Empuje lbs. área del pistón por presión cilindro

Carras de cilindros pivoteados



Empuje lbs. área del pistón por presión cilindro

BIBLIOGRAFIA

1. ARANCEL GENERAL DE ADUANAS, Posición 84.22.02.00,
(NARANDINA 84.22.02.00)
2. DECISION 57, ANEXO 3, COMISION DEL ACUERDO DE
CARTAGENA
3. DOUGHTIE & VALLANCE: DESIGN OF MACHINE MEMBERS.
McGraw-Hill, Book Co., 1964
4. ELECTRODOS POSIBLES PARA PROCESOS DE SOLDADURA
MIG
5. FERDINAND P. BEER Y E. RUSSEL JOHNSTON,
Jr., MECANICA DE MATERIALES, McGraw-Hill Book
Co., 1977
6. FUCH, P.C. POTENCIA FLUIDA Y SUS SISTEMAS DE
CONTROL. Compañia Editorial Continental
S.A., 1968
7. INTRODUCCION A LA HIDRAULICA, Edición 1986
ESPOL.
8. MANUAL DE SOLDADURA MIG, Editado por el CENTRO
TECNOLOGICO DE SOLDADURA, Bogotá, 1978
9. METAL HANDBOOK 9th. Edition, Vol.1, 1979 (ASM
Committee)
10. NEALE, N.J: TRIBOLOGY HANDBOOK. Newnes-
Butterworths, 1973
11. PESOS DE MATERIALES VARIOS, LEMENTO NACIONAL
12. YEAPLE, F: HYDRAULIC AND PNEUMATIC POWER AND
CONTROL

FE DE ERRATAS

- INTRODUCCION, 2do. párrafo. Donde dice "GASTOS" debe decir "GATOS"
- IBID., 2do. párrafo. Donde dice "(2)" debe decir "(1)" y donde dice "(1)" debe decir "(2)".
- NUMERAL 2.1.1, 1er párrafo. Donde dice "de mencionar" debe decir "dimensionar".
- IBID., título EQUILIBRIO ESTÁTICO, párrafo 2. Donde dice "a penas" debe decir "apenas".
- NUMERAL 2.1.2. título LIMITACION DE FRESION Y RESISTENCIA. Donde dice "(4)" debe decir "(6)".
- IBID., título LIMITACION DE DIMENSIONES. Donde dice "Ref.6" debe decir "Ref.5".
- Primer párrafo después de la tabla I, donde dice "Ref.4" debe decir "Ref.9".
- Figura 12: La dimensión L debe llegar hasta el extremo derecho del vástago.
- NUMERAL 2.1.3. Después de K_1 debe ir indicado el valor de K_2 que es:
- $$K_2 = Lv(F/Ev)^{1/2}$$
- IBID., literal b). Donde dice "asi" debe decir "casi".
- NUMERAL 2.1.6. DISEÑO DEL CABEZOTE, título: Material y dimensiones. Donde dice "...guía metal..." debe decir "...guía metal-metal..."
- NUMERAL 2.1.8. UNION CILINDRO-BASTIDOR. Donde dice "sldado" debe decir "soldado".
- NUMERAL 2.3. VERIFICACION DE LAS MEDIDAS DEL SISTEMA DE BRAZOS, penúltima línea, donde dice "fig.21" debe decir "fig20".
- NUMERAL 2.4.2. TUBERIAS, 2do párrafo. Donde dice "Ref.11" debe decir "Ref.7".
- NUMERAL 2.4.4. TANQUE, último párrafo, penúltima línea. Donde dice "igual l de la" debe decir "igual a: de la".
- NUMERAL 3.5. SELECCION DE ELECTRODOS. Donde dice "(Ref.9)" debe decir "(Ref.4)"
- NUMERAL 3.6. SELECCION DE PARAMETROS DE SOLDADURA: Amperaje y voltaje. Donde dice "Ref.10" debe decir "Ref.8"