

T
621.26
E74

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



D-4544

DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA MATRICERIA

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

presentada por

SIXTO ESCALANTE CHALEN

GUAYAQUIL-ECUADOR

1982

Revisión

A G R A D E C I M I E N T O

A los Ingenieros
EDMUNDO VILLACIS M. y
MARCELO ESPINOSA L.,
Directores de Tesis, por su
ayuda oportuna y decidida
colaboración para la reali-
zación de este trabajo.

DEDICATORIA

A mi Madre, en homenaje póstumo,
por su constancia y perseverancia,
y a mi Padre, en el octogésimo
año de su vida ejemplar y serena.



.....
Ing. Marcelo Espinosa Luna
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).


SIXTO ESCALENTE CHALEN

RESUMEN

En esta tesis, para el diseño de la prensa hidráulica de matricería se han deducido las fórmulas necesarias para obtener los momentos de inercia de cada uno de los miembros del cuerpo estructural en la prensa, así como los momentos flectores y esfuerzos a que está sometido. El criterio de rigidez fue usado para el diseño de la prensa. Esto hace que las variables independientes sean las deformaciones unitarias y que las demás variables sean funciones de éstas. Se analiza, también, los rangos de variación de los momentos de inercia en sus respectivos gráficos, estableciéndose, en esta forma, el rango apropiado y dentro de éste la condición óptima.

El cilindro hidráulico y el vástago han sido diseñados considerándolos como cilindros de paredes gruesas sometidos a presión interna y externa, respectivamente. El diseño del circuito hidráulico y su sistema de control se lo realizó considerando las funciones principales que éste debe realizar tales como: Ejecutar su carrera de trabajo y detenerse en cualquier punto de su carrera, sin peligro de caerse o detenerse en una emergencia dada, etc.

La selección de las bombas y las cañerías se hizo tomando como base para el cálculo las velocidades del vástago y del flujo de aceite, res-

pectivamente. La cimentación de concreto fue diseñada para que soporte el peso de la prensa y su carga de trabajo; así como para evitar el asentamiento y el volteo del conjunto prensa-cimentación. x

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
INDICE DE FIGURAS.....	IV
INDICE DE TABLAS.....	VI
SIMBOLOGIA.....	VII
I INTRODUCCION.....	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Estampado.....	2
1.3 Prensas, Diversos Tipos.....	5
II ANALISIS MATEMATICO.....	10
2.1 Fórmulas de Diseño por Resistencia.....	10
2.2 Fórmulas de Diseño por Rigidez.....	19
III DISEÑO DE LA PRENSA.....	37
3.1 Diseño Estructural del Cuerpo de la Prensa.....	38
3.2 Diseño de las Uniones Soldadas.....	49
3.3 Diseño del Cilindro Hidráulico y sus componentes impor- tantes.....	62
3.4 Diseño del Circuito Hidráulico.....	75

IV	ANALISIS SELECTIVO DE EQUIPO COMPLEMENTARIO.....	81
	4.1 Bomba Hidráulica.....	81
	4.2 Cañería y sus Accesorios.....	89
	4.3 Sistema de Control.....	100
V	DISEÑO DE LA CIMENTACION.....	113
	5.1 Análisis de las Cargas Estáticas y Dinámicas.....	113
	5.2 Cimentación de Concreto.....	114
VI	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	138
	BIBLIOGRAFIA.....	140

IV

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1	Cuerpo de la Prensa - Dimensiones Generales.....	12
2A	Diagrama de Deformaciones del Marco de la Prensa.....	13
2B	Diagrama del Cuerpo Libre del Marco Rígido.....	14
3	Diagrama de Momentos Flectores.....	15
4	Variación de I_1 e I_2 en función de ϵ_1 , manteniendo ϵ_2 constante.....	26
5	Variación de I_1 e I_2 en función de ϵ_2 , manteniendo ϵ_1 constante.....	27
6	Efecto de una carga lateral sobre un Marco Rígido.....	32
7	Dimensiones de la Estructura de la Prensa.....	45
8	Curva del Costo Relativo de Soldadura por Resistencia comple- ta de la Placa.....	51
9	Valores de K_1 para diferentes condiciones de Esfuerzos Máxi- mos y Mínimos.....	58
10A	Conjunto del Cilindro Hidráulico y el Vástago.....	70
10B	Detalle del Prensa Estopa.....	71
11	Circuitos Hidráulicos.....	76
12	Circuito Hidráulico de la Prensa.....	80
13	Bomba de Engranajes.....	83

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
14	Bomba de Pistones Radiales.....	87
15	Circuito Eléctrico de Control de la Prensa.....	106
16	Circuito Hidráulico de Control de la Prensa.....	108
17	Distribución Triangular de la reacción del Suelo.....	116
18	Ubicación de la Sección Crítica para el Momento Flector en la Cimentación de Concreto.....	122
19	Ubicación de la Sección Crítica para el Esfuerzo de Corte en la Cimentación de Concreto.....	125
20	Cimentación de Concreto.....	134
21	Reacción de la Cimentación de Concreto y Tensión de los Per- nos de Anclaje.....	135

VI

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1	Fuerza Resistente Permisible de la Soldadura.....	54
2	Propiedades de la Soldadura,considerada como una línea.....	56
3	Esfuerzos Permisibles de la Soldadura (2).....	57
4	Tamaño Máximo de la Soldadura, considerando la plancha más delgadas (2).....	60
5	Tamaño Mínimo de la Soldadura, considerando la plancha más gruesa (2).....	61
6	Velocidades Tentativas de Embutición.....	65
7	Velocidades de Flujo recomendadas para Cañerías y Válvulas... 91	
8	Dimensiones de Cañerías, Cédula 40.....	92
9	Dimensiones de Cañerías, Cédula 160.....	93
10	Constantes comúnmente usadas para tres grados diferentes de concreto.....	124
11	Esfuerzos Permisibles del Concreto.....	128
12	Peso, Areas y Perímetro de Varillas de Acero Corrugado.....	131
13	Dimensiones Generales de los Pernos.....	137

VII

S I M B O L O G I A

- A = Area de la Sección Transversal, en pulg²
- A₁ = Area de la Sección Transversal del Miembro Vertical, en pulg²
- A₂ = Area de la Sección Transversal, No Metálica, del Cilindro Hidráulico, de las Válvulas y de las Cañerías, en pulg²
- A₃ = Area de la Sección Transversal, Metálica, del Vástago, en pulg²
- A₄ = Area de la Sección Transversal de los pistones de la Bomba, en pulg²
- A₅ = Area Inferior de la Cimentación, en contacto con el suelo, en pulg²
- A₆ = Area de la Sección Transversal de los Pernos de Anclaje, en pulg²
- A_a = Area de la Sección Transversal total del acero que refuerza el concreto, en pulg²
- A_c = Area de la Sección Transversal del Concreto sobre el Centro Gravedad del Area del Acero, en pulg² $A_c = b_3 \times d_2$
- A_w = Longitud de la Soldadura, Considerada como una línea, en pulg²
- B = Longitud de los Miembros Horizontales del marco de la Prensa, tomada entre líneas de centro, en pulg.
- D = Longitud de los Miembros Verticales del Marco de la Prensa, tomada entre líneas de centro, en pulg.
- E = Módulo de Elasticidad del Acero: 30×10^6 lbs/pulg²
- E_c = Módulo de Elasticidad del Concreto, en lbs/pulg²

F_i = Fuerza de Impacto del Vastago del Cilindro Hidráulico contra la Lámina Metálica, en lbs.

HP = Potencia, en HP

I = Momento de Inercia del Area de la Sección Transversal de una viga, en pulg⁴

I_1 = Momento de Inercia del Area de la Sección Transversal de los Miembros Horizontales, en pulg⁴

I_{11} = Momento de Inercia de las Planchas Gruesas que forman los Miembros Horizontales, en pulg⁴

I_{12} = Momento de Inercia de las Planchas Delgadas que forman los Miembros Horizontales, en pulg⁴

I_2 = Momento de Inercia de la Sección Transversal de los Miembros Verticales, en pulg⁴

I_3 = Momento de Inercia del Miembro Horizontal inferior de una Marco Rígido, igual a I_2 , en pulg⁴

K = Sustituye a la expresión $\frac{BI_2}{BI_2 + DI_1}$ para facilitar las operaciones, sin dimensiones.

Radio de giro del Area Transversal, en pulg.

Factor de la expresión del Momento Flector de una Viga de Concreto, en lbs/pulg²

K_1 = Razón de los esfuerzos mínimos y máximos, sin dimensión.

L = Longitud de una viga entre dos apoyos contiguos, en pulg.
Longitud del Vastago del Cilindro Hidráulico, en pulg.

M = Momento Flector de una Viga, en lbs-pulg.

- M_1 = Momento Flector en la unión de los Miembros Horizontales y Verticales, en lbs-pulg.
- M_{11} = Momento Flector en los Vértices de un Marco Rígido sometido a carga lateral, en lbs-pulg.
- M'_1 = Momento Flector del Vértice A es igual a M_1 , en lbs-pulg.
- M_2 = Momento Flector en el Centro del Miembro Horizontal, en lbs-pulg.
- M_3 = Momento Flector en el Punto de Inflexión, en lbs-pulg. $M_3 = 0$
- M_F = Momento Flector de la Cimentación de concreto, en lbs-pulg.
- M_X = Momento Flector en el Punto X, en lbs-pulg.
- N = Número de Planchas que forman los Miembros Horizontales.
- Número de Revoluciones por minuto a que gira la bomba
- P = Capacidad de la Prensa, en TN. Carga Aplicada, en lbs.
- P_1 = Carga lateral imaginaria, en lbs.
- P_T = Carga total transmitida al suelo, en lbs.
- Q = Flujo Hidráulico, en Gal/min.
- Q_0 = Desplazamiento geométrico de la bomba, en pulg³/seg.
- R = Sustituye a la expresión $\frac{PB^2}{192E}$ para facilitar las operaciones
- R_1 = Radio de la curvatura de la parte central del Casquete del Cilindro Hidráulico, en pulg.
- R_2 = Radio de curvatura de la parte lateral del casquete del cilindro hidráulico, en pulg.
- R_C = Resultante de la reacción de la cimentación de concreto.
- R_T = Resultante de la reacción del suelo, en lbs.
- R_U = Reacción unitaria del suelo, en lbs/pulg²

- R_{UM} = Reacción unitaria máxima del Suelo, en lbs/pulg²
- S_w = Módulo de la sección de soldadura, considerada como una línea, en pulg², según la Tabla N° 2.
- T = Tensión a que están sometidos los pernos de anclaje en un situación de volteo, en lbs.
- V = Fuerza de corte, en lbs.
- V_1 = Velocidad del vástago, en pulg/min.
Velocidad del Fluido en las Cañerías, en Ft/seg.
- V_2 = Velocidad de caída libre de un cuerpo, en pulg/seg.
- Z = Ubicación del punto de inflexión del Miembro Horizontal desde el extremo, en pulg.
- a = Radio exterior del cilindro hidráulico y del vástago, en pulg.
- b = Ancho de la configuración de la soldadura, considerada como una línea, en pulg .
- b_1 = Altura de la Sección Transversal del Miembro Vertical, en pulg.
- b_2 = Radio interior del Cilindro Hidráulico y del Vástago, en pulg.
- b_3 = Ancho de la cimentación de concreto, en pulg.
- c = Constante. Distancia desde la sección crítica para el Momento Flector al Extremo de la Base, en pulg.
- c_1 = Distancia de la fibra más extrema al eje neutro de la Sección Transversal de los Miembros Horizontales, en pulg.
- c_2 = Distancia de la fibra más extrema al eje neutro de la Sección Transversal de los Miembros Verticales, en pulg.
- d = Altura de la configuración de la soldadura, considerada como una línea, en pulg.

- d_1 = Ancho de la Sección Transversal del Miembro Vertical, en pulg.
 d_2 = Profundidad efectiva de la Cimentación, en pulg.
 d_3 = Profundidad total de la Cimentación, en pulg.
 d_i = Diámetro de Paso o Diámetro primitivo del engranaje, en pulg.
 d_o = Diámetro exterior del engranaje de la bomba, en pulg.
 e = Excentricidad entre el Rotor y el Cilindro de la Bomba de Pistones, en pulg.
 f_c = Esfuerzo permisible del concreto a la tensión, en lbs/pulg²
 f'_c = Resistencia última del Concreto a la compresión, en lbs/pulg²
 f_f = Fuerza resistente de la Soldadura, originada por un Momento Flector, en lbs/pulg.
 f_p = Fuerza resistente permisible de la Soldadura, en lbs/pulg.
 f_r = Fuerza resistente de la Soldadura, resultante de la suma vectorial de f_f y f_v , en lbs/pulg.
 f_v = Fuerza resistente de la Soldadura, originada por una fuerza de corte, en lbs/pulg.
 g = Aceleración de la Gravedad $g = 386,4$ pulg/seg²
 h = Coordenada en el eje de las X del centro de la hipérbola.
 Altura de las Planchas que forman los miembros horizontales, en pulg.
 h_1 = Altura de caída libre de un cuerpo de peso P , en pulg.
 k = Coordenada en el eje de las y del centro de la hipérbola.
 n = Número de pistones que tiene la bomba.
 Relación del módulo de elasticidad del acero al módulo de elasticidad del concreto $n = \frac{E}{E_c}$

- p = Relación del Area del Acero al Area de Concreto que está sobre el Centro de Gravedad del Acero, sin dimensión.
- p_o = Presión interna en lbs/pulg²
- t = Espesor de las Planchas que forman los Miembros Verticales y Horizontales, en pulg.
- x = Coordenada Cartesiana
- y = Coordenada Cartesiana
- ω = Tamaño de la Soldadura, en pulg.
 Ancho del Diente del Engranaje de la Bomba, en pulg.
- Δ_L = Deflexión en el centro de una viga simplemente apoyada, en pulg.
- Δ_1 = Deflexión en el centro de los Miembros Horizontales, en pulg.
- Δ_2 = Deflexión en el centro de los Miembros Verticales, en pulg.
- Δ_i = Deflexión causada por fuerza de impacto, en pulg.
- Δ_{ST} = Deflexión estática causada por una fuerza de igual valor que la de impacto pero aplicada lentamente, en pulg.
- Δ_{23} = Deflexión del Miembro $A_2 - A_3$, igual a Δ_1 , en pulg.
- Δ_{23}' = Deflexión del Miembro $A_2 - A_3$ bajo la acción de la carga P , considerando dicho miembro como simplemente apoyado, en pulg.
- Δ_{23}'' = Deflexión del miembro $A_2 - A_3$ bajo la acción de los Momentos Flectores M_1 y M_1' , considerando dicho miembro como simplemente apoyado, en pulg.
- ϵ = Deflexión unitaria $\epsilon = \Delta/L$
- ϵ_1 = Deflexión unitaria de los Miembros Horizontales $\epsilon_1 = \Delta_1/B$
- ϵ_2 = Deflexión unitaria de los Miembros Verticales $\epsilon_2 = \Delta_2/D$
- σ = Esfuerzo de tensión o compresión por flexión, en lbs/pulg²

- σ_1 = Esfuerzo de tensión o compresión por flexión de los Miembros Horizontales, en lbs/pulg²
- σ_2 = Esfuerzo total de tensión en los Miembros Verticales, en lbs/pulg²
- σ_{21} = Esfuerzo de Tensión o Compresión por Flexión de los Miembros Verticales, en lbs/pulg²
- σ_{22} = Esfuerzo de Tensión axial de los Miembros Verticales, en lbs/pulg²
- σ_r = Esfuerzo de Tensión o Compresión, Radial, en lbs/pulg²
- σ_s = Esfuerzo permisible de Compresión del Suelo, en lbs/pulg²
- σ_t = Esfuerzo de Tensión, Tangencial, en lbs/pulg²
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del acero, en lbs/pulg²
- τ = Esfuerzo de corte, en lbs/pulg²
- ϕ = Angulo de Rotación de un Miembro Elástico al ser sometido a la acción de cargas extremas, en Rad.
- ϕ_3 = Angulo total de rotación del vértice A₃ e igual a la suma de ϕ_3' y ϕ_3'' , en Rad.
- ϕ_3' = Angulo de Rotación del Vértice A₃ bajo la acción de la carga P, considerando el miembro A₂ - A₃ como simplemente apoyado, en Rad.
- ϕ_3'' = Angulo de Rotación del Vértice A₃ bajo la acción de los Momentos Flectores M₁ y M₁, considerando el Miembro A₂ - A₃ como simplemente apoyado, en Rad.

C A P I T U L O I
I N T R O D U C C I O N

1.1 GENERALIDADES

La Industria Metal-mecánica tiene como una de sus ramas principales la matricería, cuya característica más importante es la producción en serie de objetos o piezas que tienen una forma determinada, a partir de una lámina metálica plana. En los últimos años se han incrementado las aplicaciones del estampado de la chapa en todos los sectores industriales, desde las construcciones más pequeñas hasta las más grandes. La chapa estampada se usa para la construcción de carrocería de vehículos, piezas de aviones, bicicletas, motocicletas, artículos para el hogar, artículos para oficinas, piezas de motores, etc., etc.

El elemento de chapa estampada substituye, en muchos casos, a la fundición con la ventaja de tener mayor resistencia mecánica y menor peso, además reduce la soldadura y tornillería porque en lugar de muchas piezas unidas se construye una sólo o por lo menos se disminuye el número de piezas.

Otra característica importante del estampado de la chapa es que se puede producir un gran número de elementos iguales entre sí y

perfectos en menor tiempo y a menor costo.

El estampado de la chapa se lo realiza en máquinas especiales llamadas prensas a través de moldes especiales también llamados matrices del cual se deriva el nombre de matricería, con el que se conoce también el estampado de la chapa.

1.2 ESTAMPADO

Se define con el término ESTAMPADO a aquel conjunto de operaciones con las cuales, sin producir virutas, sometemos una lámina metálica plana, comunmente llamada chapa, a una o más transformaciones, con el fin de obtener una pieza que posea una forma geométrica propia, sea ésta plana o hueca. En otros términos, la chapa es sometida a una elaboración plástica. La realización práctica de estas operaciones se logra mediante dispositivos especiales llamados MATRICES o ESTAMPAS, de aquí el nombre de MATRICERIA, y aplicados, según sus fines, sobre máquinas denominadas corrientemente PRENSAS. Las piezas de forma geométrica complicada e irregular, pero que tienen la característica de estar constituidas de un material de espesor uniforme, pueden obtenerse mediante una sucesión de ESTAMPADOS. Las operaciones del ESTAMPADO de la chapa generalmente se dividen en:

- a) Cortar,
- b) Doblar y curvar;
- c) Embutir.

Para obtener una pieza acabada de chapa, a veces basta con recurrir a una sola de estas operaciones y, de un modo particular a la primera. Pero no siempre es posible alcanzar este objetivo con una sola fase de trabajo, porque frecuentemente y según los casos; se impone la necesidad de recurrir, por lo menos, a dos de las fases. Ejemplos:

- a) Cortar y doblar
- b) Cortar y embutir

Estos pares de fases pueden ser simplemente nominativos o aparentes, ya que cualquiera de ellos, según las necesidades técnicas requeridas, podrían sufrir una subdivisión ulterior en un determinado número de operaciones auxiliares y semejantes, para definir operación por operación. Este caso se da con frecuencia para las piezas huecas obtenidas mediante el procedimiento de embutir.

El ciclo del estampado que consiste en una sucesión ordenada de operaciones tecnológicas que transforman parte de una chapa plana en una pieza de forma definida, depende de diversos factores.

1. De la forma de la pieza a obtener
2. De sus dimensiones
3. De la calidad del material que constituye la chapa que se va a trabajar. x

En efecto:

1. La forma de la pieza a obtener impone, de un modo fundamental, un cierto número de operaciones directamente proporcional a la complejidad de la forma misma, en otros términos: cuanto más simple es una pieza hueca tanto más pequeño es el número de operaciones necesarias para obtenerla; para producir una simple cazoleta, por ejemplo, pueden ser suficientes dos operaciones: cortar el disco de chapa y embutirlo.
2. Las dimensiones de la pieza influyen igualmente sobre la determinación del número de operaciones necesarias; por ejemplo: para producir una cazoleta muy profunda en relación a su diámetro se necesita, además de la operación de cortar el disco de chapa, dos o más operaciones de embutir.
3. La calidad del material que constituye la chapa a trabajar influye también en el número de operaciones necesarias para obtener una pieza. En efecto: mientras que un disco de chapa muy plástica permite un embutido profundo, otro disco de chapa de igual diámetro y grueso que el anterior pero de calidad menos plástica, admite un embutido menos profundo. En otros términos: para obtener una misma pieza es necesario un mayor o menor número de operaciones en relación a la menor o mayor plasticidad del material empleado.

La selección de la máquina con la que debe efectuarse un determinado trabajo se hace de acuerdo a la forma y dimensiones de la pieza a producir. Para grandes dimensiones, lógicamente corresponderán grandes matrices, aunque es evidente que esto reportará un enorme gasto. Por lo cual siempre que sea posible, es conveniente realizar el trabajo de la máquina de movimiento rotativo continuo, donde se aplican simples rodillos en lugar de complicadas matrices, pero esto sólo es factible en ciertas operaciones como las de bordonar, ribetear, etc. Gran parte de las operaciones de cortar, doblar y embutir, se ejecutan con matrices montadas en máquinas llamadas Prensas.

1.3 PRENSAS, DIVERSOS TIPOS

Las Prensas son máquinas que generan un movimiento alternativo rectilíneo. Generalmente están constituidas de:

- Cuerpo
- Carro
- Bancada
- Accionamiento
- Mecanismos de Alimentación

El cuerpo o estructura de la Prensa soporta las otras partes y se une firmemente al piso o base de sustentación; su forma y tamaño varía de acuerdo al tipo, aplicación y capacidad.

El carro es el que tiene el movimiento alternativo rectilíneo y al cual se le sujeta el punzón o la placa porta-punzones de la matriz.

Las prensas de simple efecto funcionan con un carro sencillo, generalmente se emplean para casi todas las operaciones de corte, algunas de doblado, embutido sencillo y algunas operaciones combinadas de corte y embutido, realizadas con una sola estampa especial provista de mecanismos elásticos.

+ Prensas de doble efecto:

Muchas operaciones de estampado deben realizarse en dos acciones distintas y sucesivas, a saber: la acción de sujetar la pieza, seguida de la de embutido, teniendo presente que la primera fase de sujeción puede también estar precedida por una fase de corte, pero las dos primeras fases, corte y sujeción, se consideran siempre realizadas en una sola acción. Para satisfacer estas exigencias se construyen prensas especiales llamadas "prensas de doble efecto" o también "prensas de doble acción". Estas prensas tienen la característica de estar provistas de dos correderas, una de las cuales actúa dentro de la otra. Los movimientos de las dos correderas se producen retardados, uno respecto del otro; el orden de los movimientos respectivos, considerados desde el punto superior es el siguiente:

Tiempo 1: avance hacia abajo de la corredera exterior.

Tiempo 2: avance hacia abajo de la corredera interior (retardado).

Tiempo 3: retorno hacia arriba de la corredera interior.

Tiempo 4: retorno hacia arriba de la corredera exterior.

La bancada está en la parte inferior de la prensa sobre la cual se sujeta la matriz. En algunas prensas existe un mecanismo, accionado mecánica, neumática o hidráulicamente, para extraer la pieza embutida de la matriz. ✕

El accionamiento es la parte motriz de la prensa y que produce el movimiento alternativo del carro o corredera. Según el accionamiento las prensas se dividen principalmente en:

- a) Mecánicas
- b) Hidráulicas

Las prensas mecánicas utilizan la energía acumulada por un volante que gira a un número de revoluciones constante.. El movimiento del carro se consigue por medio de un árbol normal de excéntrica que puede acoplarse y desacoplarse intermitentemente con el volante, según una determinada frecuencia constante a través de un embrague neumático. El acoplamiento cuando se excluye el automático, puede efectuarse a voluntad mediante manobra a pedal.

Las prensas hidráulicas utilizan la presión hidráulica generada

por una bomba sobre un líquido, generalmente aceite, el cual es transportado mediante cañerías y válvulas al cilindro o cilindros, donde origina el movimiento del pistón y por consiguiente del carro o corredera.

Cuando la presión hidráulica es generada por una bomba rotativa de émbolos, de alimentación variable, presenta la característica de conferir a la corredera de la prensa la velocidad máxima cuando la presión es mínima o nula y la velocidad mínima cuando la presión es máxima.

En otros términos, la corredera de la prensa desciende rápidamente en vacío sin ejercer ninguna presión; seguidamente, iniciándose el estampado de la chapa previamente puesta sobre la estampa, la velocidad disminuye mientras se desarrolla la presión máxima (que se requiere al principio del embutido); a medida que va disminuyendo la presión requerida, aumenta proporcionalmente la velocidad de trabajo. Terminada la fase útil del estampado, la corredera de la prensa retorna hacia la parte superior con una velocidad mayor, puesto que sólo necesita la presión para vencer el peso de la estampa y el de la corredera. Es evidente, por este motivo, que la bomba ofrece los medios capaces de conferir a la corredera de la prensa varias velocidades que están en función de la presión requerida.

Las prensas hidráulicas se construyen de distintos tamaños y ca-

pacidades variando desde:

10 a 160 ton. las de doble efecto.

60 a 1.600 ton. las de triple efecto. ✕

C A P I T U L O I I

ANALISIS MATEMATICO

2.1 FORMULAS DE DISEÑO POR RESISTENCIA

El cuerpo de la prensa es un marco rígido que está sometido a grandes fuerzas que tratan de separar sus miembros. Estas fuerzas actúan desde el interior del marco rígido hacia afuera, produciendo esfuerzos internos y momentos flectores que son soportados por sus miembros.

El diseño de un marco rígido se lo hace, generalmente, basado en el criterio de resistencia; es decir, la resistencia del material a las cargas a que está sometido, la cual está dada por los esfuerzos permisibles de tensión, compresión y corte, según sea la naturaleza de las cargas. El método utilizado, cualquiera de los conocidos: Hardy Cross, trabajo virtual, energía, etc., trata de obtener, mediante el sistema de prueba-error, cuáles son los momentos de inercia de cada uno de los miembros que satisfacen el criterio de resistencia; es decir, los esfuerzos permisibles.

El cuerpo de una prensa hidráulica, en su forma más simple, está

representado en la Figura N° 1 y el Diagrama de Deformaciones del Marco de la Prensa está representado en la Figura N° 2A, en la cual se muestra la fuerza actuante o carga aplicada P , los momentos de inercia y las deformaciones de cada uno de los miembros. Los momentos flectores a que están sometidos los miembros, están representados en la Figura N° 3.

Deducción de las fórmulas para determinar los momentos flectores y deformaciones de los miembros de un marco rígido, usadas para diseño por resistencia.

El diagrama del cuerpo libre de cada uno de los miembros del marco rígido están representados en la Figura N° 2B.

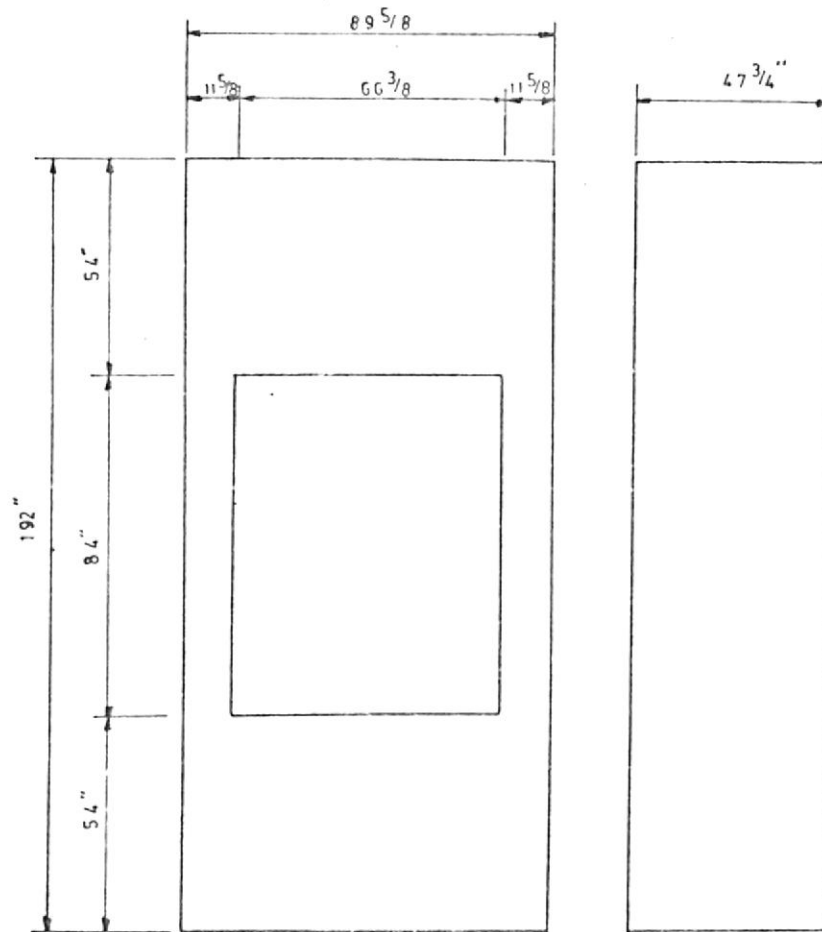
El ángulo ϕ_3 del miembro A_2-A_3 es exactamente igual al ángulo ϕ_3 del miembro A_3-A_4 , por pertenecer al vértice A_3 , el mismo que es rígido. Lo mismo ocurre con los ángulos ϕ de los demás vértices.

El diagrama del cuerpo libre del miembro A_2-A_3 lo descomponemos en dos diagramas: uno en que actúa sólo la carga P y otro en que actúan sólo los momentos M_1 y M_1' y usamos la expresión de ϕ para cada uno de estos diagramas, representados en la Figura N° 2B.

La convención de signos que usaremos es la siguiente:

Fuerza hacia abajo: Positivas

Deflexiones hacia abajo: Positivas

FIGURA N^o 1

CUERPO DE LA PRENSA - DIMENSIONES GENERALES

FIGURA N° 2A

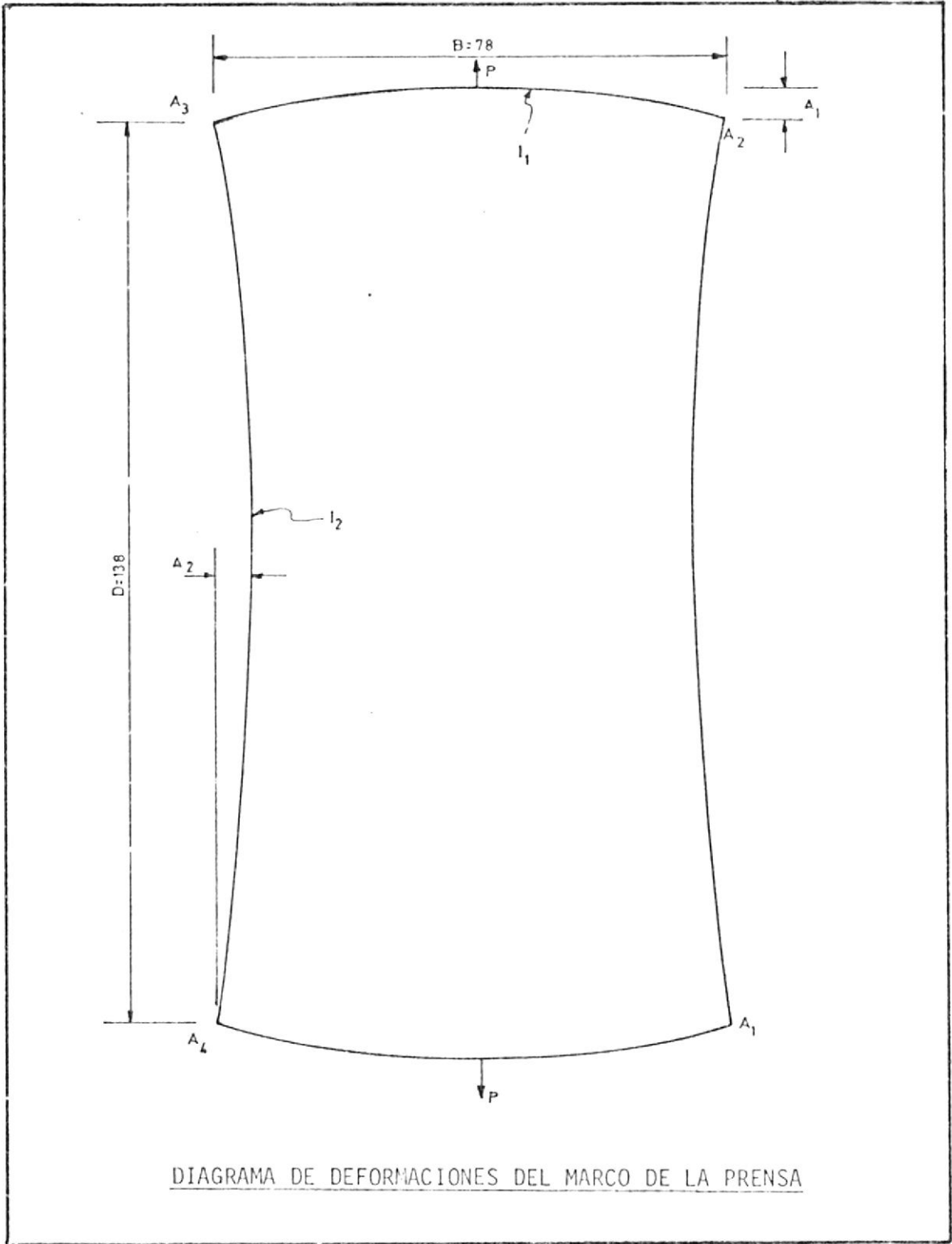


FIGURA N° 2B

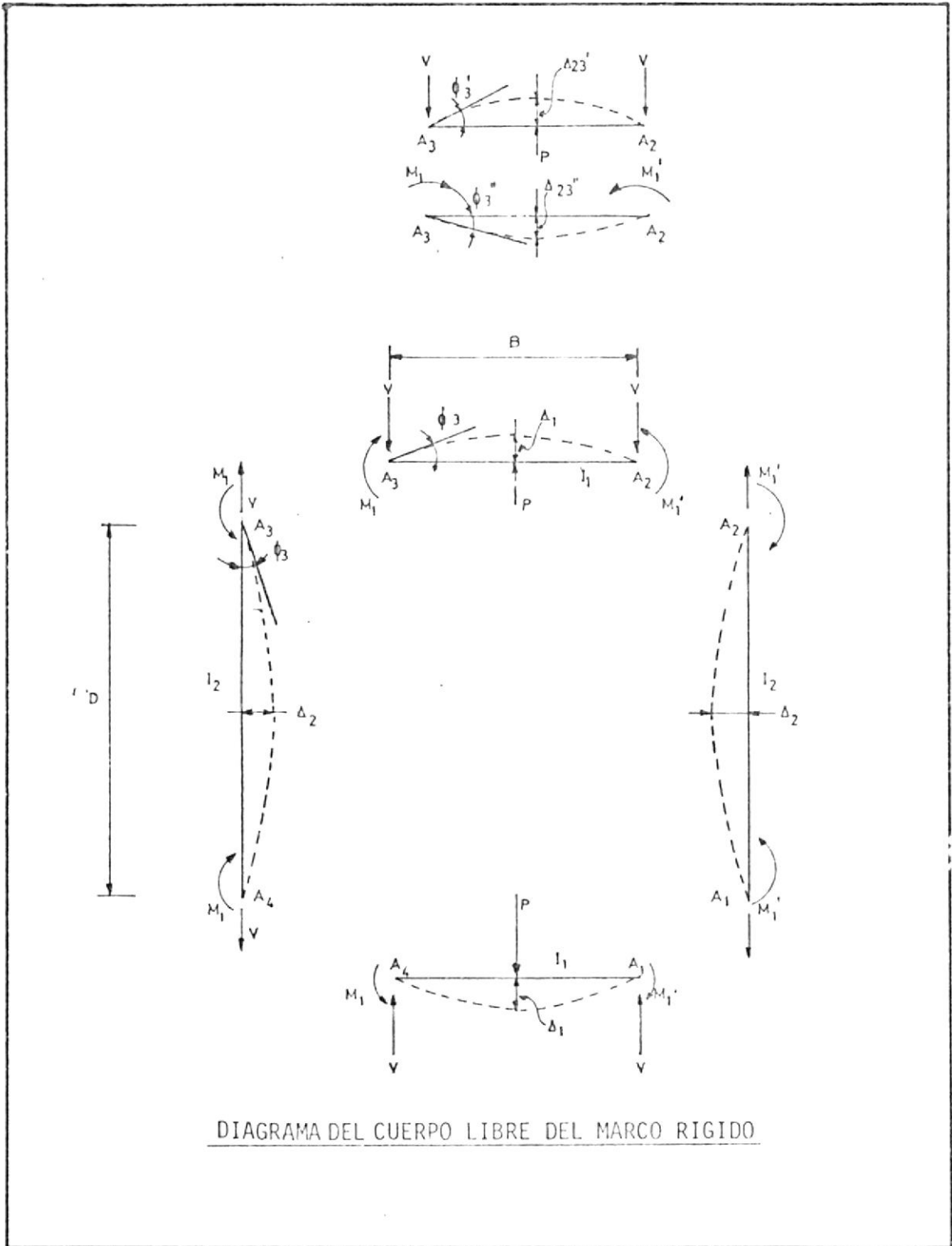
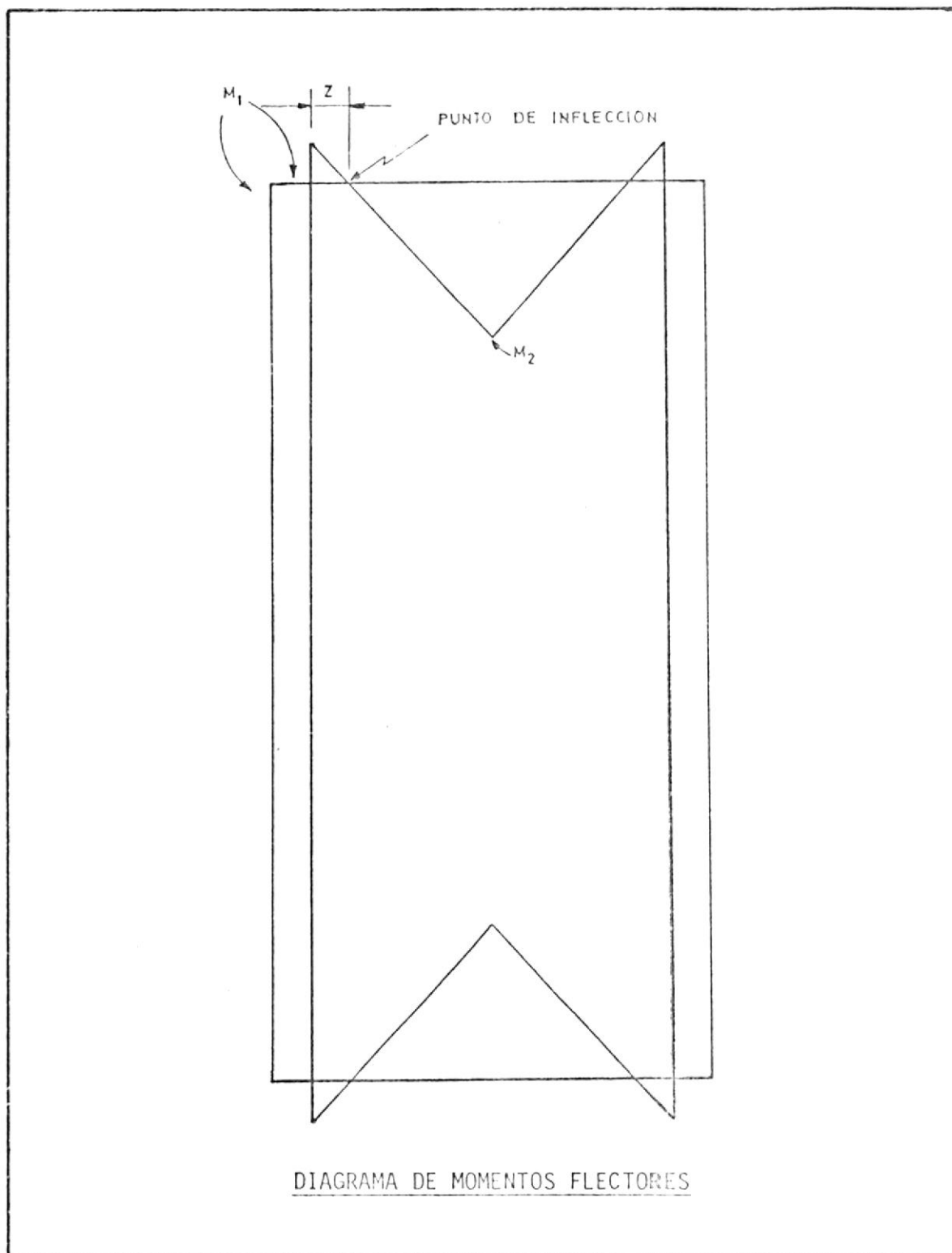


DIAGRAMA DEL CUERPO LIBRE DEL MARCO RIGIDO

FIGURA N° 3



Rotación de ángulos en
sentido contrario del reloj: Positiva

Momentos en el sentido del
reloj: Positivo

$$\phi_3' = \frac{PB^2}{16EI_1}$$

$$\Delta_{23}' = -\frac{PB^3}{48EI_1}$$

$$\phi_3'' = -\frac{B}{6EI_1}(2M_1 + M_1')$$

$$\Delta_{23}'' = \frac{M_1 B^2}{8EI_1}$$

Sumando los ángulos de los dos diagramas del cuerpo libre del miembro A_2-A_3 e igualando al ángulo del miembro A_3-A_4 , tenemos:

$$\phi_3 = \phi_3' + \phi_3''$$

$$\phi_3 = \frac{PB^2}{16EI_1} - \frac{B}{6EI_1}(2M_1 + M_1')$$

$$\phi_3 = \frac{D}{6EI_2}(2M_1 + M_1')$$

Sabemos que $M_1 = M_1'$, por lo tanto

$$\frac{PB^2}{16EI_1} - \frac{B}{6EI_1} 3M_1 = \frac{D}{6EI_2} 3M_1$$

Despejando M_1 y eliminando E , tenemos:

$$\frac{M_1}{2} \left(\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2} \right) = \frac{PB^2}{16I_1}$$

$$M_1 = \frac{PB^2}{8I_1} \times \frac{1}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}}$$

$$M_1 = \frac{PB}{8} \times \frac{\frac{B}{I_1}}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}} \quad (1)$$

Esta es la expresión del momento flector en las esquinas del marco rígido. El momento flector en cualquier punto del miembro A_2-A_3 lo obtenemos del diagrama del cuerpo libre:

$$M_x = M_1 - Vx$$

$$V = \frac{1}{2} P$$

$$M_x = M_1 - \frac{Px}{2}$$

El momento flector al centro del miembro A_2-A_3 se obtiene haciendo

$$x = \frac{B}{2} : M_2 = M_1 - \frac{PB}{4} \quad (2)$$

Sumando las deflexiones de los dos diagramas del cuerpo libre del miembro A_2-A_3 , tenemos:

$$\begin{aligned} \Delta_{23} &= \Delta_{23}^I + \Delta_{23}^{II} \\ &= -\frac{PB^3}{48EI_1} + \frac{M_1 B^2}{8EI_1} \\ &= \frac{M_1 B^2}{8EI_1} - \frac{B^2}{12EI_1} \times \frac{PB}{4} \end{aligned}$$

Despejando $\frac{PB}{4}$ de la ecuación (2) y sustituyéndola en la expresión anterior tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{PB}{4} &= M_1 - M_2 \\ \Delta_{23} &= \frac{M_1 B^2}{8EI_1} - \frac{B^2}{12EI_1} (M_1 - M_2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{M_1 B^2}{8EI_1} - \frac{M_1 B^2}{12EI_1} + \frac{M_2 B^2}{12EI_1} \\
 &= \frac{M_1 B^2}{24EI_1} + \frac{M_2 B^2}{12EI_1} \\
 \Delta_{23} &= \frac{B^2}{24EI_1} (2M_2 + M_1) \quad (4)
 \end{aligned}$$

La deflexión del miembro A₃-A₄ la obtenemos del diagrama del cuerpo libre $\Delta_{34} = \frac{M_1 D^2}{8EI_2}$ (5)

El punto de inflexión es aquel en que el momento flector es igual a cero, por lo tanto igualando a cero la expresión del momento flector y despejando x tenemos:

$$\begin{aligned}
 M_x &= M_1 - \frac{Px}{2} = 0 \\
 x &= \frac{2M_1}{P} \quad (3)
 \end{aligned}$$

Las ecuaciones de los momentos flectores y de las deformaciones de los miembros, usadas para el diseño de un marco rígido, según el criterio de resistencia, quedan resumidas en las siguientes:

MOMENTO FLECTOR EN LAS ESQUINAS DEL MARCO $M_1 = \frac{PB}{8} \times \frac{\frac{B}{I_1}}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}}$ (1)

MOMENTO FLECTOR EN EL CENTRO DE LOS MIEMBROS HORIZONTALES $M_2 = M_1 - \frac{PB}{4}$ (2)

MOMENTO FLECTOR EN EL PUNTO DE INFLEXION $M_3 = 0$

UBICACION DEL PUNTO DE INFLEXION DESDE LA ESQUINA $Z = \frac{2M_1}{P}$ (3)

DEFLEXION DEL MARCO EN
EL CENTRO DEL MIEMBRO
HORIZONTAL

$$\Delta_1 = \frac{B^2}{24EI_1} (2M_2 + M_1) \quad (4)$$

DEFLEXION DEL MARCO EN
EL CENTRO DEL MIEMBRO
VERTICAL

$$\Delta_2 = \frac{D^2 M_1}{8EI_2} \quad (5)$$

Previo al diseño de un marco rígido se establecen sus dimensiones B y D y la carga P a la que va a estar sometido, por lo tanto los consideramos como parámetros en las ecuaciones anteriores. Las variables independientes son los momentos de inercia I_1 e I_2 .

Para diseñar el marco rígido por el criterio de resistencia, generalmente se utiliza el siguiente procedimiento:

Se asume varios valores para I_1 e I_2 y se obtienen los momentos flectores M_1 y M_2 usando las fórmulas (1) y (2).

Se aplica la fórmula del esfuerzo por flexión $\sigma = \frac{Mc}{I}$ y se comprueba si los valores dados a I_1 e I_2 permiten obtener valores de los esfuerzos menores a los esfuerzos permisibles, de lo contrario se repite el procedimiento hasta encontrar valores satisfactorios.

Finalmente se comprueba que las deflexiones estén dentro de ciertos valores o rango de valores pre-establecidos.

2.2 FORMULAS DE DISEÑO POR RIGIDEZ

Las prensas hidráulicas, que son bienes de capital destinadas a

la producción en serie de objetos con cierto grado de precisión, se las considera máquinas herramientas y por lo tanto el criterio de diseño usado para su construcción difiere del usado para el diseño de un marco rígido general. Este criterio es el de rigidez; es decir, la resistencia del cuerpo a ser deformado por las cargas a que está sometido, la cual está dada por la deformación unitaria permisible. En el caso de las prensas hidráulicas, esta resistencia está dada por las deformaciones unitarias permisibles de cada uno de los miembros del marco rígido de que está formado el cuerpo.

Para aplicar el criterio de rigidez deducimos las ecuaciones necesarias, a partir de las anteriores, en las cuales, estableciendo los mismos parámetros, las variables independientes serán las deformaciones unitarias de cada miembro del marco de la prensa hidráulica.

Para esto expresamos la ecuación (1) de la siguiente forma:

$$M_1 = \frac{PB}{8} \times K \quad (6); \quad \text{en donde:}$$

$$K = \frac{\frac{B}{I_1}}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}}$$

Reemplazando esta ecuación (6) en la expresión M_2 tenemos:

$$M_2 = \frac{PB}{8} K - \frac{PB}{4}$$

$$M_2 = \frac{PB}{8} (K-2) \quad (7)$$

Reemplazando estas ecuaciones (6) y (7) en la expresión Δ_1 obtenemos:

$$\Delta_1 = \frac{B^2}{24EI_1} \left[2 \frac{PB}{8} (K-2) + \frac{PB}{8} \times K \right]$$

$$\Delta_1 = \frac{B^2}{24EI_1} \left[\frac{PB}{8} (2K - 4 + K) \right]$$

$$\Delta_1 = \frac{PB^3}{192EI_1} (3K - 4) \quad (8)$$

Sustituyendo la ecuación (6) de M_1 en la expresión Δ_2 , obtenemos:

$$\Delta_2 = \frac{D^2}{8EI_2} \times \frac{PB}{8} \times K$$

$$\Delta_2 = \frac{PD^2B}{64EI_2} \times K \quad (9)$$

Tomando deformaciones unitarias $\Delta L/L$ tenemos:

$$\epsilon_1 = \frac{\Delta_1}{B} = \frac{PB^2}{192EI_1} (3K - 4)$$

Cambiaremos de signo esta expresión para hacer positivo el valor de ϵ_1 puesto que K es siempre menor que 1 y porque el signo negativo de Δ_1 nos indica únicamente que la deflexión es hacia arriba. Luego:

$$\epsilon_1 = \frac{PB^2}{192EI_1} (4 - 3K) \quad (10)$$

$$\epsilon_2 = \frac{\Delta_2}{D} = \frac{PDB}{64EI_2} \times K \quad (11)$$

$$\text{El factor } K = \frac{\frac{B}{I_1}}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}} = \frac{BI_2}{BI_2 + DI_1} \quad (11-a)$$

y el factor $\frac{PB^2}{192E} = R$ sustituidos en las ecuaciones (10) y (11), nos dan:

$$\begin{aligned}\epsilon_1 &= \frac{PB^2}{192EI_1} \left(4 - \frac{3BI_2}{BI_2 + DI_1}\right) \\ &= \frac{PB^2}{192EI_1} \left(\frac{4BI_2 + 4DI_1 - 3BI_2}{BI_2 + DI_1}\right) \\ &= \frac{PB^2}{192EI_1} \left(\frac{BI_2 + 4DI_1}{BI_2 + DI_1}\right) \\ \epsilon_1 &= R \left(\frac{BI_2 + 4DI_1}{BI_2 I_1 + DI_1^2}\right) \quad (12)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\epsilon_2 &= \frac{PDB}{64EI_2} \times \frac{BI_2}{BI_2 + DI_1} \\ \epsilon_2 &= \frac{PB^2 D}{64E} \times \frac{1}{BI_2 + DI_1} \\ \epsilon_2 &= \frac{3RD}{BI_2 + DI_1} \quad (13)\end{aligned}$$

Despejando I_2 de la ecuación (12), tenemos:

$$\begin{aligned}\epsilon_1 BI_2 I_1 + \epsilon_1 DI_1^2 &= R BI_2 + 4R DI_1 \\ \epsilon_1 BI_2 I_1 - R BI_2 &= 4R DI_1 - \epsilon_1 DI_1^2 \\ I_2(\epsilon_1 BI_1 - RB) &= 4R DI_1 - \epsilon_1 DI_1^2 \\ I_2 &= \frac{4R DI_1 - \epsilon_1 DI_1^2}{\epsilon_1 BI_1 - RB}\end{aligned}$$

Haciendo cambio de signo y sacando factores comunes, tenemos:

$$I_2 = - \frac{DI_1}{B} \left(\frac{\epsilon_1 I_1 - 4R}{\epsilon_1 I_1 - R}\right)$$

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} \left[\frac{(\epsilon_1 I_1 - R) - 3R}{\epsilon_1 I_1 - R} \right]$$

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} \left(1 - \frac{3R}{\epsilon_1 I_1 - R} \right)$$

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} + \frac{3RDI_1}{\epsilon_1 BI_1 - RB} \quad (14)$$

Despejando I_2 de la ecuación (13), tenemos:

$$\epsilon_2 = \frac{3RD}{BI_2 + DI_1}$$

$$\epsilon_2 BI_2 + \epsilon_2 DI_1 = 3RD$$

$$\epsilon_2 BI_2 = 3RD - \epsilon_2 DI_1$$

$$I_2 = \frac{3RD}{\epsilon_2 B} - \frac{DI_1}{B}$$

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \quad (15)$$

Las ecuaciones (14) y (15) forman un sistema de ecuaciones simultáneas, cuya solución es la siguiente

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} + \frac{3RDI_1}{\epsilon_1 BI_1 - RB} \quad (14)$$

$$I_2 = -\frac{DI_1}{B} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \quad (15)$$

$$0 = \frac{3RD}{B} \left(\frac{I_1}{\epsilon_1 I_1 - R} - \frac{1}{\epsilon_2} \right)$$

Igualando a cero la expresión del parentésis, tenemos:

$$\frac{I_1}{\epsilon_1 I_1 - R} - \frac{1}{\epsilon_2} = 0$$

$$I_1 \epsilon_2 - I_1 \epsilon_1 + R = 0$$

$$I_1 (\epsilon_2 - \epsilon_1) = -R$$

$$I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \quad (16)$$

Sustituyendo la ecuación (16) en la ecuación (14), resulta:

$$I_2 = -\frac{D}{B} \left(\frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right) + \frac{3RD \left(\frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right)}{\epsilon_1 B \left(\frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right) - RB}$$

$$I_2 = -\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{\frac{3R^2D}{\epsilon_1 - \epsilon_2}}{\frac{\epsilon_1 BR - \epsilon_1 BR + \epsilon_2 BR}{\epsilon_1 - \epsilon_2}}$$

$$I_2 = -\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \quad (17)$$

Estas ecuaciones (16) y (17) son semejantes a la ecuación de la hipérbola con origen en el punto h, k con asíntotas paralelas a los ejes de coordenadas:

$$(x - h)(y - k) = \frac{a^2}{2} = c$$

haciendo $k = 0$

$$(x - h)(y) = c$$

$$y = \frac{c}{x - h}$$

La ecuación (16) $I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2}$ es similar a la anterior.

Despejando y en la ecuación de la hipérbola, tenemos:

$$(x-h)(y-k) = c$$

$$y - k = \frac{c}{x - h}$$

$$y = \frac{c}{x - h} + k$$

La ecuación (17) $I_2 = -\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B}$ es similar a la anterior.

Las gráficas de estas ecuaciones están representadas en las figuras 4 y 5. Dichas figuras nos permiten deducir las siguientes condiciones:

1. Físicamente estas funciones se cumplen sólo en el primer cuadrante. (Líneas gruesas), pues no existen momentos de inercia negativos.
2. La gráfica de I_2 no es continua en el primer cuadrante, a diferencia de I_1 que sí lo es.
3. La gráfica de I_2 atraviesa el eje ϵ , en el punto 1, teniendo por lo tanto un valor cero. Igualando a cero la ecuación (17), tenemos:

$$I_2 = -\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} = 0$$

$$\frac{DR}{B} \left(\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right) = 0$$

$$\frac{3}{\epsilon_2} = \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2}$$

$$3\epsilon_1 - 3\epsilon_2 = \epsilon_2$$

$$3\epsilon_1 - 4\epsilon_2 = 0$$

$$\epsilon_2 = \frac{3}{4}\epsilon_1 \quad (18)$$

FIGURA N° 4

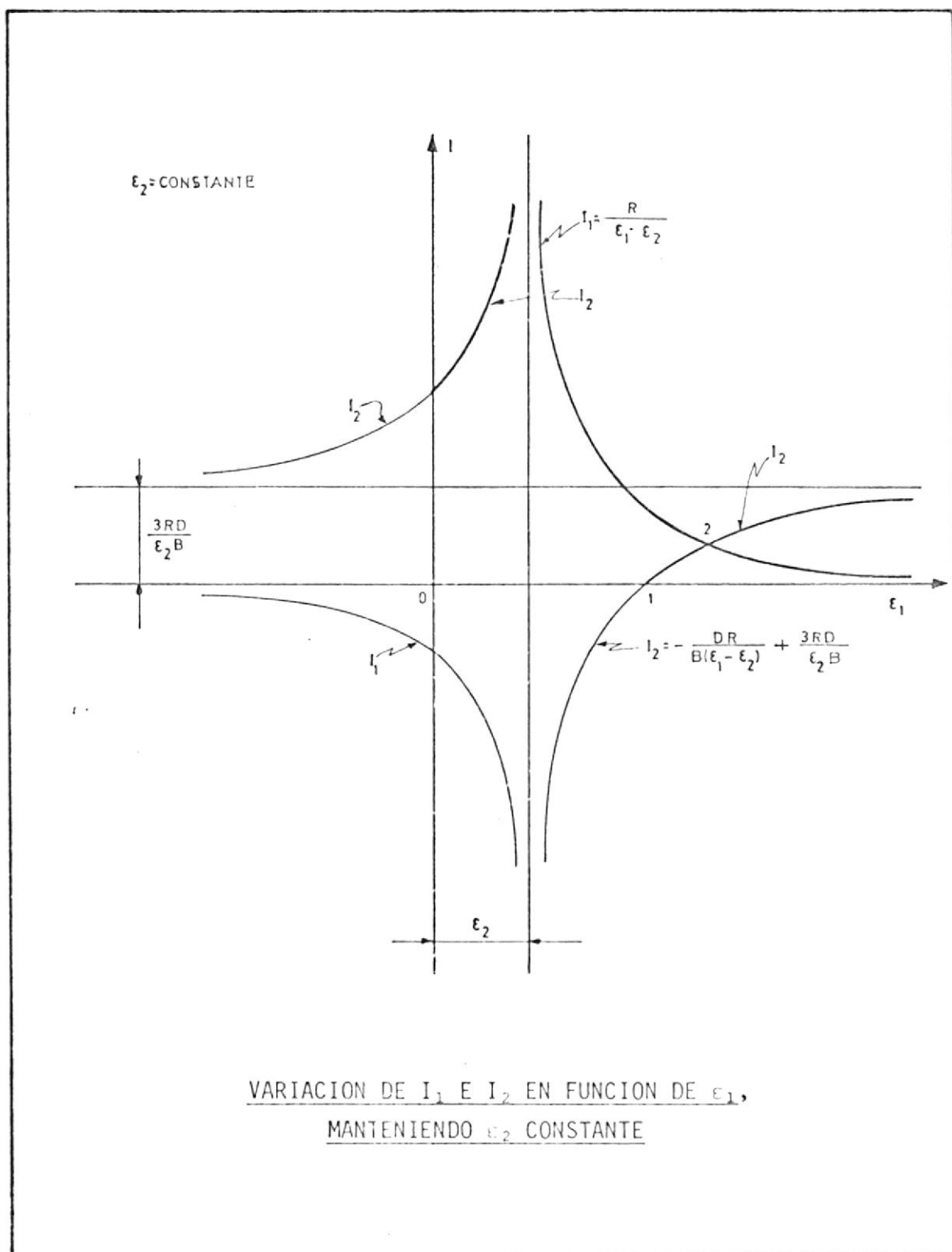
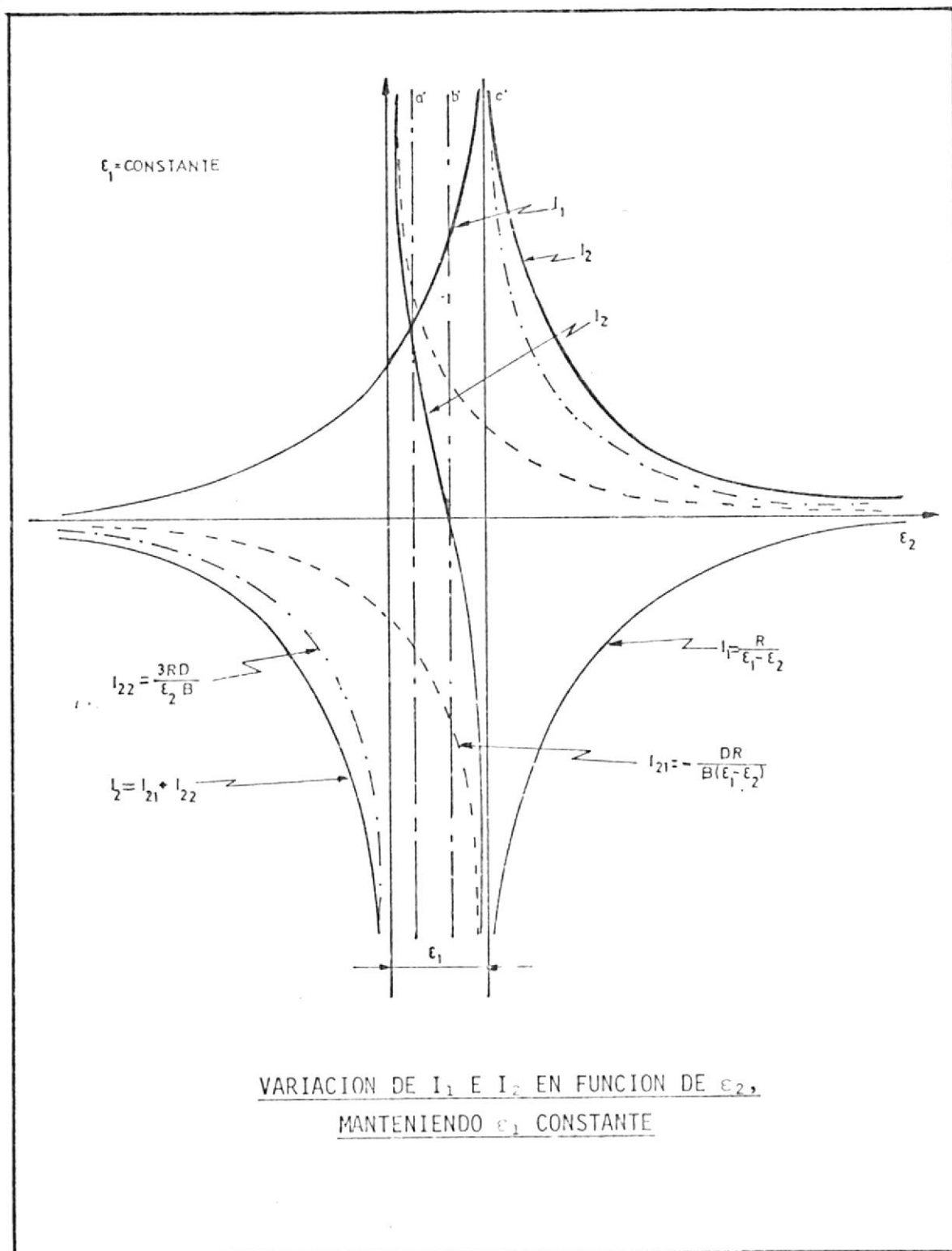


FIGURA N° 5



4. Las gráficas de I_1 e I_2 se cortan en el punto 2, teniendo por lo tanto un mismo valor.

Igualando entre sí las ecuaciones (16) y (17) tenemos:

$$I_1 = I_2$$

$$\frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} = - \frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B}$$

$$\frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} = - \frac{D}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3D}{\epsilon_2 B}$$

$$\frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \left(1 + \frac{D}{B}\right) - \frac{3D}{\epsilon_2 B} = 0$$

Multiplicando toda la expresión por $\epsilon_2 B (\epsilon_1 - \epsilon_2)$ tenemos:

$$\epsilon_2 B \left(1 + \frac{D}{B}\right) - 3D (\epsilon_1 - \epsilon_2) = 0$$

$$\epsilon_2 B + \epsilon_2 D - 3\epsilon_1 D + 3\epsilon_2 D = 0$$

$$\epsilon_2 (B + 4D) - 3\epsilon_1 D = 0$$

$$\epsilon_2 = \frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1 \quad (19)$$

En la figura N^o 5, en el primer cuadrante analizamos tres zonas, las mismas que están delimitadas por los ejes I, a', b', c'.

1. Para el rango comprendido entre los ejes I y a' tenemos $I_2 > I_1$, tendiendo I_2 al infinito a partir del punto 2, a medida que ϵ_2 tiende a cero. El punto 2 es un punto de equivalencia entre I_1 e I_2 , resultando inadecuada cualquier solución en esta zona dado el alto valor de I_2 .
2. Para el rango definido por los ejes a' y b' tenemos $I_1 > I_2$

variando I_2 desde 2 hasta 1, punto en el cual $I_2 = 0$, condición que nos permite obtener soluciones aceptables, pues al hacer I_2 cercano a cero, I_1 tiene un valor finito, lográndose de esta manera una solución para I_1 e I_2 en el punto 2. Así:

$$\epsilon_2 = \frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1$$

$$\begin{aligned} I_2 = I_1 &= \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \\ &= \frac{R}{\epsilon_1 - \frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1} \\ &= \frac{R}{\epsilon_1 \left(1 - \frac{3D}{B + 4D}\right)} \\ &= \frac{R(B + 4D)}{\epsilon_1(B + 4D - 3D)} \end{aligned}$$

$$I_2 = \frac{R(B + 4D)}{\epsilon_1(B + D)} \quad (20)$$

Y una solución para el I_1 e I_2 en el punto 1, así:

$$\epsilon_2 = \frac{3}{4} \epsilon_1$$

$$I_2 = 0$$

$$I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2}$$

$$I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 - \frac{3}{4} \epsilon_1}$$

$$I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 \left(1 - \frac{3}{4}\right)}$$

$$I_1 = \frac{4R}{\epsilon_1} \quad (21)$$

3. Para el rango limitado entre los ejes b' y c' , límites entre los cuales se observa que I_1 tiende hacia el infinito mientras que I_2 se hace negativo tendiendo al infinito, lo cual hace físicamente imposible cualquier solución comprendida entre ellos.
4. A partir del eje c' todo incremento del valor de ϵ_2 da soluciones no ajustadas a la realidad. En consecuencia, nuestra solución está en el 2º rango, es decir, para cualquier valor que se asigne a ϵ_1 , ϵ_2 puede variar entre

$$\frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1 \leq \epsilon_2 \leq \frac{3}{4} \epsilon_1$$

Esta condición de variación de ϵ_2 nos ofrece una gama de soluciones que van desde $I_2 = 0$ hasta $I_2 = I_1$.

Analizando desde el punto de vista práctico establecemos que una prensa hidráulica construida de tal manera, teniendo los miembros horizontales y verticales, con sus momentos de inercia iguales resultaría en una prensa excesivamente rígida y demasiado pesada. Tal vez, esta solución es aceptable desde el punto de vista matemático, pero no lo es desde el punto de vista técnico y económico.

La solución $I_2 = 0$ es aceptable matemáticamente pero físicamente imposible por lo que nuestra solución más aceptable sería aquella que tenga un valor de I_2 cercano a cero.

Este valor podemos obtenerlo usando las especificaciones para el diseño de estructuras para grúas deslizantes o monorrieles las

cuales establecen que se debe diseñar la estructura aplicando en la parte superior una fuerza lateral imaginaria, igual al 20 por ciento de la suma de la carga y el peso de la grúa (1).

Al usar estas especificaciones la carga lateral será igual al 20 por ciento de la carga de diseño.

En la figura N° 6 se muestra un marco rígido sometido a una fuerza lateral superior cuyo momento flector está dado por la siguiente ecuación, (2)

$$M_{11} = \frac{P_1 D}{2} \times \frac{I_1 (BI_2 + 3DI_3)}{(BI_1 I_2 + BI_3 I_2 + 6DI_1 I_3)}$$

Como en el cuerpo de la prensa $I_1 = I_3$ tenemos:

$$M_{11} = \frac{P_1 D}{2} \times \frac{I_1 (BI_2 + 3DI_1)}{(BI_1 I_2 + BI_1 I_2 + 6DI_1^2)}$$

$$M_{11} = \frac{P_1 D}{2} \times \frac{I_1 (BI_2 + 3DI_1)}{2I_1 (BI_2 + 3DI_1)}$$

$$M_{11} = \frac{P_1 D}{4}$$

Usando la ecuación del esfuerzo σ por momento flector y substituyendo P_1 por su equivalente $0.2P$, tenemos:

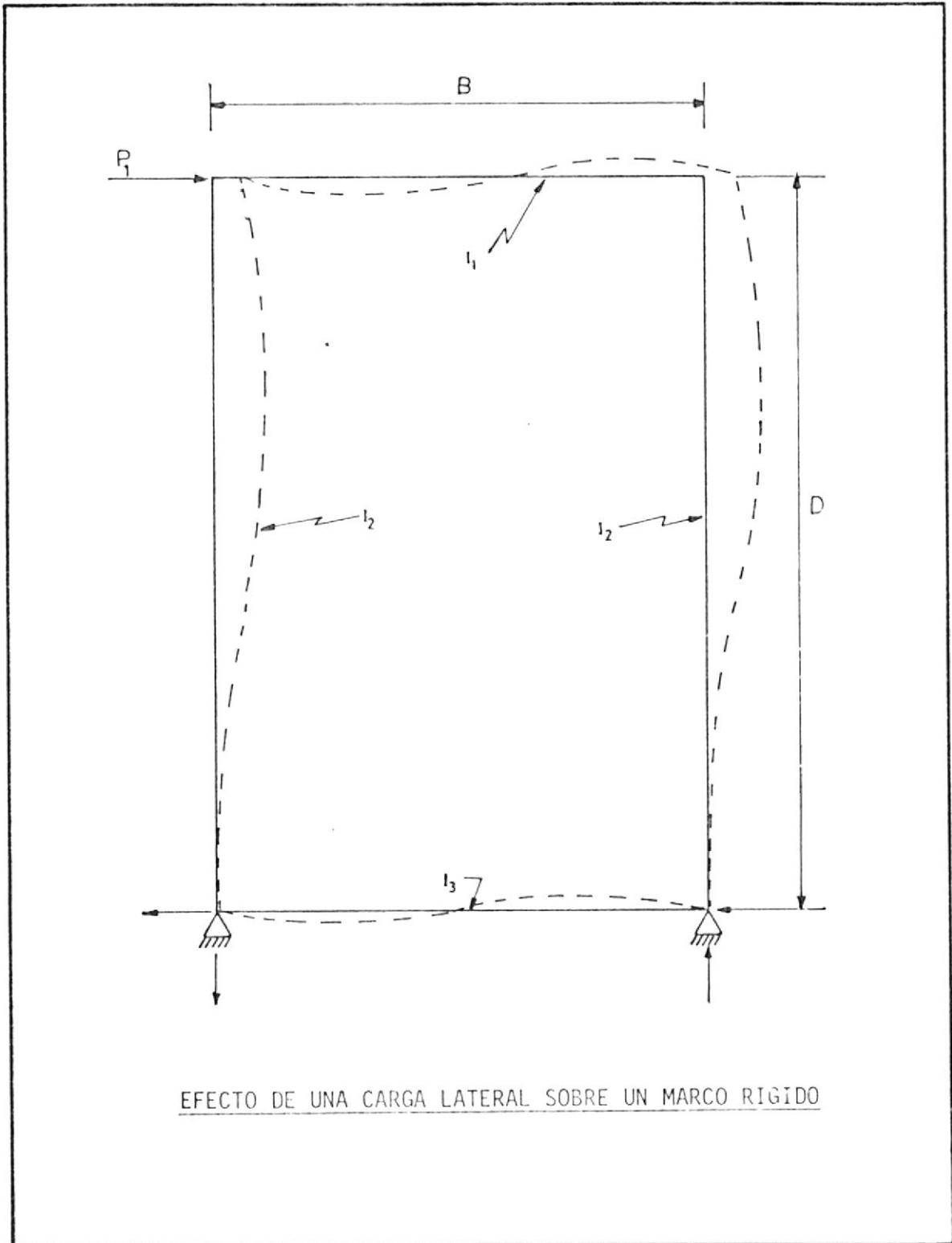
$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$I_2 = \frac{M_{11} c_2}{\sigma}$$

$$M_{11} = \frac{0.2PD}{4} = \frac{PD}{20}$$

$$I_2 = \frac{PDc_2}{20\sigma} \quad (22)$$

FIGURA N° 6



Este es el valor mínimo que debe tener I_2 para obtener una rigidez lateral adecuada. Haciendo las substituciones respectivas obtenemos las fórmulas de los momentos flectores, momentos de inercia y esfuerzos en función de ϵ_1 y ϵ_2 .

La constante K se la puede expresar en función de ϵ_1 y ϵ_2 :

$$K = \frac{\frac{B}{I_1}}{\frac{B}{I_1} + \frac{D}{I_2}} = \frac{BI_2}{BI_2 + DI_1}$$

Reemplazando I_2 de la ecuación (17) e I_1 de la ecuación (16)

$$\begin{aligned} K &= \frac{B \left[-\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \right]}{B \left[-\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \right] + D \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2}} \\ &= \frac{RD \left(\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right)}{RD \left(\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right)} \\ &= \frac{\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2}}{\frac{3}{\epsilon_2}} \\ &= \frac{(3\epsilon_1 - 3\epsilon_2 - \epsilon_2)\epsilon_2}{\epsilon_2(\epsilon_1 - \epsilon_2)3} \\ &= \frac{3(\epsilon_1 - \epsilon_2) - \epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \end{aligned}$$

$$K = 1 - \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \quad (23)$$

Reemplazamos K en las ecuaciones (6) y (7):

$$M_1 = \frac{PB}{8} \times K \quad (6)$$

$$M_1 = \frac{PB}{8} \left[1 - \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] \quad (24)$$

$$M_2 = \frac{PB}{8} (K - 2) \quad (7)$$

$$M_2 = \frac{PB}{8} \left[1 - \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} - 2 \right]$$

$$M_2 = \frac{PB}{8} \left[1 + \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] \quad (25)$$

Reemplazando $R = \frac{PB^2}{192E}$ en las ecuaciones (16) y (17):

$$I_1 = \frac{R}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \quad (16)$$

$$I_1 = \frac{PB^2}{192E(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \quad (26)$$

$$I_2 = -\frac{DR}{B(\epsilon_1 - \epsilon_2)} + \frac{3RD}{\epsilon_2 B} \quad (17)$$

$$I_2 = \frac{RD}{B} \left[\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right]$$

$$\therefore I_2 = \frac{PBD}{192E} \left[\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right] \quad (27)$$

Las ecuaciones de los esfuerzos flectores las obtenemos a partir de la fórmula general $\sigma = \frac{Mc}{I}$, tomando el valor absoluto de los momentos:

$$\sigma_1 = \frac{M_2 c_1}{I_1}$$

$$\sigma_1 = \frac{\frac{PB}{8} \left[1 + \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] c_1}{\frac{PB^2}{192E(\epsilon_1 - \epsilon_2)}}$$

$$\sigma_1 = \frac{24Ec_1}{B} \times \frac{\frac{3\epsilon_1 - 3\epsilon_2 + \epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)}}{\frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2}}$$

$$\sigma_1 = \frac{24Ec_1}{B} \times \frac{3\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2}{3}$$

$$\sigma_1 = \frac{24Ec_1}{B} (\varepsilon_1 - \frac{2}{3} \varepsilon_2) \quad (28)$$

$$\sigma_{21} = \frac{M_1 c_2}{I_2}$$

$$= \frac{PB}{8} \left[1 - \frac{\varepsilon_2}{3(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)} \right] c_2$$

$$= \frac{PBD}{192E} \left[\frac{3}{\varepsilon_2} - \frac{1}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \right]$$

$$= \frac{24Ec_2}{D} \times \frac{\frac{3\varepsilon_1 - 3\varepsilon_2 - \varepsilon_2}{3(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}}{\frac{3\varepsilon_1 - 3\varepsilon_2 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}}$$

$$= \frac{24Ec_2}{D} \times \frac{\varepsilon_2}{3}$$

$$\sigma_{21} = \frac{8Ec_2\varepsilon_2}{D} \quad (29)$$

Los miembros verticales están sometidos a la tensión directa de la carga de diseño, por lo tanto tienen esfuerzos de tensión directos que deben sumarse a los esfuerzos de tensión por flexión:

$$\sigma_{22} = \frac{P}{2A_1} \quad (30)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{21} + \sigma_{22} \quad (31)$$

El siguiente es el resumen de las fórmulas que usaremos para el diseño del cuerpo de la prensa:

$$\varepsilon_2 = \frac{3}{4} \varepsilon_1 \quad (18)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{3D}{B + 4D} \varepsilon_1 \quad (19)$$

$$I_2 = \frac{PDC_2}{20\sigma} \quad (22)$$

$$M_1 = \frac{PB}{8} \left[1 - \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] \quad (24)$$

$$M_2 = -\frac{PB}{8} \left[1 + \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] \quad (25)$$

$$I_1 = \frac{PB^2}{192E(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \quad (26)$$

$$I_2 = \frac{PBD}{192E} \left[\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right] \quad (27)$$

$$\sigma_1 = \frac{24Ec_1}{B} \left(\epsilon_1 - \frac{2}{3} \epsilon_2 \right) \quad (28)$$

$$\sigma_{21} = \frac{8Ec_2\epsilon_2}{D} \quad (29)$$

$$\sigma_{22} = \frac{P}{2A_1} \quad (30)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{21} + \sigma_{22} \quad (31)$$

C A P I T U L O I I I

DISEÑO DE LA PRENSA

El estudio de mercado realizado por CENDES: "Prensas Hidráulicas para trabajo en metales", indica lo siguiente: Las prensas hidráulicas utilizadas propiamente para producción industrial totalizaron 119 unidades de las cuales 69 máquinas, equivalentes al 58%, fueron de pequeña capacidad, o sea comprendida entre 10 y 100 toneladas. Las prensas de mediana capacidad comprendidas entre 100 y 600 toneladas sumaron 45 unidades, representando el 38% del total. Las prensas de gran tonelaje o sea las de más de 600 toneladas, totalizaron apenas 5 máquinas" (4).

Estos resultados fueron tomados en el área andina, para el Ecuador, indica lo siguiente: "El mercado ecuatoriano registró una demanda de 18 prensas, de las cuales 10 fueron para servicio y mantenimiento mientras que las 8 restantes correspondían a la línea de producción industrial, destacándose las de baja capacidad con 6 unidades, mientras que las de mediana capacidad sumaron sólo dos. Las prensas de más de 600 toneladas todavía no encuentran mercado en Ecuador. La demanda nacional de prensas industriales, se concentra en tonelajes de 60, 80, 100 y 150 toneladas, especialmente" (4).

Este estudio de mercado, demuestra lo siguiente:

1. Las prensas hidráulicas de tipo industrial con mayor demanda son las de bajo y mediano tonelaje.
2. Estas prensas se fabrican bajo pedido y especificaciones dadas.

Por lo tanto, para este diseño, estableceremos las siguientes especificaciones:

Capacidad:	250 toneladas
Carrera:	30 pulgadas
Abertura Máxima:	54 pulgadas
Abertura Mínima:	6 pulgadas
Dimensiones de la mesa:	48 x 66 pulgadas
Dimensiones del carro:	42 x 60 pulgadas
Efecto:	Simple efecto
Operación:	Semi-automático

3.1 Diseño Estructural del Cuerpo de la Prensa

Para el diseño estructural del cuerpo de la prensa debemos primero escoger las dimensiones generales de la prensa, las cuales las obtenemos a partir de las dimensiones dadas en las especificaciones: Carrera, Abertura máxima y Tamaño de la mesa. X

Las dimensiones generales seleccionadas se muestran en la figura N° 1. Para la aplicación de las fórmulas en el diseño estructu-

ral se usan las dimensiones entre los ejes de los miembros, según se indica en la figura N° 2A.

Los valores de las deflexiones unitarias $\Delta L/L$ permisibles, las tomamos de acuerdo al tipo de diseño al que se va a aplicar la estructura, según el siguiente rango (2):

Tipo de Diseño:	Rango de variación de $\Delta L/L$
Estructural:	0,0005 - 0,004
Máquina herramienta:	0,00001 - 0,0001
Máquina herramienta de precisión:	0,000001 - 0,00001

Para este diseño usaremos como valor máximo permisible la deflexión unitaria correspondiente al valor medio del rango especificado para máquinas herramientas:

$$\Delta L/L = 0,00005$$

Se escoge este valor porque los productos que se fabrican en estas prensas de mediana capacidad, no requieren alta precisión.

Como se indica en el Capítulo II, la solución a este diseño está en el rango de variación de ϵ_2 definido por los ejes a' y b', es decir que para cualquier valor que asignemos a ϵ_1 , en este caso $\epsilon_1 = 0.00005$, ϵ_2 puede variar entre

$$\frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1 \leq \epsilon_2 \leq \frac{3}{4} \epsilon_1$$

lo cual nos ofrece una gama de soluciones que van desde $I_2 = I_1$ hasta $I_2 = 0$.

Sustituyendo los siguientes valores en las ecuaciones (18) y (19) obtendremos el rango de variación de ϵ_2 :

$$\epsilon_1 = 0,00005$$

$$B = 78'' \text{ (Fig. N}^\circ \text{ 2A)}$$

$$D = 138'' \text{ (Fig. N}^\circ \text{ 2A)}$$

$$\epsilon_2 = \frac{3}{4} \epsilon_1 \quad (18)$$

$$\epsilon_2 = \frac{3}{4} (0,00005)$$

$$\epsilon_2 = 0,0000375$$

$$\epsilon_2 = \frac{3D}{B + 4D} \epsilon_1 \quad (19)$$

$$\epsilon_2 = \frac{3 \times 138}{78 + 4 \times 138} \times 0,00005$$

$$\epsilon_2 = 0,000032857$$

Estos dos valores de ϵ_2 son los extremos de su rango de variación dentro del cual se dan soluciones prácticas.

Para los valores extremos se obtienen los siguientes valores de los momentos de inercia:

$$a) \epsilon_1 = 0,00005; \epsilon_2 = 0,000032857$$

$$I_1 = \frac{PB^2}{192E(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \quad (26)$$

$$P = 250 \text{ Tn.} = 550.000 \text{ lbs}$$

$$I_1 = \frac{550.000 \times 78^2}{192 \times 30 \times 10^6 (0,00005 - 0,000032857)}$$

$$I_1 = 33.887,73 \text{ Pulg}^4$$

$$I_2 = \frac{PBD}{192E} \left[\frac{3}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right] \quad (27)$$

$$I_2 = \frac{550.000 \times 78 \times 138}{192 \times 30 \times 10^6} \left[\frac{3}{3,2857 \times 10^{-5}} - \frac{1}{(5 - 3,2857) \times 10^{-5}} \right]$$

$$I_2 = 33.888,92 \text{ Pulg}^4$$

Si usamos el valor exacto de ϵ_2 obtenido de la ecuación (19) obtendremos los siguientes valores:

$$I_1 = 33.888,0209 \text{ Pulg}^4$$

$$I_2 = 33.888,0208 \text{ Pulg}^4$$

Los cual nos indica que los dos momentos de inercia son iguales

b) Para el valor del otro extremo del rango de variación de ϵ_2 , tenemos:

$$\epsilon_1 = 0,00005 \quad \epsilon_2 = 0,0000375$$

$$I_1 = \frac{550.000 \times 78^2}{192 \times 30 \times 10^6 (0,00005 - 0,0000375)}$$

$$I_1 = 46.475 \text{ Pulg}^4$$

$$I_2 = \frac{550.000 \times 78 \times 138}{192 \times 30 \times 10^6} \left[\frac{3}{3,75 \times 10^{-5}} - \frac{1}{(5 - 3,75) \times 10^{-5}} \right]$$

$$I_2 = \frac{550.000 \times 78 \times 138}{192 \times 30 \times 10^6} [0,8000 - 0,8000]$$

Como el parentésis se hace igual a cero, tenemos:

$$I_2 = 0$$

Vemos entonces que para mantener el valor de ϵ_1 en su valor máximo

de 5×10^{-5} , los momentos de inercia de los miembros horizontales y verticales deben variar entre los siguientes valores:

$$33.888,02 \leq I_1 \leq 46.475$$

$$0 \leq I_2 \leq 33.888,02$$

Del capítulo II, vemos que el valor de I_2 , no debe ser menor que el obtenido por la fórmula (22).

$$I_2 = \frac{PDc_2}{20G} \quad (22)$$

$$I_2 = \frac{550.000 \times 138 \times 6}{20 \times 24.000} = 948,75 \text{ pulg}^4$$

Si mantenemos ϵ_1 constante e igual a 0,00005 y hacemos variar ϵ_2 dentro del rango establecido obtendremos los valores de I_1 e I_2 a partir de las fórmulas (26) y (27) según se muestra en el cuadro N° 1.

El valor de I_2 que satisface la condición impuesta por la fórmula (22) se obtiene cuando: $\epsilon_2 = 0,00003735$

$$I_1 = \frac{550.000 \times 78^2}{192 \times 30 \times 10^6 (0,00005 - 0,00003735)}$$

$$I_1 = 45.923,91 \text{ pulgadas}^4$$

$$I_2 = \frac{550.000 \times 78 \times 138}{192 \times 30 \times 10^6} \left[\frac{3}{3,735 \times 10^{-5}} - \frac{1}{(5 - 3,735) \times 10^{-5}} \right]$$

$$I_2 = 1.305,22 \text{ Pulg}^4$$

Este valor es mayor que el mínimo permisible, 948,75 pulg⁴, obtenido por la fórmula (22).

CUADRO N° 1

$\epsilon_1 \times 10^{-5}$	5	5	5	5	5
$\epsilon_2 \times 10^{-5}$	3,75	3,745	3,74	3,735	3,73
$I_1 \text{ Pulg}^4$	46.475	46.289,84	46.106,15	45.923,91	45.743,11
$I_2 \text{ Pulg}^4$	0	437,37	872,43	1.305,22	1.735,77

VALORES DE LOS MOMENTOS DE INERCIA DE
LA PRENSA CON DIFERENTES VALORES DE ϵ_2

Estos valores de I_1 e I_2 se toman como base para dimensionar los miembros horizontales y verticales. Los mismos que ocupan una distribución como muestra la figura N° 7.

Es necesario encontrar el arreglo adecuado de las planchas que satisfagan los valores de I_1 e I_2 obtenidos previamente con las fórmulas (26) y (27). Esto se hace mediante el uso de la siguiente fórmula (Referencia 2):

$$I_1 = \frac{N \times t \times h^3}{12} \quad (32)$$

$$I_2 = \frac{t \times d_1^2}{6} (3b_1 + d_1) \quad (33)$$

En la figura 7 se muestran las secciones transversales de los miembros.

Dando diversos valores a las variables de las ecuaciones (32) y (33) obtenemos varios valores de I_1 e I_2 indicados en el cuadro N° 2. De esta manera:

$$I_1 = \frac{N \times t \times h^3}{12}$$

Para I_{11}

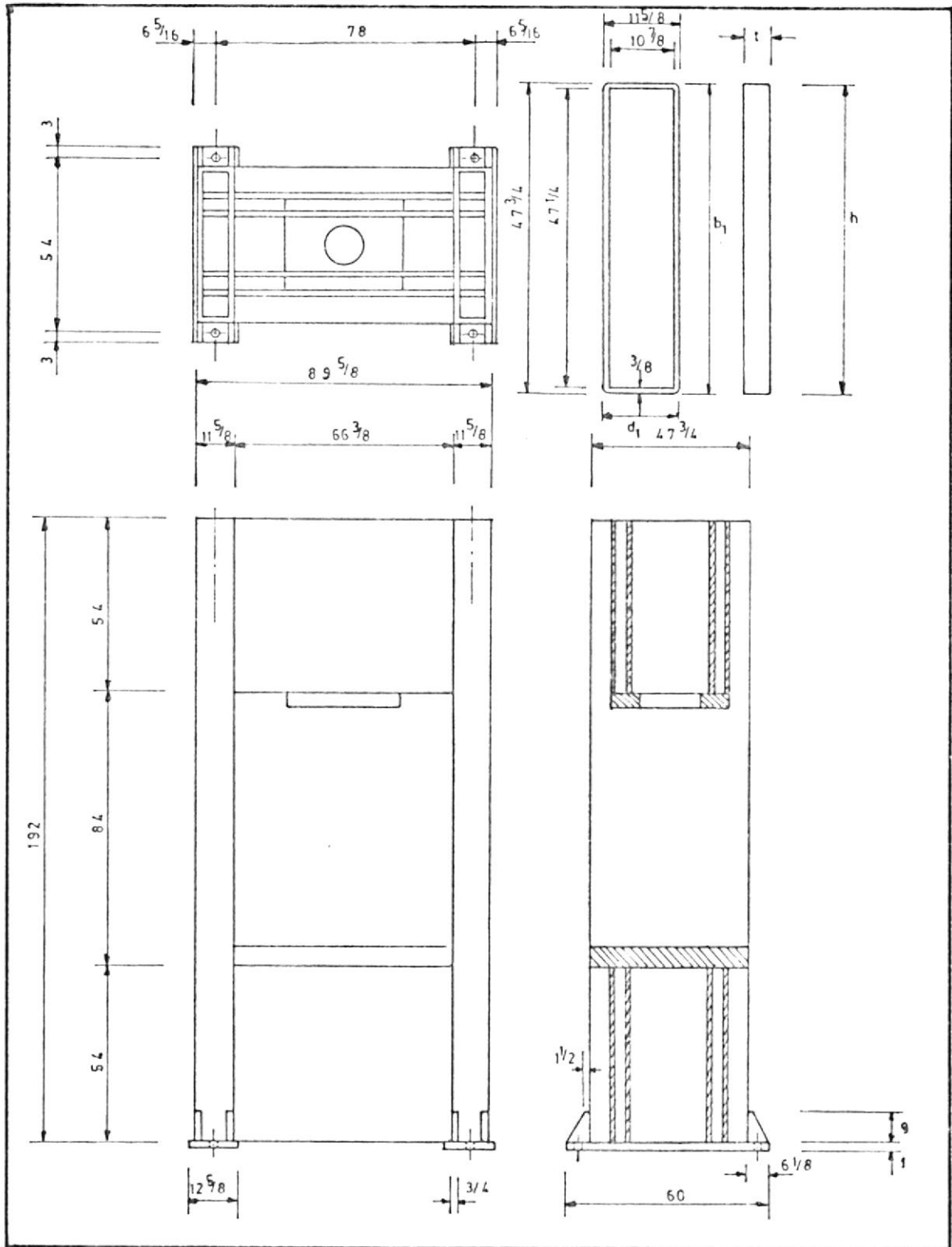
$$N = 2$$

$$t = 1 \text{ pulg.}$$

$$h = 54 \text{ pulg.}$$

$$I_{11} = \frac{2 \times 1 \times 54^3}{12} = 26.244 \text{ pulg.}^4$$

FIGURA N° 7



DIMENSIONES DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA

CUADRO N° 2

MOMENTO DE INERCIA I_1 CON VARIOS
ESPEORES DE PLANCHAS DE ACERO

N	t Pulg.	h Pulg.	I_{11} Pulg ⁴	I_{12} Pulg ⁴	I_1 $I_1 = I_{11} + I_{12}$	Peso lbs.
4	1	48			36.864	4.794
4	1	46 5/16	33.111,1			
2	3/4	46 5/16		12.416,7	45.527,8	6.360
2	1	53 13/16	25.971,6			
2	3/4	53 13/16		19.478,7	45.450,3	4.702,7
2	1	48	18.432			
4	3/4	48		26.648	46.080	5.992,5
2	1	54	26.244			
2	3/4	54		19.683	45.927	4.719,09

MOMENTO DE INERCIA I_2 CON VARIOS
ESPEORES DE PLANCHAS DE ACERO

t Pulg.	1/4	3/8	1/2	5/8
b_1 Pulg.	47 3/4	47 3/4	47 3/4	47 3/4
d_1 Pulg.	11 5/8	11 5/8	11 5/8	11 5/8
I_2 Pulg ⁴	872,08	1308,12	1.744,	2.180,2
Peso lbs.	3.182	4.743	6.296,8	7.837

Para I_{12}

$$N = 2$$

$$t = 0,75 \text{ pulg.}$$

$$h = 54 \text{ pulg.}$$

$$I_{12} = \frac{2 \times 0,75 \times 54^3}{12} = 19.683 \text{ pulg}^4$$

$$I_1 = 45.927 \text{ Pulg}^4$$

Este valor es mayor con 3 unidades que 45.923,91 obtenido con la fórmula (26), que podemos considerarlo igual.

$$I_2 = \frac{t \times d_1^2}{6} (3b_1 + d_1)$$

$$t = 0,375 \text{ pulg.}$$

$$d_1 = 11,625 \text{ pulg.}$$

$$b_1 = 47,750 \text{ pulg.}$$

$$I_2 = \frac{0,375 \times (11,625)^2}{6} (3 \times 47,75 + 11,625)$$

$$I_2 = 1.308,12 \text{ pulgadas}^4$$

Este valor es mayor con 3 unidades que 1.305,22 obtenido con la fórmula (27), que podemos considerarlo igual.

Con las fórmulas (24) y (25) calculamos los momentos flectores.

$$M_1 = \frac{PB}{8} \left[1 - \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right] \quad (24)$$

$$M_1 = \frac{550.000 \times 78}{8} \left[1 - \frac{3,735 \times 10^{-5}}{3(5 - 3,735) \times 10^{-5}} \right]$$

$$M_1 = 84.782,6 \text{ lbs-pulg.}$$

$$M_2 = -\frac{PB}{8} \left[1 + \frac{\epsilon_2}{3(\epsilon_1 - \epsilon_2)} \right]$$

$$M_2 = \frac{550.000 \times 78}{8} \left[1 + \frac{3,735 \times 10^{-5}}{3(5 - 3,735) \times 10^{-5}} \right]$$

$$M_2 = -10.640.217,39 \text{ lbs-pulg.}$$

Con las fórmulas (28), (29), (30) y (31) calculamos los esfuerzos.

$$\sigma_1 = \frac{24Ec_1}{B} (\epsilon_1 - \frac{2}{3}\epsilon_2) \quad (28)$$

$$c_1 = 27 \text{ pulg. Fig. 7}$$

$$= \frac{24 \times 30 \times 10^6 \times 27}{78} (5 - \frac{2}{3} \times 3,735) \times 10^{-5}$$

$$\sigma_1 = 6.853,84 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\sigma_{21} = \frac{8Ec_2\epsilon_2}{D} \quad (29)$$

$$c_2 = d_1/2$$

$$= \frac{8 \times 30 \times 10^6 \times 5,8125 \times 3,735 \times 10^{-5}}{138}$$

$$\sigma_{21} = 377,56 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\sigma_{22} = \frac{P}{2A_1} \quad (30)$$

El término A_1 en la fórmula anterior es el área de la sección transversal de cada uno de los miembros verticales.

$$A_1 = 47,75 \times 11,625 - 47,0 \times 10,875$$

$$A_1 = 43,9688 \text{ Pulg}^2$$

$$\sigma_{22} = \frac{550.000}{2 \times 43,9688} =$$

$$\sigma_{22} = 6.2554,44 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\sigma_2 = \sigma_{21} + \sigma_{22}$$

$$\sigma_2 = 377,76 + 6.254,44$$

$$\sigma_2 = 6.632,2 \text{ lbs/pulg}^2$$

Los valores de σ_1 y σ_2 están muy por debajo del valor permisible para el esfuerzo de tensión del acero estructural que es:

$$\sigma_{\text{Perm.}} = 0,6 \sigma_y$$

$$= 0,6 \times 36.000$$

$$\sigma_{\text{Perm.}} = 21.600 \text{ lbs/pulg}^2$$

3.2 DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS

Los miembros estructurales que forman el cuerpo de la prensa se unen entre sí, mediante soldadura eléctrica, cuyo tipo se escoge tomando en cuenta los factores que la afectan:

1. Tipo de unión que se hará, el ángulo, abertura y longitud de la raíz.
2. Tipo y tamaño del electrodo.
3. Tipo de corriente, polaridad y cantidad (Amperaje)
4. Longitud del arco (Voltaje)
5. Velocidad del Arco.
6. Posición de la soldadura (Plana, horizontal, vertical y sobre cabeza). Un gran número de los factores antes mencionados pueden determinarse soldando una unión de muestra.

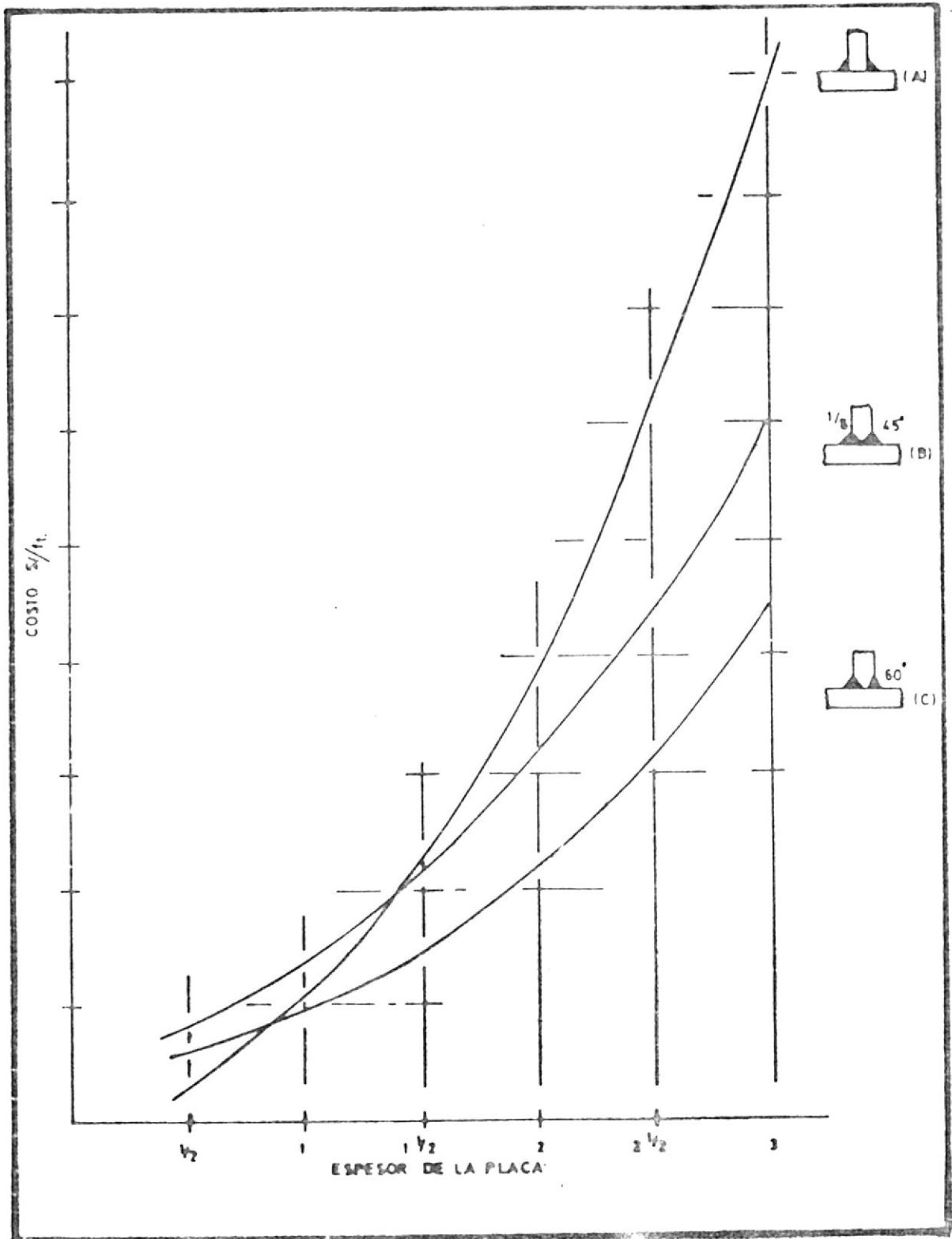
El tipo de soldadura depende de las condiciones del diseño y puede ser: De ranura, de filete o de tapón; para las cuales se pueden usar varias preparaciones de los bordes a unirse, tales como: A tope, en "V", en Bisel, en "J" y en "U".

La elección entre dos o más tipos de unión no siempre se hace únicamente en función del diseño, sino también tomando en cuenta el costo. Esto se ilustra en la Fig. 8 en donde las curvas muestran la diferencia de costo entre una soldadura a filete a 45° y dos tipos de soldaduras de ranuras en "T" (2).

Para obtener una resistencia completa con soldadura de filete (Curva A) la longitud de los lados de la soldadura debe ser alrededor del 75% del espesor de la placa. Una resistencia completa puede también obtenerse biselando a 45° ambos lados de la placa y espaciándola de tal manera que tenga una abertura de $1/8$ " de pulgada en la raíz, para conseguir una penetración completa (Curva B). La cantidad de soldadura necesaria para esta unión comparada con la necesaria para una soldadura a filete, varía desde 75% para una placa de una pulgada de espesor hasta 56% para una de 4 pulgadas.

Para placas con espesores de hasta $1\ 1/2$ pulgadas, el costo extra de biselar la placa y la necesidad probable de usar una corriente de soldar más baja en la ranura a 45° , tiende a elevar el costo total de la soldadura para este tipo de unión. Pero para placas más gruesas la reducción en la cantidad de metal de soldar (elec-

FIGURA N° 8



CURVA DEL COSTO RELATIVO DE SOLDADURA POR RESISTENCIA COMPLETA DE LA PLACA

trodo) es lo suficientemente grande para sobrepasar cualquier costo extra en la preparación de biseles.

También puede obtenerse una soldadura de resistencia completa, biselando a 60° ambos bordes de la placa (Curva C) y formando con la soldadura un filete de 60° . La profundidad mínima del bisel y el lado adicional del filete, sumados, son iguales al 29% del espesor de la placa. Para todos los espesores de placas, la cantidad de soldadura necesaria para este tipo de unión es aproximadamente, la mitad de la correspondiente a soldadura de filete. Esta unión tiene la ventaja adicional que se puede usar una corriente de soldar alta, similar a la usada en soldadura de filete.

En la figura N^o 8 podemos observar que el punto de corte entre la curva de soldadura a filete y la de doble bisel a 45° , de penetración completa, es cerca de 1 1/2 pulgadas de espesor. El punto de corte con la curva de la soldadura de bisel a 60° , de penetración parcial, es cerca de 1 pulgada de espesor. La posición relativa de estas curvas variará de acuerdo a los costos de soldadura y corte usados.

Tomando como base esta gráfica de la Fig. N^o 8 usaremos uniones tipo filete para unir todas las partes de la prensa que están formadas por placas de 1 pulgada de espesor o menos.

El miembro horizontal y el vertical del cuerpo de la prensa se

unen a 5 13/16 pulgadas de la intersección de sus líneas de centro, según se muestra en la Fig. N° 7, por lo tanto, diseñaremos la unión soldada en este punto en el cual la soldadura estará sometida a la acción de esfuerzos de corte y de flexión los cuales según la Tabla N° 1, se obtienen con las siguientes fórmulas. (Referencia 2).

$$f_v = \frac{V}{A_w}$$

$$f_f = \frac{M}{S_w}$$

$$f_r = \sqrt{f_v^2 + f_f^2} \quad (36)$$

Según el diagrama del cuerpo libre del miembro horizontal, en la unión con el miembro vertical, Fig. N° 2B, tenemos:

$$V = \frac{P}{2}$$

$$V = \frac{550.000}{2} = 275.000 \text{ lbs.}$$

$$M_x = M_1 - Vx$$

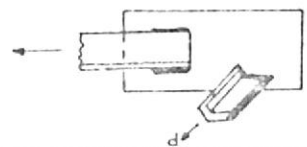
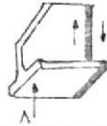
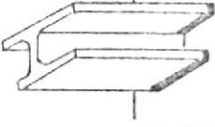
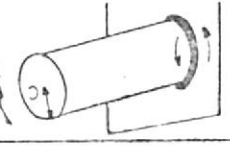
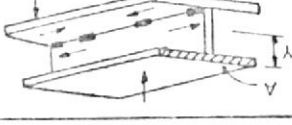

$$x = 5,8125 \text{ pulg.}$$

$$M_x = 84.782,6 - 275.000 \times 5,8125$$

$$M_x = -1'513.654,9 \text{ lbs-pulg.}$$

$A_w = 54 \times 8 = 432 \text{ pulg.}$ Esto es la longitud total de la soldadura considerando que son cuatro placas soldadas a cada lado de ellas.

TABLA Nº 1

LA SOLDADURA CONSIDERADA COMO UNA LINEA		FORMULA ESTANDARD DE DISEÑO		TIPO DE CARGA	
FUERZA LB ⁵ /IN		ESFUERZO LB ⁵ /IN ²		FUERZA INTEGRAL TRANSMITIDA EN ESTOS PUNTOS	
SOLDADURAS PRIMARIAS					
		$f = \frac{P}{A_w}$	$g = \frac{P}{A}$	TENSION O COMPRESION	
		$f = \frac{A_w}{V}$	$g = \frac{A}{V}$	CORTE VERTICAL	
		$f = \frac{M}{S_w}$	$g = \frac{S}{M}$	FLEXION	
		$f = \frac{J_w}{T_c}$	$g = \frac{J}{T_c}$	TORSION	
SOLDADURAS SECUNDARIAS					
PARA MANTENER LAS SECCIONES JUNTAS ESFUERZO BAJO					
		$f = \frac{I_n}{A_y}$	$g = \frac{I_t}{A_y}$	CORTE HORIZONTAL	
		$f = \frac{I}{2A}$	$g = \frac{I}{2A}$	CORTE HORIZONTAL POR TORSION	

FUERZA RESISTENTE PERMISIBLE DE LA SOLDADURA (2)

A:AREA COMPRENIDA EN LA LINEA MEDIA

$S_w = \frac{d^2}{3}$ según tabla 2, para cada una de las cuatro placas que forman el miembro horizontal (2).

$$S_w = \frac{4 \times d^2}{3} = \frac{4 \times 54^2}{3} = 3.888 \text{ pulg}^2$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones (34), (35) y (36), tenemos:

$$f_v = \frac{275.000}{432} = 636,57 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f_f = \frac{1'513.654,9}{3.888} = 389,31 \text{ lbs/pulg.}$$

$$f_r = \sqrt{636,57^2 + 389,31^2}$$

$$f_r = 746,18 \text{ lbs/pulg.}$$

La fuerza permisible a la que puede someterse la soldadura se la obtiene de las fórmulas de la tabla N° 3 (3).

$$f_p = \frac{5.100(u)}{1 - \frac{K_1}{2}} \text{ lbs-pulg.} \quad (37)$$

$$K_1 = \frac{\sigma_{\text{Min.}}}{\sigma_{\text{Máx.}}}$$

Los esfuerzos en el cuerpo estructural de la prensa varían desde $\sigma_{\text{Min.}} = 0$, cuando el pistón del cilindro hidráulico va hacia arriba, hasta un máximo $\sigma_{\text{Máx.}} = 6.853,84 \text{ lbs/pulg}^2$ cuando el pistón baja en su carrera de trabajo. Esto también ocurre en la soldadura de las uniones de los miembros, por lo tanto el valor de K es cero, ver figura N° 9. (3).

$$f_r = \frac{5.100(u)}{1 - \frac{0}{2}}$$

TABLA N° 2

DELINEAMIENTO DE UNIONES SOLDADAS b: ANCHO d: LARGO	FLEXION (ALREDEDOR DEL EJE HORIZONTAL X-X)	TORSION
	$S_w = \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{d^3}{12}$
	$S_w = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$S_w = bd$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$S_w = \frac{6bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$ PARTE SUPERIOR PARTE INFERIOR	$J_w = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ PARTE SUPERIOR PARTE INFERIOR	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{b+2d}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ PARTE SUPERIOR PARTE INFERIOR	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ PARTE SUPERIOR PARTE INFERIOR	$J_w = \frac{d^2(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{bd^3}{6}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$J_w = \frac{\pi d^3}{4}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{2} + D^2 \pi$	

PROPIEDADES DE LA SOLDADURA, CONSIDERADA COMO UNA LINEA (2)

T A B L A N º 3

	2'000.000 Ciclos	600.000 Ciclos	100.000 Ciclos	Que no ex- ceda de
Metal Base en tensión unido con soldadura a filete. Que no exceda de	① $\sigma = \frac{7500}{1 - 2/3 K}$ psi P _t	③ $\sigma = \frac{10,500}{1 - 2/3 K}$ psi P _t	⑤ $\sigma = \frac{15,000}{1 - 2/3 K}$ psi P _t	$\frac{2 P_c}{3 K}$ psi
Metal base en compresión unido con sol- dadura a file- te.	② $\sigma = \frac{7500}{1 - 2/3 K}$ psi	④ $\sigma = \frac{10,500}{1 - 2/3 K}$ psi	⑥ $\sigma = \frac{15,000}{1 - 2/3 K}$ psi	P _c psi $\frac{P_c}{1 - K/2}$ psi
Soldadura a tope en ten- sión.	⑦ $\sigma = \frac{16,000}{1 - \frac{8}{10} K}$ psi	⑪ $\sigma = \frac{17,000}{1 - \frac{7}{10} K}$ psi	⑬ $\sigma = \frac{18,000}{1 - \frac{K}{2}}$ psi	P _t psi
Soldadura a tope en com- presión	⑧ $\sigma = \frac{18,000}{1 - K}$ psi	⑫ $\sigma = \frac{18,000}{1 - .8K}$ psi	⑯ $\sigma = \frac{18,000}{1 - \frac{K}{2}}$ psi	P _c psi
Soldadura a tope en corte	⑨ $\tau = \frac{9,000}{1 - \frac{K}{2}}$ psi	⑬ $\tau = \frac{10,000}{1 - \frac{K}{2}}$ psi	⑰ $\tau = \frac{13,000}{1 - \frac{K}{2}}$ psi	13,000 psi
Soldadura a filete $\omega =$ tamaño de soldadura	⑩ $f = \frac{5100 \omega}{1 - \frac{K}{2}}$ lb/in.	⑭ $f = \frac{7100 \omega}{1 - \frac{K}{2}}$ lb/in.	⑱ $f = \frac{8800 \omega}{1 - \frac{K}{2}}$ lb/in.	8800 ω lb/in.

Adaptada de las especificaciones AWS para puentes

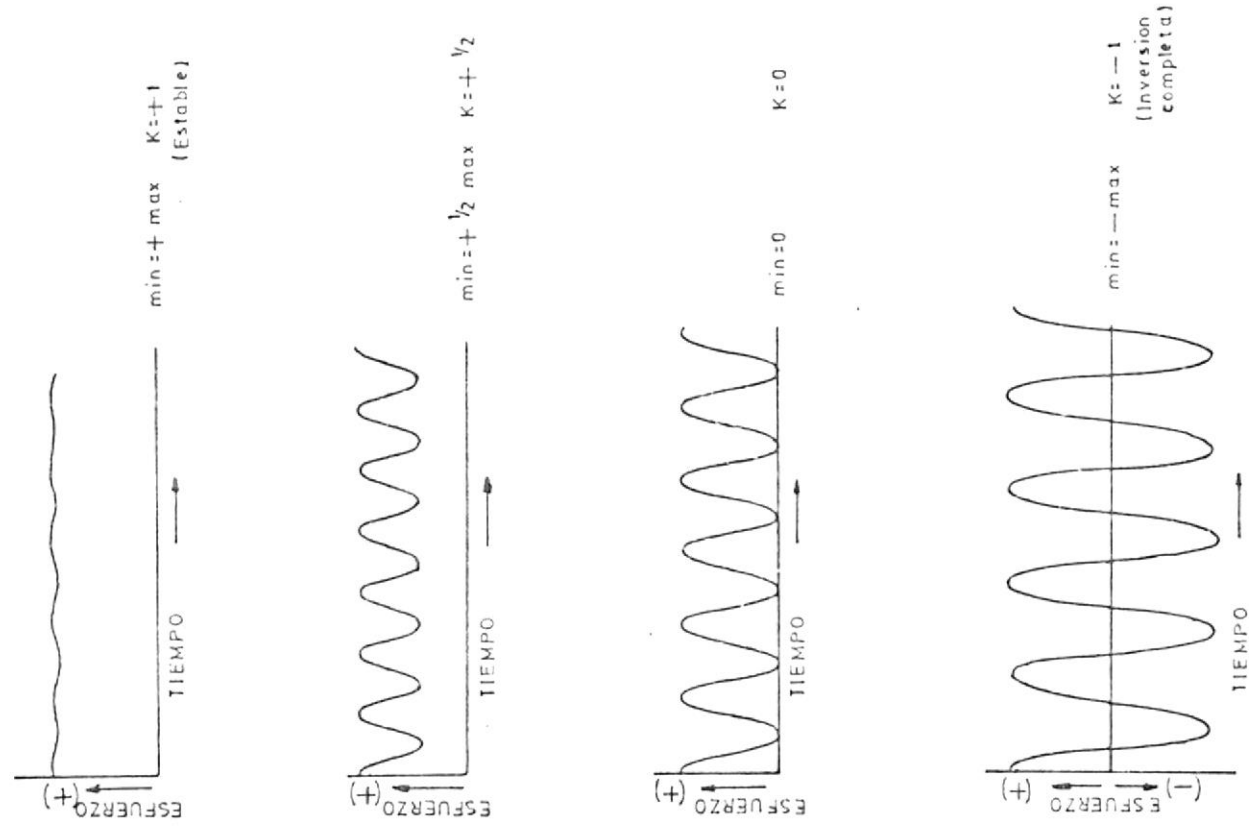
P_c = Esfuerzo Permissible en Compresión para el Metal Base

P_t = Esfuerzo Permissible en Tensión para el Metal Base

ESFUERZOS DE FATIGA PERMISIBLES PARA ACEROS

A7, A373, A36, Y SUS SOLDADURAS (2)

FIGURA N° 9



VALORES DE K_1 PARA DIFERENTES CONDICIONES
DE ESFUERZOS MAXIMOS Y MINIMOS

$$f_p = 5100 \omega \text{ Lbs/pulg.}$$

Igualando la fuerza resultante f_r a la fuerza permisible f_p de la soldadura obtenemos ω .

$$\omega = \frac{746,18}{5.100} = 0,1463 \text{ pulg.}$$

El tamaño de la soldadura a aplicarse en una unión depende también del espesor del material a soldar, en este caso del espesor de las planchas que se van a unir. En la tabla N° 4, se da el tamaño mínimo de la soldadura tomando en consideración el espesor de la plancha más delgada y en la Tabla N° 5 se da el tamaño mínimo de la soldadura tomando en cuenta la plancha más gruesa (2).

De acuerdo con estas tablas para la plancha más delgada que es 3/8, corresponde un tamaño mínimo de soldadura de 3/16" = 0,1875" y para la plancha más gruesa que es 1" corresponde un tamaño mínimo de 5/16" = 0,3125", estos tamaños mínimos son mayores que el tamaño requerido que es 0,1463 pulg. Lo cual nos indica que podemos usar los tamaños mínimos con toda seguridad.

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura que usaremos en la unión de los miembros verticales con los horizontales será de 5/16", en cordones continuos.

Los miembros verticales están sometidos a la flexión constante del momento flector M_1 y al esfuerzo constante originado por la

T A B L A N º 4

Espesor de la Placa (t)	Diseño por Resistencia	Diseño por Rigidez	
	Soldadura de resistencia completa. ($\omega = 3/4 t$)	Soldadura de 50% de resistencia completa. ($\omega = 3/8 t$)	Soldadura de 33% de resistencia completa. ($\omega = 1/4 t$)
1/4	3/16	3/16*	3/16*
5/16	1/4	3/16*	3/16*
3/8	5/16	3/16*	3/16*
7/16	3/8	3/16	3/16*
1/2	3/8	3/16	3/16*
9/16	7/16	1/4	1/4 *
5/8	1/2	1/4	1/4 *
3/4	9/16	5/16	1/4 *
7/8	5/8	3/8	5/16*
1	3/4	3/8	5/16*
1 1/8	7/8	7/16	5/16
1 1/4	1	1/2	5/16
1 3/8	1	1/2	3/8
1 1/2	1 1/8	9/16	3/8
1 5/8	1 1/4	5/8	7/16
1 3/4	1 3/8	3/4	7/16
2	1 1/2	3/4	1/2
2 1/8	1 5/8	7/8	9/16
2 1/4	1 3/4	7/8	9/16
2 3/8	1 3/4	1	5/8
2 1/2	1 7/8	1	5/8
2 5/8	2	1	3/4
2 3/4	2	1	3/4
3	2 1/4	1 1/8	3/4

*Estos valores han sido ajustados para concordar con los valores mínimos recomendados por la Sociedad Americana de Soldadura (AWS).

TAMAÑO MÍNIMO DE LA SOLDADURA,
CONSIDERANDO LA PLANCHA MAS DELGADA (2)

T A B L A Nº 5

ESPESOR DE LA PLACA MAS GRUESA DE LA UNION t	TAMAÑO MINIMO DE LA SOLDADURA ω (PULG.)
Hasta 1/2 Pulg. inclusive	3/16
Sobre 1/2 hasta 3/4 Pulg.	1/4
Sobre 3/4 hasta 1 1/2 Pulg.	5/16
Sobre 1 1/2 hasta 2 1/4 Pulg.	3/8
Sobre 2 1/4 hasta 6 Pulg.	1/2
Sobre 6 Pulg.	5/8

- El tamaño mínimo de la Soldadura no necesita exceder el espesor de la placa más delgada.

TAMAÑO MINIMO DE LA SOLDADURA,
CONSIDERANDO LA PLANCHA MAS GRUESA (2).

fuerza del pistón durante el trabajo de embutido; por lo tanto, la soldadura calculada se refiere unicamente a las planchas que forman los miembros horizontales. Para los miembros verticales usaremos soldadura continua de 3/16", que es el mínimo requerido, indicado en la Tabla N° 4, para unir las planchas que forman dichos miembros.

3.3 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRAULICO Y SUS COMPONENTES IMPORTANTES

El cilindro hidráulico está formado por el cilindro propiamente dicho y el vástago, según se indica en la figura N° 10. El cilindro se lo calcula como de paredes gruesas sometido a presión interna, para lo cual se usan las siguientes fórmulas de los esfuerzos (7).

$$\sigma_t = \frac{a^2 + b_2^2}{a^2 - b_2^2} p_o \quad (38)$$

$$\sigma_r = - p_o \quad (39)$$

$$\tau = \frac{b_2^2}{a^2 - b_2^2} p_o \quad (40)$$

Los cilindros hidráulicos se los construye de hierro fundido para presiones bajas, hasta 1.000PSI; y de acero fundido, acero forjado o tubos de acero para presiones más altas.

Para aplicaciones generales de los cilindros hidráulicos los esfuerzos radiales σ_r y de corte τ no son de una magnitud considerable para afectar los esfuerzos resultantes, por lo tanto el es-

fuerzo tangencial σ_t se lo usa como criterio de diseño.

Los esfuerzos permisibles dependen del tipo de material y de la aplicación del cilindro. Los siguientes valores serán considerados (7):

Hierro fundido: 6.000 lbs/pulg²

Acero: 12.000 lbs/pulg²

Aleación de Acero: hasta 85.000 lbs/pulg²

La selección de las dimensiones del cilindro, es decir: Sus diámetros exterior e interior, así como la presión de trabajo es un compromiso entre la potencia hidráulica y la velocidad de trabajo.

De las siguientes fórmulas tenemos (7):

$$p_o = \frac{P}{A_2} = \frac{P}{\pi b_2^2} \quad (41)$$

$$Q = \frac{A_2 V_1}{231} = \frac{\pi b_2^2 V_1}{231} \quad (42)$$

$$HP = 0,0005833Q \times p_o \quad (43)$$

Sustituyendo las expresiones de p_o y Q , ecuaciones (41) y (42). en la ecuación (43), tenemos:

$$HP = 0,0005833 \frac{\pi b_2^2 V_1}{231} \times \frac{P}{\pi b_2^2}$$

$$HP = 0,0005833 \frac{V_1 P}{231} \quad (44)$$

Vemos entonces que para una capacidad determinada, P , o tonelaje

de una prensa hidráulica, la potencia hidráulica requerida para la realización de su trabajo depende únicamente de la velocidad del vástago V_1 o velocidad de trabajo.

Para embutición, la velocidad de trabajo está influenciada por el espesor de la chapa o lámina y por las características físicas de la misma. Generalmente es necesario determinar mediante experimentación, con muestras de la lámina, la velocidad óptima de trabajo. Al metal debe dársele la lubricación adecuada para que fluya con facilidad, de lo contrario pueden ocurrir fracturas.

En la tabla N° 6 se dan velocidades tentativas de embutición que pueden usarse para condiciones promedios y corregirse aumentándolas o disminuyéndolas de acuerdo a la aplicación específica (10).

Sustituyendo en la ecuación (44) el valor de P tenemos:

$$HP = \frac{0,0005833 \times V_1 \times 550.000}{231}$$

$$HP = 1,3888 V_1$$

Si usamos el valor tentativo promedio de $V_1 = 55$ Pies/min., dado en la tabla N° 6, obtendremos una potencia hidráulica de:

$$HP = 1,3888 \times 55 \times 12$$

$$HP = 916,61$$

Esta potencia es excesivamente elevada para un prensa de 250 toneladas, lo cual se debe únicamente a la velocidad seleccionada

T A B L A N º 6

M A T E R I A L	ESTAMPADO F.P.M.		BRUÑIDO F.P.M.
	SIMPLE ACCION	DOBLE ACCION	
Aluminio	175	100	
Aleación Fuerte de Aluminio	...	30-40	
Latón	200	100	70
Cobre	150	85	
Acero	55	35-50	25
Acero (en matrices de Carburo)	...	60	
Acero Inoxidable	...	20-30	
Zinc	150	40	

VELOCIDADES TENTATIVAS DE EMBUTICION (10)

para embutición, que como se dijo anteriormente es sólo tentativo y que debemos buscar la velocidad adecuada para la aplicación específica.

Las prensas hidráulicas se las usa generalmente para embutición profunda la cual debe ser lenta para darle tiempo al material para que fluya.

El tamaño de la bomba del sistema hidráulico, está en proporción directa con la velocidad del vástago: La bomba sería excesivamente grande para la velocidad tentativa de 55Pies/min., pues debería tener una capacidad de más o menos 570 Gal /min. El costo del sistema hidráulico sería muy alto al tener bomba y motor muy grandes.

Las prensas hidráulicas trabajan en tres velocidades diferentes, dependiendo de la aplicación, capacidad y el fabricante.

- a) velocidad de acercamiento, 100-800 pulg/min. la cual es alta
- b) velocidad de regreso, 100-400 pulg/min.
- c) velocidad de trabajo o prensado, 16-60 pulg/min., la cual es baja.

La potencia hidráulica se calcula en base a la velocidad de trabajo o de prensado, porque es en este momento en que el sistema hidráulico desarrolla su máxima presión y por consiguiente su máxima potencia.

Escogemos entonces una velocidad cercana al rango inferior de la velocidad de trabajo $V_1 = 24$ pulg./min.

$$\text{Luego: } HP = 1,3888 \times 24$$

$$HP = 33,3314$$

Sustituyendo la expresión de Q, ecuación (42), en la ecuación (43) tenemos:

$$HP = 0,0005833 \frac{A_2 V_1}{231} \times p_o$$

$V_1 = 2$ pies/min. seleccionado anteriormente.

$$HP = 0,0005833 \frac{A_2 \times 2 \times 12}{231} \times p_o$$

$$HP = 0.00006060 A_2 \times p_o \quad (45)$$

Para una potencia hidráulica determinada o constante la ecuación (45) es la expresión de una hipérbola equilátera cuyas asíntotas son los ejes cartesianos. Esto nos indica que para esta ecuación tenemos un infinito número de soluciones y que por lo tanto debemos escoger las más realistas.

Las presiones empleadas en sistemas hidráulicos varían desde cero hasta 10.000 PSI y algunas veces más altas, las cuales están clasificadas en cinco rangos (7):

BAJA: de 0 hasta 200 PSI, inclusive

MEDIA: sobre 200 PSI hasta 500 PSI, inclusive

MEDIA ALTA: sobre 500 PSI hasta 1.200 PSI, inclusive

ALTA: sobre 1.200 PSI hasta 3.000 PSI, inclusive

EXTRA ALTA: Sobre los 3.000 PSI

La tendencia actual es usar presiones del rango alto para así reducir el tamaño del cilindro y de la bomba, de las cañerías, accesorios, etc.

Sustituyendo el valor obtenido de 33,3314 para la potencia hidráulica en la ecuación (45) tenemos

$$33,3314 = 0,00006060 A_2 \times p_o$$

$$A_2 \times p_o = 549.999,5285 \quad (46)$$

Considerando que el 10 por ciento se recomienda en el sobredimensionamiento de la bomba para compensar pérdidas en el pistón, cañerías y válvulas, debido a fricción escogeremos como presión de diseño del pistón 2.750 PSI que es aproximadamente 10% menor que el valor máximo del rango de presiones altas que es 3.000 PSI.

Usando este valor en las ecuaciones (42) y (46) tenemos los siguientes valores

$$p_o = 2.750 \text{ PSI}$$

$$A_2 = 199,999 \text{ pulgadas}^2$$

$$b_2 = 7,9788 \text{ pulgadas}$$

$$Q = 20,779 \text{ Gal/min.}$$

Para el diseño del cilindro escogeremos:

$$p_o = 2.750 \text{ PSI}$$

$$b_2 = 8,000 \text{ pulgadas}$$

$$\sigma_t = (\text{Permisible}) = 12.000 \text{ PSI}$$

Utilizando la ecuación de los esfuerzos (38) obtenemos el valor del diámetro exterior, a:

$$\sigma_t = \frac{a^2 + b_2^2}{a^2 - b_2^2} \times p_o \quad (38)$$

$$\sigma_t \times (a^2 - b_2^2) = (a^2 + b_2^2) \times p_o$$

$$a^2(\sigma_t - p_o) - b_2^2(\sigma_t + p_o) = 0$$

$$a^2 = b_2^2 \frac{\sigma_t + p_o}{\sigma_t - p_o}$$

Sustituyendo los valores indicados tenemos:

$$a^2 = 64 \frac{12.000 + 2.750}{12.000 - 2.750}$$

$$a^2 = 102,054$$

$$a = 10,102 \text{ pulgadas}$$

Usaremos $a = 10,125$ ó $10 \frac{1}{8}$ pulgadas

Los cilindros de fundición de acero se hacen con las tapas o extremos en forma de casquetes según se muestra en la figura N° 10A. Los radios de curvatura R_1 y R_2 se los hace equivalentes a dos tercios y un tercio del diámetro interior del cilindro, respectivamente (7).

$$R_1 = \frac{2}{3} (2b_2)$$

FIGURA N° 10A

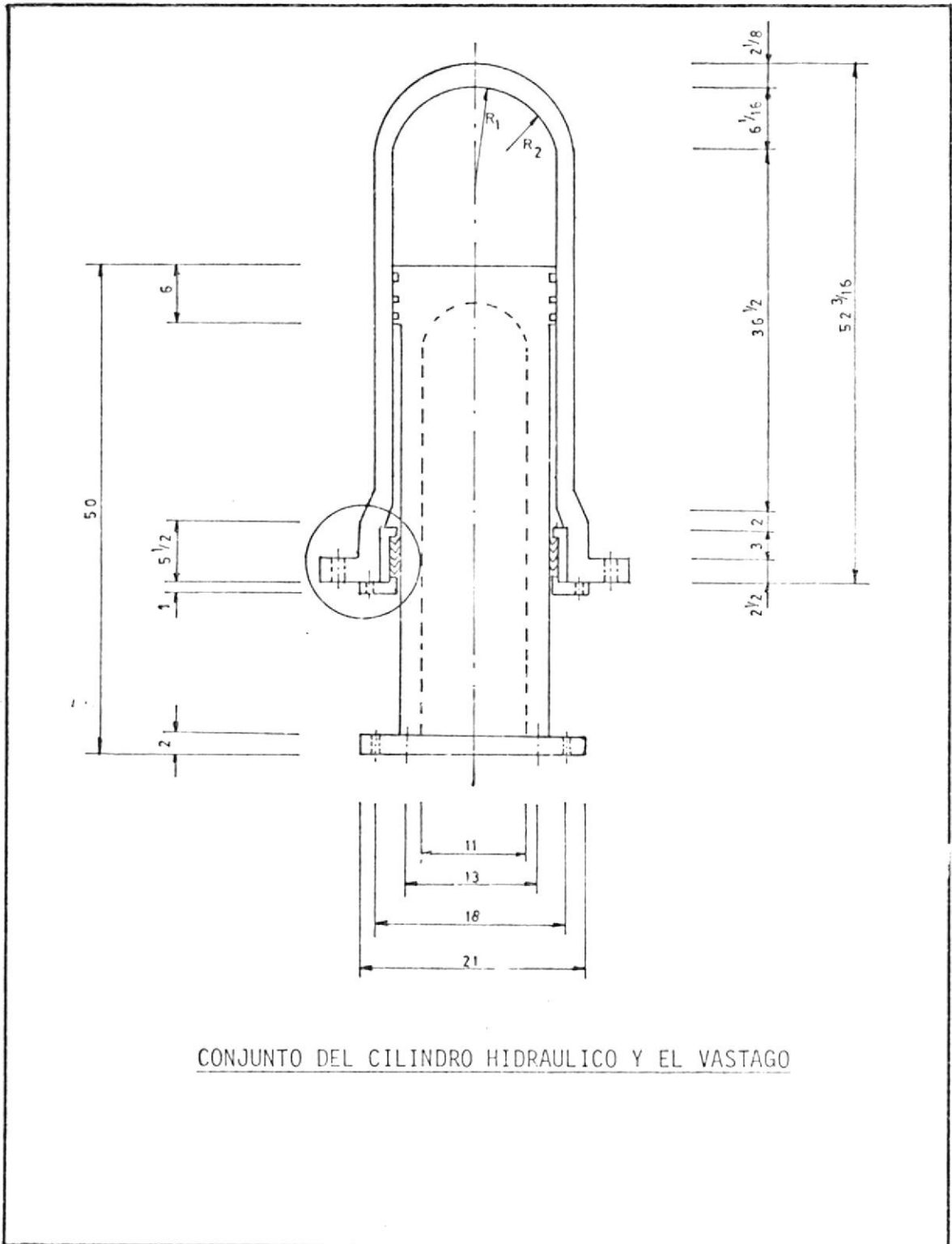
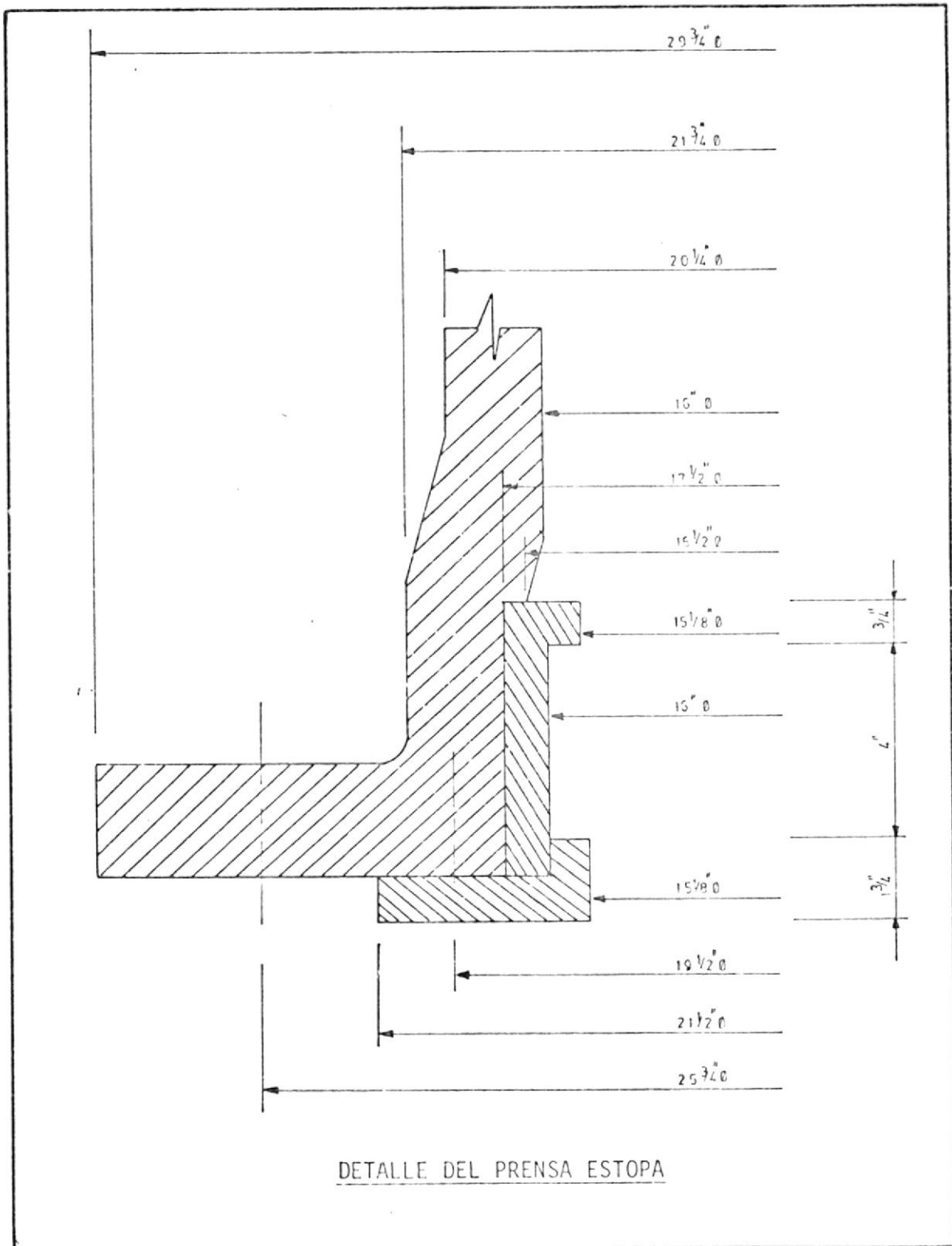


FIGURA N° 10B



$$R_1 = \frac{2}{3} 2 \times 8 = \frac{32}{3}$$

$$R_1 = 10,666 \text{ pulgadas}$$

$$R_2 = \frac{1}{3} (2b_2)$$

$$R_2 = \frac{1}{3} (2 \times 8) = \frac{16}{3}$$

$$R_2 = 5,333 \text{ pulgadas}$$

El espesor del casquete se recomienda hacerlo del mismo espesor del cilindro, o sea: 2 1/8 pulgadas.

Por lo tanto las dimensiones del cilindro serán: diámetro interior, 16 pulgadas; diámetro exterior: 20 1/4 pulgadas; largo: 50 3/16 pulgadas. El cilindro está representado en la figura 10A.

El vástago, para cilindros de diámetros mayor que 4 pulgadas, se lo diseña hueco, de 3/4 a 1 pulgada menor en diámetro que el cilindro. Para diseñarlo se utilizan las fórmulas de los esfuerzos de un cilindro sometido a presión externa, que nos indica que el máximo esfuerzo tangencial ocurre en la superficie interior del cilindro, siendo comprensivo, y que el esfuerzo radial vale cero (9)

$$\sigma_r = 0$$

$$\sigma_t(\text{Máx}) = - \frac{2a^2 p_o}{a^2 - b_2^2} \quad (47)$$

Si hacemos que el diámetro exterior del pistón sea 1 pulgada menor que el diámetro interno que el cilindro, tenemos:

$$a = 7 \frac{1}{2} \text{ pulgadas}$$

Utilizando la ecuación del esfuerzo tangencial máximo (47) obtenemos el valor del diámetro interior del vástago.

$$\begin{aligned}\tau_t &= -\frac{2a^2 p_o}{a^2 - b_2^2} \\ a^2 - b_2^2 &= -\frac{2a^2 p_o}{\tau_t} \\ b_2^2 &= a^2 + \frac{2a^2 p_o}{\tau_t}\end{aligned}$$

Sustituyendo valores y usando el valor del esfuerzo permisible para $\tau_t = 12.000 \text{ PSI}$, tenemos:

$$\begin{aligned}b_2^2 &= 7,5^2 + \frac{2 \times 7,5^2 \times 2.750}{-12.000} \\ b_2^2 &= 56,25 - 25,7813 \\ b_2^2 &= 30,4688 \\ b_2^2 &= 5,5199\end{aligned}$$

Usaremos $b_2 = 5,5 \text{ pulgadas}$

El esfuerzo de compresión axial en el vástago se lo calcula como si este fuera una columna.

Determinamos primero la razón de esbeltez L/K

Para un círculo hueco K es igual a (1):

$$K = \frac{\sqrt{a^2 + b_2^2}}{2} \quad (48)$$

$$K = \frac{\sqrt{7,5^2 + 5,5^2}}{2}$$

$$K = 4,6503 \text{ pulg.}$$

$$L/K = \frac{48}{4,6503}$$

$$L/K = 10,322$$

Para esta razón de esbeltez menor que 120 el Instituto Americano de la Construcción de Acero (AISC) recomienda el uso de la siguiente fórmula para determinar el esfuerzo permisible (9)

$$\frac{P}{A} = 17.000 - 0,485 \left(\frac{L}{K}\right)^2 \quad (49)$$

$$\sigma_{\text{Permis.}} = \frac{P}{A} = 17.000 - 0,485 (10,322)^2$$

$$\sigma_{\text{Permis.}} = 16.948,32 \text{ PSI}$$

El esfuerzo de compresión axial de trabajo a que está sometido el vástago está dado por:

$$\sigma_c = \frac{P}{A_3}$$

$$A_3 = \pi(a^2 - b_2^2) \quad (50)$$

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{P}{\pi(a^2 - b_2^2)} \\ &= \frac{550.000}{\pi(7,5^2 - 5,5^2)} \end{aligned}$$

$$\sigma_c = 6.733,47 \text{ PSI}$$

Este valor de σ_c está muy por debajo del valor del esfuerzo permisible, lo cual nos indica que estamos en el rango del seguro del diseño.

Las dimensiones del vástago son:

Díametro interior: 11 pulgadas

Díametro exterior: 15 pulgadas

Largo: 48 pulgadas

El vástago está representado por la figura 10A.

3.4 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

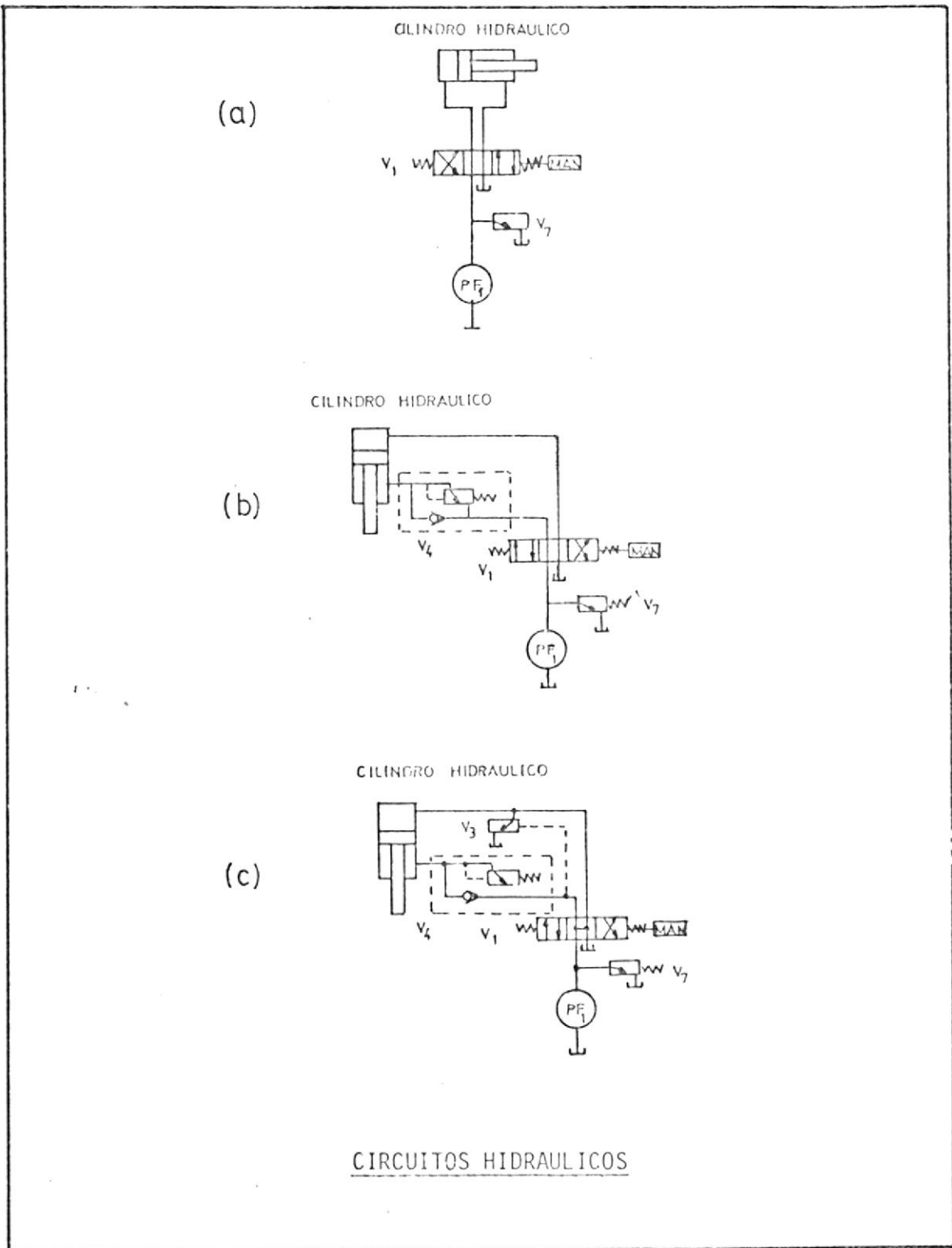
El circuito hidráulico es el conjunto formado por el cilindro hidráulico, bomba, cañerías, válvulas, depósitos y demás accesorios, a través del cual fluye el fluido hidráulico, generalmente aceite, que permite el accionamiento de la prensa.

El diseño del circuito hidráulico lo representamos mediante símbolos, arreglados u ordenados de tal manera que permitan visualizar su función dentro de la prensa hidráulica.

Iniciaremos nuestro diseño utilizando un circuito hidráulico elemental para el accionamiento de un cilindro hidráulico como el representado en la figura 11 (a), el cual consiste de:

- Cilindro hidráulico
- Bomba
- Válvula de control direccional
- Válvula de alivio

FIGURA N° 11



La operación básica de este circuito es como sigue:

Al accionar la bomba envía el aceite a cualquier lado del cilindro hidráulico a través de la válvula de control direccional. Esta válvula debe ser del tipo de recirculación central para evitar el choque hidráulico cuando está en posición neutral.

La válvula de alivio protege la bomba y los demás elementos del circuito hidráulico contra sobrecargas.

Coloquemos, ahora el cilindro verticalmente en vez de horizontalmente y observaremos que se nos origina un problema, el cual es mantener el pistón suspendido en cualquier punto de su carrera cuando la válvula de control direccional está en su posición central y la bomba está recirculando el aceite. Este inconveniente se resuelve instalando una válvula de contra-presión en la línea inferior del cilindro hidráulico según se muestra en la figura N° 11 (b). Esta válvula se la calibra para una presión ligeramente mayor que la requerida para mantener suspendido el pistón o vástago del cilindro hidráulico junto con los demás pesos adheridos a él en la prensa hidráulica. Esto previene la caída del pistón o vástago por gravedad y lo mantiene suspendido en cualquier parte de su carrera, cuando la válvula de control direccional está en su posición central.

En las figuras N° 11 (a y b) y 10 del cilindro puede observarse

dos volúmenes, uno correspondiente al vastago y otro al pistón propiamente dicho. Esto significa que en la carrera de regreso la cantidad de aceite descargado del lado del pistón es mayor que la descarga de la bomba en una proporción igual a la razón entre los volúmenes de desplazamiento a cada lado del pistón, por lo tanto, la cañería de esta sección así como la válvula de control direccional se selecciona del tamaño adecuado, en función de esta relación.

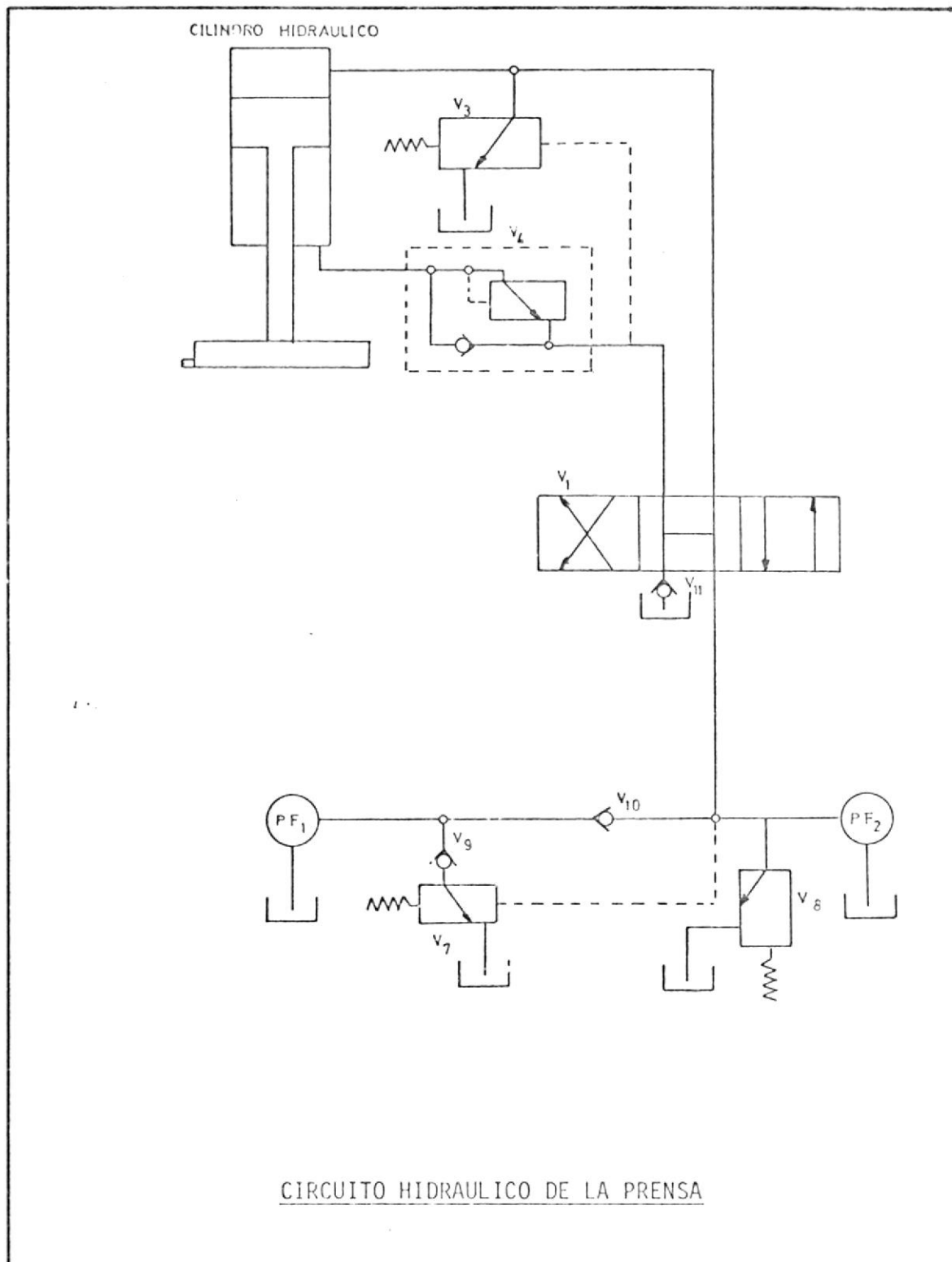
En casos como el nuestro en que la razón de los volúmenes es muy grande, la válvula de control direccional nos resultaría muy grande también y muy costosa, razón por la cual este problema se resuelve instalando una válvula de descarga en la línea superior del cilindro hidráulico, según se muestra en la figura 11 (c). Con este arreglo se obtiene una alta velocidad en la carrera de regreso.

En la carrera de avance también se necesita una alta velocidad de acercamiento del vastago antes de iniciar la verdadera etapa de trabajo la cual es lenta (24 pulgadas/Min.) y a alta presión ... (2.750 PSI). Para obtener esta característica se usa un circuito hidráulico con dos bombas de aceite de los cuales una es de gran capacidad y baja presión para los movimientos de alta velocidad y la otra es una bomba de baja capacidad y alta presión para la etapa de trabajo. Estas dos bombas se instalan de tal manera que cuando la bomba de baja presión alcanza su máxima presión, se abre una válvula de descarga, instalada a la salida de esta bomba,

permitiendo que toda la capacidad de esta bomba sea dirigida hacia el tanque depósito. Una válvula cheque se instala a continuación de la válvula de descarga para evitar que cuando la bomba de alta presión alcance su máxima presión, descargue esta alta presión en el lado de baja presión.

El diseño total del circuito hidráulico se muestra en la figura N° 12 en el cual tenemos un cilindro vertical con su vástago accionado por una combinación de bombas de alta y baja presión con una carrera de acercamiento rápido, seguido por una etapa de trabajo lenta y por una carrera de regreso rápido. Una caída accidental del pistón o vástago por gravedad, se previene con el uso de la válvula de contrapresión. El exceso de aceite durante la carrera de regreso se lo elimina a través de la válvula de descarga. El vástago se detendrá cuando la válvula de control direccional sea puesta en posición neutral.

FIGURA N° 12



C A P I T U L O I V

ANALISIS SELECTIVO DEL EQUIPO COMPLEMENTARIO

4.1 BOMBA HIDRAULICA

Las bombas usadas para generar la presión en los sistemas hidráulicos son generalmente las del tipo rotatorio. Los diferentes tipos de bombas que están en uso en la industria son:

- a) Bombas de engranajes, usadas generalmente en el rango de presión de 0 a 1.200 PSI, en casos excepcionales en el rango de 1.200 a 3.000 PSI.
- b) Bombas de álabes o paletas, usadas generalmente en el rango 0 a 1.200 PSI, en casos excepcionales en el rango de 1.200 a 3.000 PSI.
- c) Bombas de pistón, radiales y axiales, usadas generalmente en el rango de presión 1.200 a 3.000 PSI, en casos excepcionales para presiones mayores que 3.000 PSI.

El circuito hidráulico de la prensa consta de dos bombas, una de gran capacidad y baja presión y una de reducida capacidad y alta presión, por lo que, usaremos en nuestro diseño una bomba de

engranajes y una de pistones radiales.

La bomba de engranaje consiste esencialmente de dos engranajes de dientes rectos perfectamente acoplados y colocados en una carcasa, según se indica en la figura N° 13. El aceite es llevado alrededor de la periferia de los engranajes rotatorios desde el lado de succión al lado de descarga. El contacto de los dientes de los dos engranajes impide el paso de aceite del lado de descarga al lado de succión.

Las bombas de engranajes se construyen con capacidades que varían desde 1 a 100 galones por minuto y en ocasiones mayores (7).

En aplicaciones industriales bombas de engranaje de paso 5 ú 8, rotando con velocidades de 1.200 a 1.800 RPM son satisfactorias para capacidades de hasta 20 gal/min. Para mayores capacidades se usan bomba de paso 3 ó 4 con velocidades de 900 a 1.000 RPM.

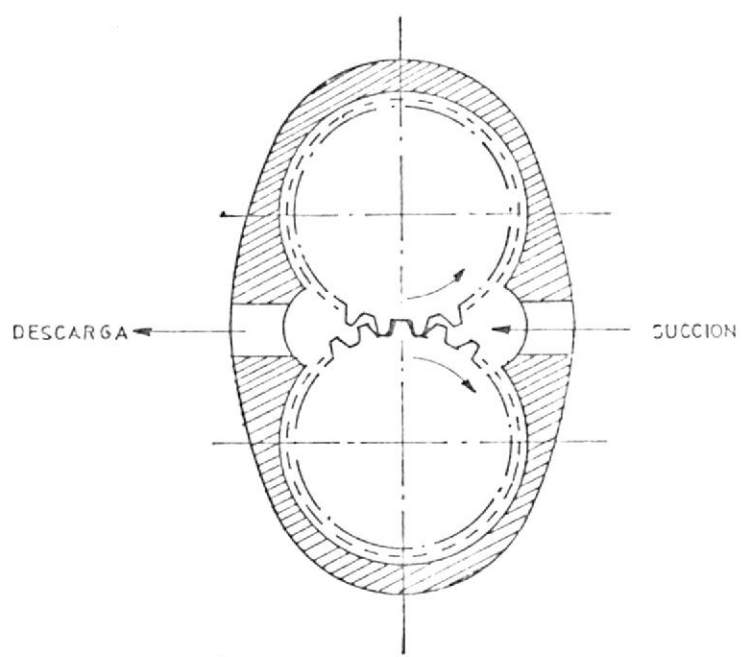
La eficiencia volumétrica de la bomba es la razón entre la descarga neta, medida a una presión dada, y el desplazamiento geométrico determinado por cálculo mediante la siguiente fórmula (7):

$$Q_0 = \frac{[(\pi d_o^2/4) - (\pi d_i^2/4)]wn}{60} \text{ pulg}^3/\text{seg.} \quad (51)$$

La eficiencia volumétrica varía entre 85 a 90 por ciento. A presión cero, que no hay pérdidas por fuga la eficiencia es 100%.

La eficiencia mecánica es la razón entre la potencia hidráulica

FIGURA N° 13



BOMBA DE ENGRANAJES

teórica requerida para bombear el desplazamiento geométrico y la potencia real, medida en laboratorios de pruebas de bombas.

La eficiencia mecánica de estas bombas varía entre 80 y 95 por ciento. La capacidad de la bomba requerida para la prensa hidráulica la calcularemos estableciendo la velocidad de acercamiento del vástago del cilindro hidráulico en 100 pulgadas/minuto, según se indica en la sección 3.3, diseño del cilindro hidráulico y según la fórmula (42).

$$Q = \frac{A_2 V_1}{231} \quad (42)$$

$$Q = \frac{\pi b_2^2 V_1}{231}$$

$$Q = \frac{\pi \times 8^2 \times 100}{231} = 87,0398 \text{ GPM}$$

Si usamos una eficiencia volumétrica de 85% tenemos que la capacidad de la bomba debe ser:

$$\frac{87,0398}{0,85} = 102,3998 \text{ GPM}$$

Usaremos una bomba cuya capacidad nominal mínima sea de 105 GPM.

La presión a que debe trabajar esta bomba es baja y suficiente para sobrepasar la presión a que ha sido ajustada la válvula de contra-presión. Esta presión de ajuste se la obtiene tomando en cuenta el peso del vástago del cilindro hidráulico más el peso de la plataforma porta-matrices y el peso de la matriz; estos pesos

se los estima en valor máximo de 6.000 lbs., por lo tanto, la presión que se generará en el lado de regreso del cilindro, será:

$$\frac{6.000}{\pi(8^2 - 7,5^2)} = 246,42 \text{ PSI}$$

Es decir, para evitar el descenso por gravedad del vastago, portamatriz y matriz debemos ajustar la válvula de contra presión a un valor mínimo de 250 PSI. La bomba de baja presión debe entonces generar una presión mínima, para contrarrestar la fuerza de 6.000 libras que opone la válvula de contrapresión, de:

$$\frac{6.000}{\pi \times 8^2} = 29,84 \text{ PSI}$$

Seleccionaremos una bomba de 30.PSI.

La potencia necesaria para esta bomba será:

$$\text{HP} = 0,0005833 \text{ Q.p.}$$

$$\text{HP} = 0,0005833 \times 105 \times 30$$

$$\text{HP} = 1,84$$

Usando una eficiencia mecánica de 80 por ciento tenemos:

$$\text{HP} = \frac{1,84}{0,8} = 2,3$$

Puesto que no hay motores eléctricos de 2,3 HP usaremos uno de 3 HP. Las especificaciones para la bomba de baja presión serán:

Bomba de engranajes

Capacidad: 105 GPM

Presión de trabajo: 30 PSI

Motor eléctrico de: 3 HP - 220 volt. 3 fases 60 ciclos- 1200 RPM.

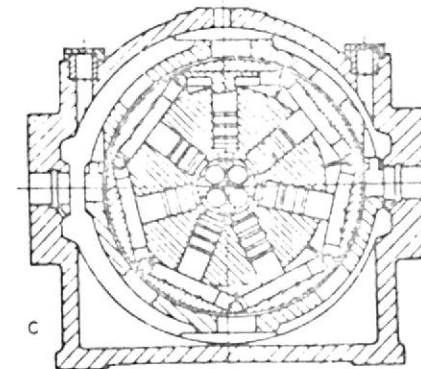
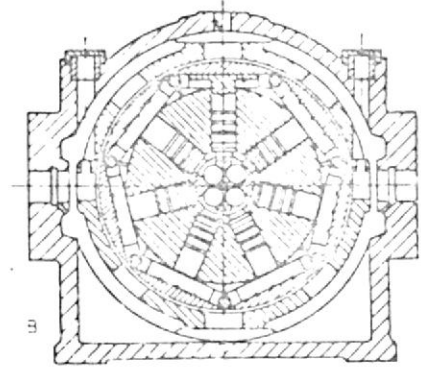
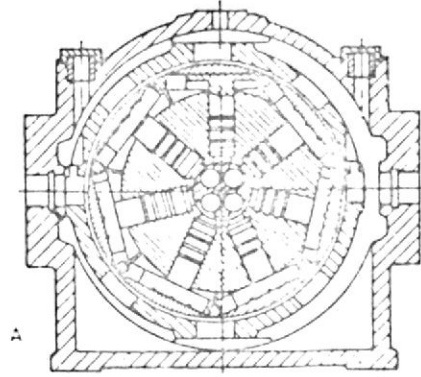
La bomba de pistones radiales está formada por un cilindro rotativo que gira alrededor de un husillo central perforado según se indica en la figura N° 14. El cilindro rotativo es accionado por medio de un eje de mando acoplado a él con pernos. El aceite es suministrado a través de las perforaciones del husillo central las cuales terminan en una ranura circunferencial a manera de válvula que se extiende en un arco muy cercano a 180°. Similarmen- te la descarga tiene lugar a través de otras perforaciones del lado opuesto de la succión. Los pistones están montados en perforaciones cilíndricas en el cilindro rotativo y arreglados de tal manera que pueden moverse alternativamente, así: cuando se mueven hacia afuera pasan por la ranura de succión del husillo y absorben el aceite y cuando se mueven hacia adentro pasan por la ranura de descarga del husillo y expelen el aceite a presión.

Los pistones tienen en sus extremos exteriores una zapata de empuje por medio de la cual se transmite su reacción a un rotor exterior o anillo de reacción el cual gira sobre rodamientos dentro de un anillo retendedor deslizante. Las velocidades de operación de las bombas radiales varían desde 600 a 1.800 RPM dependiendo de la capacidad de la bomba, así (7):

De 1 a 15 GPM operan entre 1.200 y 1.800 RPM

De 15 a 30 GPM operan entre 900 y 1.200 RPM

FIGURA N^o 14



BOMBA DE PISTONES RADIALES

De 30 a 100 GPM operan entre 720 y 900 RPM

De 100 a 200 GPM operan entre 600 y 720 RPM

Sobre 200. GPM operan a 600 RPM o menos.

La capacidad de la bomba puede calcularse con la siguiente ecuación. (Referencia 7):

$$Q = \frac{2A_4 N_{en}}{231} \quad \text{GPM} \quad (52)$$

La eficiencia volumétrica de estas bombas varía entre 85 y 95 por ciento. La eficiencia mecánica varía entre 80 y 90 por ciento. La capacidad de la bomba requerida para la prensa hidráulica la calcularemos usando la velocidad de prensado de 24 pulgadas/minuto, establecida en el cálculo anterior: 3.3 diseño del cilindro hidráulico; y, según la fórmula (42)

$$Q = \frac{A_2 V_1}{231}$$

$$Q = \frac{\pi b_2^2 V_1}{231}$$

$$Q = \frac{\pi \times 8^2 \times 24}{231} = 20,8896 \text{ GPM}$$

Usando una eficiencia volumétrica del 85 por ciento, la capacidad de la bomba debe ser:

$$\frac{20,8896}{0,85} = 24,5759 \text{ GPM}$$

Usaremos una bomba cuya capacidad nominal sea 25 GPM. La potencia necesaria para esta bomba será: $HP = 0,0005833 Q \times p_o$

La presión p_o fue establecida en 3.000 PSI en el capítulo anterior:

3.3. Diseño del cilindro hidráulico

$$HP = 0,0005833 \times 25 \times 3.000$$

$$HP = 43,75$$

Usando una eficiencia mecánica de 80 por ciento tenemos:

$$HP = \frac{43,75}{0,80} = 54,69$$

Usaremos un motor de 60 HP.

Las especificaciones para la bomba de alta presión serán:

Bomba radial de pistones

Capacidad: 25 GPM

Presión de trabajo: 3.000 PSI

Motor eléctrico: 60 HP-220 volt. 3 fases 60 ciclos
1200 RPM.

4.2 CAÑERIAS Y SUS ACCESORIOS

La energía hidráulica es transmitida, desde su fuente que es la bomba hasta el pistón, a través de un conjunto de cañerías o tuberías, válvulas y accesorios llamado sistema de transmisión fluidica.

Todos los sistemas de transmisión fluidica siguen las recomendaciones JIC (Joint Industry Conference) para su instalación. Es -

tas recomendaciones consideran los siguientes aspectos:

- a. Tamaño adecuado de tubería o cañería (número de cédula)
- b. Factores de seguridad para el diseño
- c. Mínimo volumen de fluido
- d. Limpieza
- e. Soportes
- f. Accesibilidad
- g. Identificación (Código de colores)
- h. Protección para embarcar

El tamaño de la tubería o cañería se refiere al diámetro de la misma, el cual se lo calcula en base a las velocidades del fluido. Estas velocidades han sido establecidas por experiencias practicadas que indican que velocidades muy altas originan una excesiva caída de presión en el sistema, mientras que velocidades muy bajas incrementan el costo de cañerías y válvulas.

Las velocidades dadas en la Tabla N^o 7 han sido encontradas satisfactorias para la mayoría de las aplicaciones prácticas. Las normas hidráulicas JIC recomiendan que para sistemas hidráulicos de alta presión se use cañerías cédula 160 (7).

Para seleccionar el tamaño apropiado de la cañería no calcularemos el diámetro interno de ella sino su área transversal interna la cual la compararemos con las tabuladas en las Tablas N^o 8 y 9 para cañerías cédula 40 y 160 respectivamente. Seleccionaremos aquella

T A B L A N° 7

PARTE DEL SISTEMA	Velocidad en Ft/Seg.
Cañerías de Succión de 1/2 a 1 Pulg.	2-4
Cañerías de Succión de 1 1/4 en adelante	5
Cañerías de Descarga de 1/2 a 2 Pulg.	10
Cañerías de Descarga sobre 2 Pulg.	12
Descarga a través de válvulas de Control y otras restricciones cortas	20
Válvulas de Alivio y de Seguridad	100

VELOCIDADES DE FLUJO RECOMENDADAS

PARA CAÑERIAS Y VALVULAS (7)

T A B L A N^o 8

Diámetro Nominal (pulg.)	Diámetro Exterior (pulg.)	Espesor (pulg.)	Diámetro Interior (pulg.)	Area Transversal Interna (pulg. ²)
3/4	1,050	0,113	0,824	0,533
1	1,315	0,133	1,049	0,864
1 1/4	1,660	0,140	1,380	1,495
1 1/2	1,900	0,145	1,610	2,036
2	2,375	0,154	2,067	3,355
2 1/2	2,875	0,203	2,469	4,788
3	3,500	0,216	3,068	7,393
3 1/2	4,000	0,226	3,548	9,886
4	4,500	0,237	4,026	12,730
5	5,563	0,258	5,047	20,006
6	6,625	0,280	6,065	28,891

DIMENSIONES DE CAÑERIAS CEDULA 40 (5)

T A B L A N^o 9

Diámetro Nominal (pulg.)	Diámetro Externo (pulg.)	Espesor (pulg.)	Diámetro Interior (pulg.)	Area Transversal Interna (pulg. ²)
1/2	0,840	0,187	0,466	0,1706
3/4	1,050	0,218	0,614	0,2961
1	1,315	0,250	0,815	0,5217
1 1/4	1,660	0,250	1,160	1,057
1 1/2	1,900	0,281	1,338	1,406
2	2,375	0,343	1,689	2,241
2 1/2	2,875	0,375	2,125	3,546
3	3,50	0,438	2,624	5,408
4	4,50	0,531	3,438	9,283
5	5,563	0,624	4,313	14,61
6	6,625	0,718	5,189	21,15

DIMENSIONES DE CAÑERIAS CEDULA 160 (5)

cañería cuyo tamaño tenga una área transversal interna inmediatamente mayor que la obtenida con el cálculo (5).

Para calcular el área interna transversal necesaria usaremos la fórmula (42) de la cual despejaremos A_2

$$Q = \frac{A_2 V_1}{231} \quad (42)$$

Despejando A_2 , tenemos:

$$A_2 = \frac{231Q}{V_1}$$

Puesto que nuestro sistema hidráulico está compuesto por dos bombas, una de alta presión y una de baja presión con capacidades netas de 21 a 87 galones por minuto , respectivamente, tendremos que calcular los diámetros correspondientes a la succión y a la descarga de cada una de estas bombas:

Cañería de succión para bomba alta presión: usando la expresión anterior de A_2 y poniendo V_1 (5 pies por segundo) en unidades consistentes, tenemos:

$$A_2 = \frac{231 \times 21}{5 \times 60 \times 12} = 1,3475 \text{ pulg}^2$$

La tabla N° 8 nos indica que la cañería de 1 1/4" de diámetro, cédula 40, tiene un área interna transversal de 1,495 pulgadas cuadradas, por lo tanto es satisfactoria.

Cañería de alta presión $A_2 = \frac{231 \times 21}{10 \times 60 \times 12} = 0,6738 \text{ pulg}^2$

La tabla N° 9 nos indica que la cañería de 1 pulgada de diámetro, cédula 160 tiene 0,5217 pulg² de área, la cual es muy pequeña; por lo tanto, escogemos la de 1 ¼" que tiene 1,057 pulg².

Cañería de succión para bomba de baja presión

$$A_2 = \frac{231 \times 87}{5 \times 60 \times 12} = 5,5825 \text{ pulg}^2$$

La tabla N° 8 nos indica que la cañería de 3 pulgadas de diámetro, cédula 40, tiene 7,393 pulg² de área transversal interna, siendo entonces satisfactoria. La de 2 1/2 tiene 4,788 pulg².

Cañería de baja presión

$$A_2 = \frac{231 \times 87}{12 \times 60 \times 12} = 2,3260 \text{ pulg}^2$$

La tabla N° 9 nos indica que la cañería de 2 1/2 pulgadas de diámetro, cédula 160, tiene 3,546 pulg² de área transversal interna, y la de 2 tiene 2,241 pulg². Escogemos entonces la de dos pulgadas de diámetros primero por aspecto económico y segundo porque el incremento en velocidad es poco: llega a 12,4554 pies/secc.

Cañería que va a la válvula de alivio para la bomba de baja presión. Según la tabla N° 7 la velocidad para las valvulas de alivio o seguridad es de 50 pies por segundo. Esta velocidad debe ser considerada a través del orificio de la válvula el cual generalmente es 1/2 del área de la cañería, por lo tanto de acuerdo

con la ley de la continuidad tenemos:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

$$A_2 = \frac{1}{2} A_1$$

$$V_1 = \frac{\frac{1}{2} A_1 V_2}{A_1}$$

$$V_1 = \frac{1}{2} V_2$$

$$V_1 = \frac{1}{2} 50 = 25$$

Siendo V_1 la velocidad en la cañería antes de la válvula. Usando la ecuación (42) con las unidades consistentes, tenemos:

$$A_2 = \frac{231 \times 87}{25 \times 60 \times 12} = 1,1165 \text{ pulg}^2$$

Según la tabla N° 8 la cañería de 1 1/4 pulgadas de diámetro, cédula 40, tiene 1,495 pulgadas cuadradas de sección interna transversal, por lo tanto es satisfactoria.

Cañería que va a la válvula de alivio para la bomba de alta presión. Usando la misma expresión para el área, tenemos:

$$A_2 = \frac{231 \times 21}{25 \times 60 \times 12} = 0,2695 \text{ pulg}^2$$

Según la tabla N° 9 la cañería de 3/4 pulgadas de diámetro, cédula 160, tiene 0,2961 pulgadas cuadradas de sección interna transversal, por lo tanto es satisfactoria.

Cañería que va a la válvula de control. A través de esta cañería

pasa, en un momento dado, la suma del flujo de las dos bombas; tomando en cuenta esto, tenemos:

$$A_2 = \frac{231 \times 108}{12 \times 60 \times 12} = 2,8875 \text{ pulg}^2$$

La tabla N° 9 nos indica que la cañería de 2 1/2 pulgadas de diámetro, cédula 160, tiene 3,546 pulg² de área transversal interna, siendo entonces satisfactoria.

La cañería que va de la válvula de control al tanque de depósito también tiene este mismo tamaño.

El tamaño de la válvula de control también lo determinamos tomando en cuenta el flujo total:

$$A_2 = \frac{231 \times 108}{20 \times 60 \times 12} = 1,7325 \text{ pulg}^2$$

Las válvulas de control se construyen de tal manera que el área interna varía del 75 al 100 por ciento del área de la cañería cuyo tamaño da el tamaño nominal de la válvula, por tanto, el área obtenida anteriormente la dividimos para 0,75:

$$A_2 = \frac{1,7325}{0,75} = 2,3100 \text{ pulg}^2$$

Por el aspecto económico escogeremos una válvula de 2 1/2 pulgadas de diámetro que tiene 2,241 pulg² nominales.

Cañería que va a la válvula de descarga, lado de avance. Como se se indicó en el capítulo III, Diseño del Circuito Hidráulico, en

la carrera de regreso la cantidad de aceite descargado del lado de avance es mayor que la descarga de la bomba de alta presión en una proporción igual a la razón entre el área de avance del cilindro al área de regreso.

Determinaremos entonces esta relación de áreas:

$$\begin{aligned} \text{Area-avance: } & b_2^2 \pi \\ & = 8^2 \times \pi = 201,0619 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Area-regreso} & = (b_2^2 - a^2)\pi \\ & = (8^2 - 7,5^2)\pi = 24,3473 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

$$\frac{\text{Area-avance}}{\text{Area-regreso}} = \frac{201,0619}{24,3473} = 8,2581$$

Este es el factor por el cual se incrementa el flujo de la bomba de alta presión, cuando está actuando en la carrera de regreso, y que corresponde al flujo que sale del lado de avance; es decir, que mientras la bomba de alta presión está enviando 21 GPM al lado de regreso del vástago, por el lado de avance está saliendo 8,2581 veces esta cantidad hacia el tanque de depósito. El flujo será entonces:

$$21 \times 8,2581 = 173,4201 \text{ GPM}$$

Todo este flujo, pasaría a través de la válvula de control direccional, el cual sería excesivo, pues la válvula se la dimensionó, únicamente, para 108 GPM, para la carrera de avance; por lo tanto, es necesario proveer de una válvula de descarga que permita descar-

gar fácilmente la diferencia; o sea:

$$173,4201 - 108 = 65,4201 \text{ GPM}$$

El tamaño de esta válvula será:

$$A_2 = \frac{231 \times 65,4201}{20 \times 60 \times 12} = 1,0494 \text{ pulg}^2$$

Las válvulas de descargas se construyen de tal manera que el área interna varía de 75 a 100 por ciento del área de la cañería cuyo tamaño da el tamaño nominal de la válvula, por lo tanto el área obtenida anteriormente la dividimos para 0,75:

$$A_2 = \frac{1,0494}{0,75} = 1,3993 \text{ pulg}^2$$

La tabla N° 9 nos indica que la cañería de 1 1/2 pulgadas de diámetro, cédula 160, tiene 1,406 pulgadas cuadradas de área transversal interna, siendo por lo tanto favorable. Es decir la válvula de descarga será de 1 1/2 pulgadas; la cañería que llega será 1 1/2 pulgadas de diámetro, cédula 160 y la cañería que va desde la válvula al tanque de depósito será de 1 1/2 pulgada de diámetro, cédula 40, que tiene 2,036 pulgadas cuadradas de área.

Para los sistemas de alta presión en referencia, es necesario tomar en consideración los siguientes aspectos para su instalación.

Los accesorios tales como codos, tees, reducciones, etc., son del tipo de unión por soldadura, de la misma cédula que la cañería.

Las uniones de cañerías y válvulas se las hace mediante bridas

soldadas.

Las cañerías tienen que limpiarse perfectamente para evitar que gotas de soldadura, escoria, óxido o limallas del acero puedan llegar a las bombas, válvulas y cilindro hidráulico y producir averías.

Las cañerías tienen que permanecer inmóviles para evitar vibraciones y movimientos repentinos que puedan causar su rotura.

Al instalar las líneas, válvulas y bombas, éstas deberán quedar en un lugar accesible para facilitar el mantenimiento.

Las uniones roscadas no son recomendables para las condiciones de trabajo requeridas en un sistema de alta presión.

4.3 SISTEMA DE CONTROL

Los sistemas de control que se usan para accionar hidráulicamente un equipo son de tres tipos:

- a) Manuales
- b) Semi-automáticos
- c) Automáticos

Los sistemas manuales son aquellos en que el operador interviene para que el equipo realice cualquier acción, actividad, trabajo o movimiento.

Los sistemas semi-automáticos son aquellos en que el operador in-

terviene para iniciar cada ciclo individual de trabajo. Es decir que cada vez que el equipo cumple un ciclo de trabajo se detiene y no inicia otro ciclo hasta que el operador no interviene.

La secuencia de operaciones dentro del ciclo de trabajo son controladas por movimientos del equipo mismo o por presiones generadas dentro del sistema hidráulico.

Los sistemas automáticos son aquellos en que el operador interviene únicamente para iniciar el primer ciclo de trabajo y en los cuales todas las secuencias de operaciones están controladas ya sea por movimientos del equipo mismo o por las presiones generadas dentro del sistema hidráulico. Una vez iniciado el ciclo de trabajo éste se repite continuamente hasta que el operador interviene para detener el equipo.

La acción automática se la regula por medio de topes colocados en las partes móviles, que accionan válvulas hidráulicas para realizar la secuencia de operaciones. La inversión de un movimiento no puede lograrse mediante acción directa, por lo que debe disponerse de una fuerza adicional, diferente a la producida por el movimiento del equipo, para invertir dicho desplazamiento. Con este propósito se usan solenoides eléctricos, cilindros accionados por válvulas pilotos o energía almacenada en algún mecanismo.

Los sistemas de control, generalmente se los diseñan en una combinación de dos de los mencionados anteriormente, así:

- a) Manual - Semi-automático
- b) Manual - Automático

En estos casos la parte manual se la usa para que el operador pueda posicionar las partes móviles del equipo de acuerdo a las necesidades del trabajo, ya sea alargando o acortando la carrera; o, para probar el funcionamiento libre y sin obstáculos del equipo.

Los elementos que intervienen en un sistema de control son: mecánicos, hidráulicos y eléctricos.

Los elementos mecánicos son: levas, topes y palancas que colocadas en las partes móviles accionan otros elementos de control.

Los elementos hidráulicos son las válvulas que constituyen el circuito hidráulico y que son accionados por la presión del sistema, cuando ésta alcanza un determinado valor. Existen varios tipos de válvulas, entre las cuales nuestro sistema dispone las siguientes:

- a) Válvulas de alivio
- b) Válvulas de contra presión
- c) Válvulas de descarga
- d) Válvulas cheque

La aplicación de las tres primeras se explica en el acápite 3.4. Diseño del Circuito Hidráulico.

La válvula cheque en general se la usa para controlar el flujo en una sólo dirección, es decir, impide el flujo en sentido contrario al establecido.

Los elementos eléctricos son las válvulas solenoides, interruptores, interruptores límites, Relays, etc. Los cuales reciben señales eléctricas o mecánicas para su accionamiento.

Previo a la selección de los elementos que conformarán el sistema de control debemos establecer las funciones que va a realizar la prensa:

- 1.- Al energizar el sistema por primera vez, el vastago deberá desplazarse a su posición en punto muerto superior, localización que la reconoceremos como "Lista para trabajar".
- 2.- El punto muerto superior podrá ser variado, a voluntad del operador.
- 3.- Una vez recibida la señal del operador, el vástago debe avanzar toda su carrera hasta el punto muerto inferior y regresar inmediatamente hacia el punto muerto superior. En esta posición debe permanecer hasta que el operador dé la señal para un nuevo ciclo de trabajo.
- 4.- En su carrera hacia el punto muerto inferior el vástago puede ser detenido en cualquier punto, a voluntad del operador, y regresar inmediatamente al punto muerto superior.

5.- El punto muerto inferior puede ser variable, a voluntad del operador.

6.- El vástago puede ser detenido en cualquier punto de su carrera, hacia arriba o hacia abajo, y quedar estático en ese punto.

Ahora sí podremos seleccionar los elementos que forman el sistema de control.

Para que la prensa pueda estar "lista para trabajar" habrá sido necesario arrancar el motor de las bombas para que el sistema hidráulico tenga presión, por lo tanto, necesitamos un arrancador y botonera para el motor eléctrico, así mismo necesitaremos un transformador para energizar el sistema eléctrico de control.

Para que el operador dé la señal de trabajo, se necesita una botonera de avance la cual enviará una señal eléctrica a uno de los solenoides que accionan la válvula de control direccional a través de circuitos eléctricos interconectados, los que asegurarán que el solenoide continúa recibiendo energía eléctrica después que el operador deja de presionar la botonera.

Para que el vástago regrese a su punto muerto superior después de haber llegado al punto muerto inferior es necesario que un interruptor límite sea accionado por el vástago o porta-punzón, en el punto muerto inferior, y aquél envíe una señal eléctrica al otro solenoide para que cambie la posición de la válvula de con-

trol direccional y en consecuencia invierta el movimiento del vástago.

Para que los puntos muertos, superior e inferior, sean móviles a voluntad del operador, se usarán interruptores eléctricos de accionamiento mecánico. Para que el vástago pueda ser detenido en cualquier punto de su carrera de avance y retorno al punto muerto superior se necesita una botonera de paro instantáneo o de emergencia interconectada eléctricamente con las válvulas solenoides.

Para que el vástago pueda ser detenido en cualquier punto de su carrera de avance o regreso y permanezca en ese punto, se necesita un interruptor (botonera) de paro general de la prensa.

Estas interconexiones eléctricas se obtienen a través de contactores o de relays.

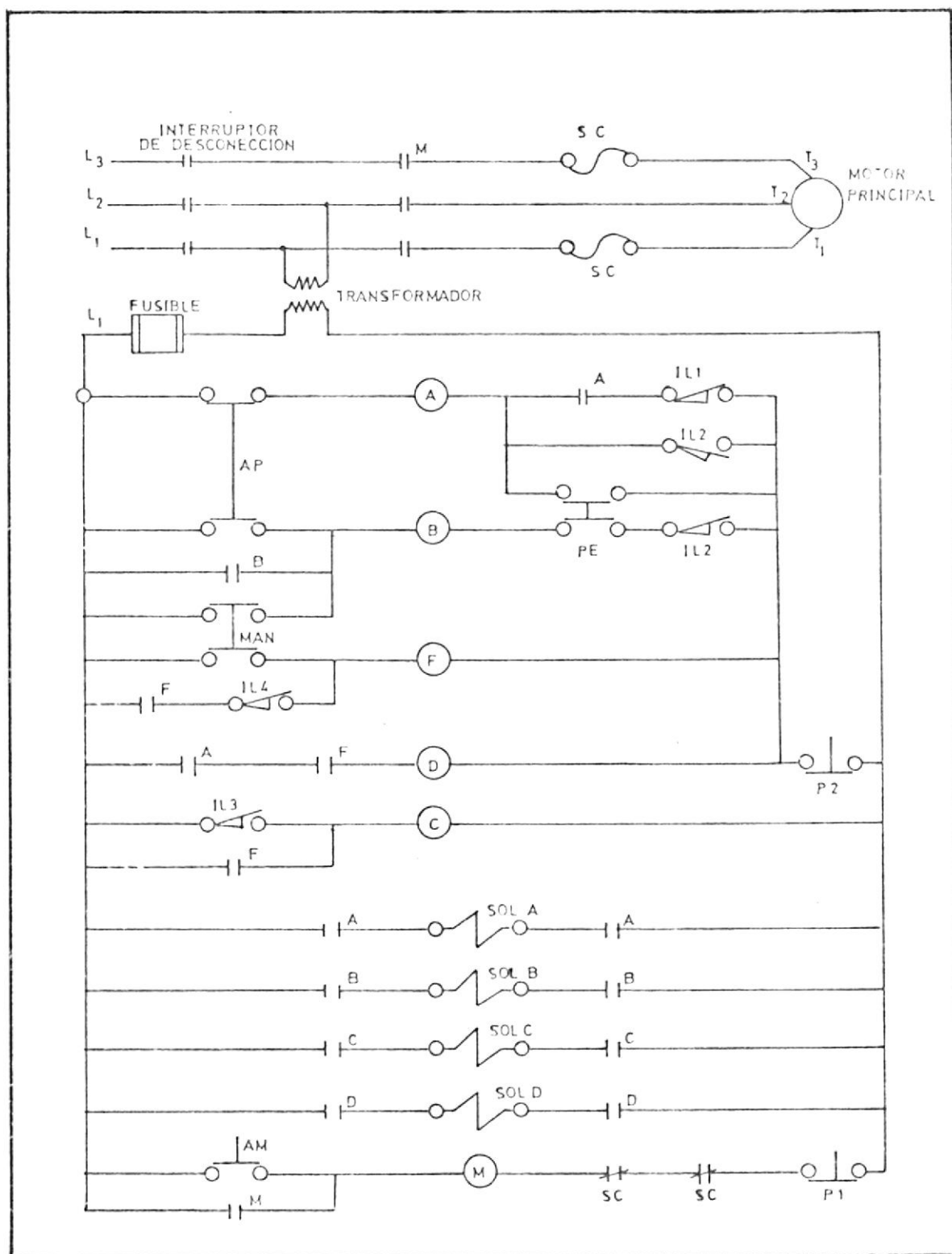
Lo indicado anteriormente constituye, en forma general, un sistema eléctrico de control, el cual se indica en la figura N° 15, que junto con el sistema hidráulico, figura N° 16, constituyen el sistema completo de control de la prensa.

La operación del sistema es como sigue:

Operación manual:

1. El operador presiona la botonera AM para arrancar el motor o

FIGURA N° 15

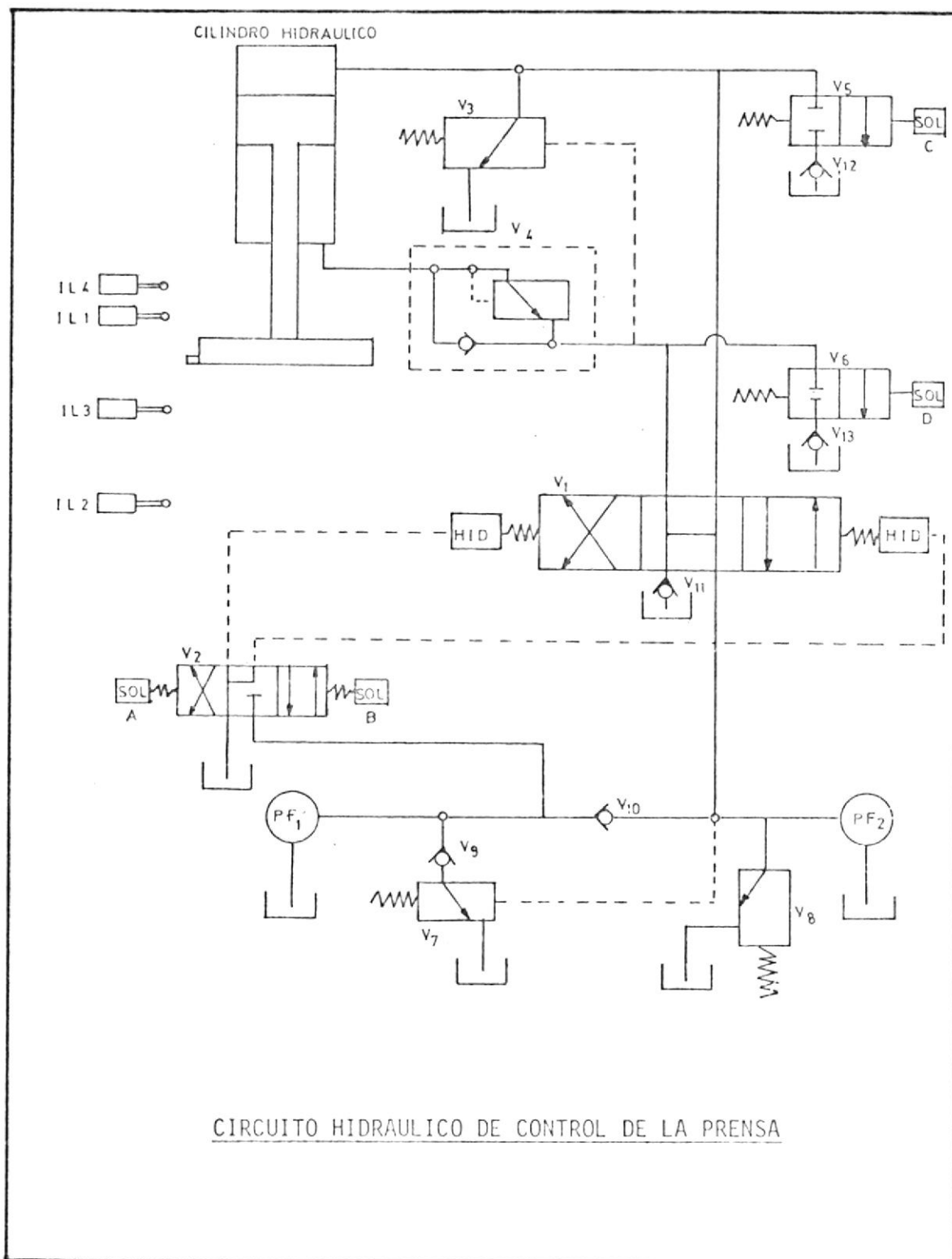


CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL DE LA PRENSA

NOMENCLATURA DE LA FIGURA N° 15

A	= Contactor de la Carrera de Regreso
B	= Contactor de la Carrera de Avance
C	= Contactor de la Carrera de Avance en Manual
D	= Contactor de la Carrera de Regreso en Manual
F	= Contactor de Operación en Manual
SOL.A	= Solenoide de Carrera de Regreso
SOL.B	= Solenoide de Carrera de Avance
SOL.C	= Solenoide de Carrera de Avance en Manual
SOL.D	= Solenoide de Carrera de Regreso en Manual
AM	= Botonera de Arranque del Motor
AP	= Botonera de Arranque de la Prensa (Semiautomático)
MAN	= Botonera de Arranque de la Prensa (Manual)
P ₁	= Botonera de Parada del Motor
P ₂	= Botonera de Parada de la Prensa
PE	= Botonera de Parada de Emergencia de la Prensa
IL ₁	= Interruptor Límite Superior de Parada (Semi-automático)
IL ₂	= Interruptor Límite Inferior de Inversión de Carrera
IL ₃	= Interruptor Límite de Acercamiento
IL ₄	= Interruptor Límite Superior de Parada (Manual)
S.C.	= Interruptores de Sobre Carga

FIGURA N° 16



NOMENCLATURA DE LA FIGURA N° 16

V ₁	= Válvula de Control Direccional
V ₂	= Válvula Piloto de Control
V ₃	= Válvula de Descarga
V ₄	= Válvula de Contra Presión
V ₅	= Válvula Solenoide de Descarga
V ₆	= Válvula Solenoide de Descarga
V ₇	= Válvula de Seguridad de Baja Presión
V ₈	= Válvula de Seguridad de Alta Presión
V ₉₋₁₃	= Válvulas Cheque
IL ₁	= Interruptor Límite Superior de Parada
IL ₂	= Interruptor Límite Inferior de Inversión de Carrera
IL ₃	= Interruptor Límite de Acercamiento
IL ₄	= Interruptor Límite Superior de Parada
SOL.	= Solenoides
HID.	= Hidráulico
PF ₁	= Bomba de Baja Presión (Engranajes)
PF ₂	= Bomba de Alta Presión (Pistones)

o motores de las bombas, la descarga de éstas se mantiene recirculando a través de la válvula de control direccional V1 que está en su posición central.

2. Luego el operador acciona el interruptor MAN para operar la prensa en manual, ésto hace que los contactores B, F y C se energicen y éstos a su vez accionen los solenoides B y C de las válvulas V2 y V5, respectivamente, lo cual permite que la válvula direccional V1 dirija el flujo hidráulico al lado de avance del vástago. Al mismo tiempo la válvula V5 descarga parte del flujo al tanque haciendo que la velocidad de avance del vástago sea lenta. Durante este avance el vástago no puede realizar ningún trabajo.
3. Al llegar al punto muerto inferior el porta-matriz superior acciona el interruptor límite IL2, el cual desenergiza el contactor B y energiza los contactores A y D. Los solenoides A y D quedan activados, ésto hace que la válvula de control direccional cambie de posición y dirija el flujo hidráulico al lado de regreso del vástago al mismo tiempo la válvula V6 descarga parte del flujo al tanque, haciendo que la velocidad de regreso del vástago sea lenta.
4. Al llegar al punto muerto superior el porta-matriz superior acciona los interruptores límites IL1 e IL4 los cuales desenergizan los contactores A, C y F, quedando la prensa lista nueva -

mente para otro ciclo, sea manual o semi-automático.

Operación Semi-automática:

1. El operador acciona el interruptor AM para arrancar el motor o motores de las bombas.
2. Luego el operador acciona el interruptor A.P. para arrancar la prensa, ésto hace que se energice el contactor B y éste accione el solenoide B de la válvula V2, con lo cual la válvula de control direccional envía el flujo a la parte superior del vástago e inicia la carrera de avance.

Antes de que el porta matriz superior toque la matriz para iniciar el trabajo, aquélla acciona el interruptor límite IL3 lo cual hace que la válvula V5 descargue parte del flujo hidráulico al tanque y que el vástago disminuya su velocidad, para evitar el choque. A medida que el vástago avanza el interruptor límite IL3 desenergiza la válvula V5 permitiendo que todo el flujo hidráulico llegue al cilindro y el vástago continúe en su carrera de avance realizando el trabajo.

3. Al llegar al punto muerto inferior el porta-matriz superior acciona el interruptor límite IL2 el cual desenergiza el contactor B y energiza el contactor A, haciendo actuar el solenoide A. Esto hace que la válvula de control direccional cambie de posición y envíe el flujo hidráulico al lado de regreso del vástago.

tago.

4. Al llegar al punto muerto superior el porta-matriz superior acciona el interruptor límite IL1 el cual desenergiza el contactor A, haciendo que la válvula direccional quede en posición central y la prensa quede lista para un nuevo ciclo, sea manual o semi-automático.

Cuando la prensa está en operación se la puede detener en cualquier punto presionando el interruptor P2. Puede reiniciarse la marcha accionando uno de los interruptores AP o MAN.

Cuando la prensa está en operación, en su carrera de avance, se la puede detener en cualquier punto y hacer que regrese inmediatamente al punto muerto superior, accionando el interruptor (botonera PE) para parada de emergencia.

C A P I T U L O V

DISEÑO DE LA CIMENTACION

La cimentación para una máquina debe realizar dos funciones:

- a. Soportar el peso de la máquina, para lo cual debe tener un área relativamente grande, de tal manera, que la presión transmitida al suelo sea inferior a la que éste pueda soportar y evitar así que tanto máquina y cimentación, sufran un asentamiento en el terreno.
- b. Mantener la máquina en una buena condición de alineamiento. Esto se logra construyendo una base lo suficientemente rígida.

5.1 ANALISIS DE LAS CARGAS ESTATICAS Y DINAMICAS

Las cargas estáticas que actúan sobre la cimentación de la prensa hidráulica son los pesos de cada una de las partes que constituyen la prensa hidráulica, así:

- a. El peso de la estructura o cuerpo
- b. El peso del sistema hidráulico
- c. El peso de la matriz

Todos y cada uno de estos pesos actúan hacia abajo y su resultante es igual a la suma de los valores absolutos. El punto de aplicación de esta

resultante está ubicado en el centro de masa de la prensa y su línea de acción pasa por el centro geométrico de la sección transversal de la estructura de la prensa, según diseño. Por lo tanto, ninguna de las fuerzas estáticas ni su resultante producirá volteo en la prensa, pudiendo soportarse sobre su propia base y permanecer en equilibrio estable por su mismo peso, sin necesitar ningún anclaje especial.

De las cargas dinámicas que actúan en la prensa hidráulica la más importante es el impacto originado por el macho de la matriz en el instante que golpea la lámina metálica. Parte de este impacto lo absorbe la lámina metálica al iniciarse el trabajo sobre ella, ya sea de corte, doblado o estampado; la otra parte del impacto lo absorbe la estructura de la prensa la cual lo transmite íntegramente e inmediatamente a la cimentación y ésta a su vez a la tierra, en donde se expande en forma de una onda vibratoria.

Las otras cargas dinámicas, como las originadas por la rotación de las bombas o por la fuerza hidráulica que mueve el pistón no tienen mucha influencia en la cimentación de la prensa hidráulica y no serán tomadas en cuenta al diseñar la cimentación.

5.2 CIMENTACION DE CONCRETO

En general las dimensiones de las cimentaciones de concreto están limitadas por el tamaño y forma de la base de la máquina. La parte que está en contacto con la máquina debe ser por lo menos

seis pulgadas más grande que ésta en todo su contorno. La profundidad de la cimentación debe ser tal que asegure una estabilidad contra el volteo. Como una recomendación para incrementar la resistencia al corte entre el terreno y la cimentación, cuando sea posible debe fundirse el concreto directamente contra el terreno sin usar encofrado.

De acuerdo con lo expuesto, las dimensiones mínimas de la cimentación de concreto en la superficie de contacto con la prensa son:

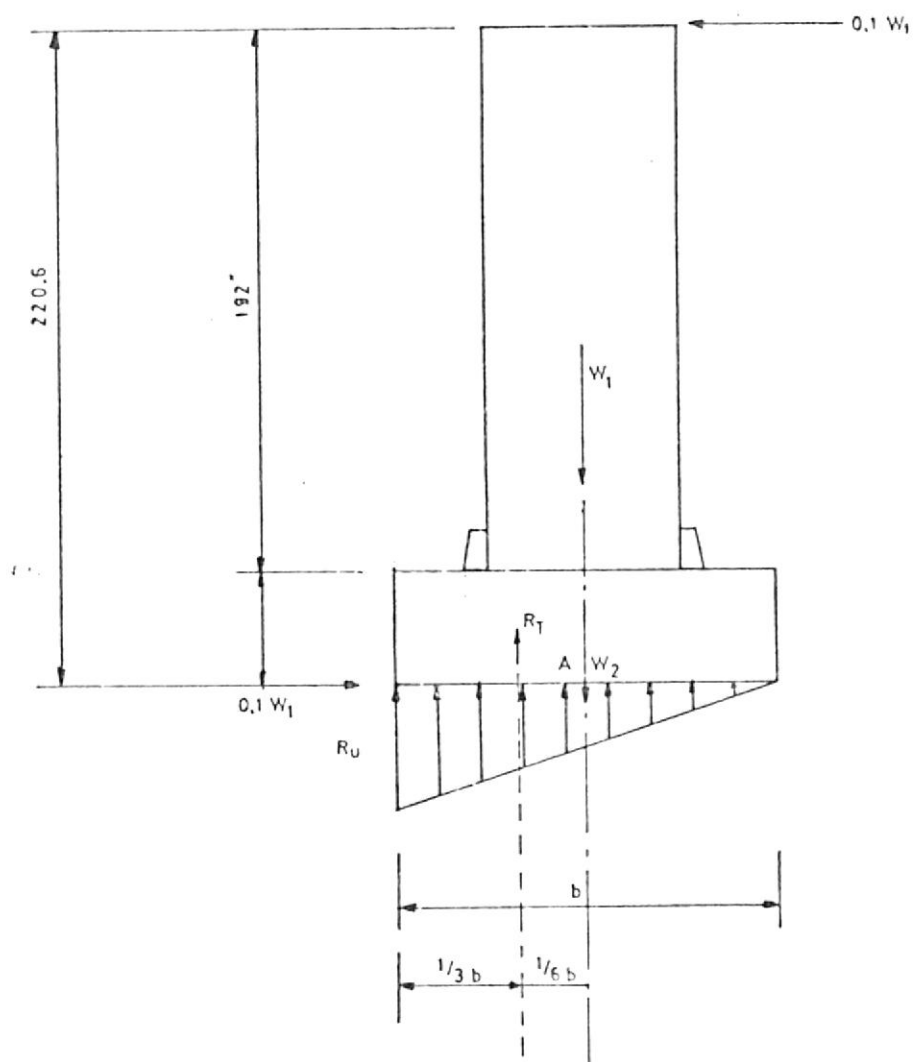
ANCHO: $60 + 6 + 6 = 72$ pulgadas

LARGO: $90 + 6 + 6 = 102$ pulgadas

Para determinar las dimensiones de la cimentación usamos el siguiente procedimiento: aplicamos una fuerza lateral horizontal imaginaria en la parte superior de la prensa de una magnitud igual al diez por ciento del peso total de la prensa. Esta fuerza producirá un momento de volteo alrededor del eje central de la superficie de contacto de la cimentación con el suelo, el que será equilibrado por la reacción del suelo, según se muestra en la figura N^o 17.

El valor total de la reacción del suelo no varía sino únicamente su distribución y como consecuencia de eso varía también su ubicación y su valor unitario máximo. Es este valor unitario máximo el que nos interesa, pues tiene que ser menor o igual a la carga uni-

FIGURA N° 17



DISTRIBUCION TRIANGULAR DE LA REACCION DEL SUELO

taria máxima permisible por el suelo. En situaciones normales la distribución de la reacción del suelo es uniforme, su representación es rectangular y el valor total de la reacción es igual al producto del valor unitario por el área de la cimentación en contacto con el suelo: $R_T = R_u \times A_s$ (53)

En situaciones de volteo, la distribución de la reacción no es uniforme, su representación es triangular y su valor total es igual al producto del valor unitario máximo por el área de la cimentación, dividido para dos:

$$R_T = \frac{R_{um} \times A_s}{2} \quad (54)$$

Igualando las ecuaciones (53) y (54) tenemos:

$$R_u \times A_s = \frac{R_{um} \times A_s}{2}$$

$$R_u = \frac{R_{um}}{2}$$

Lo que nos indica que el valor unitario de la reacción uniforme es un medio del valor unitario máximo de la distribución triangular de la reacción e igual también a un medio de la carga unitaria máxima permisible por el suelo. Calcularemos entonces el área de la cimentación, necesaria para evitar el volteo y hundimiento lateral.

$$R_u = \frac{1}{2} R_{um} = \frac{1}{2} \overline{G}_s \quad (55)$$

$$R_u = \frac{\text{Peso de Prensa} + \text{Peso de cimentación}}{\text{Area de Cimentación}}$$

Peso de la prensa:

Estructura 17.400 lbs.

Sistema Hidráulico 6.000 lbs.

23.400 lbs.

Peso de la cimentación: Asumimos un peso igual al de la prensa: 23.400 lbs. La carga unitaria máxima permisible para el suelo de la ciudad de Guayaquily sus alrededores se toma en general con un valor recomendado de 7 Tons/m².

Para un caso específico es necesario hacer un análisis de suelo y determinar su carga permisible,

$$\sigma_s = \frac{7\text{Ton.}}{\text{m}^2} = 9,933 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$R_u = \frac{1}{2} 9,933 = \frac{23.400 + 23.400}{A_s}$$

$$A_s = \frac{2 \times 46.800}{9,933} = 9.423,135 \text{ pulg}^2$$

La fuerza de impacto que debe soportar esta cimentación es la fuerza que lleva el vástago del cilindro hidráulico al acercarse a la lámina y que está actuando por la presión hidráulica generada por la bomba de engranajes.

$$F_i = p_o \times \pi \times 8^2$$

$$F_i = 30 \times \pi \times 64 = 6.031,8579 \text{ lbs.}$$

Uno de los métodos para calcular esfuerzos producidos por fuerzas

de impacto consiste en estimar la máxima fuerza de impacto, multiplicarla por un factor de impacto y su producto usarlo como carga estática en las fórmulas generales de los esfuerzos.

El factor de impacto está determinado por la siguiente fórmula (9):

$$\text{FACTOR DE IMPACTO} = \frac{\Delta i}{\Delta_{st}} = \sqrt{\frac{2h_1}{\Delta_{st}}} \quad (58)$$

$$\Delta_{st} = \Delta_1 = \frac{PB^3}{192EI_1} (3K - 4) \quad (8)$$

$$K = \frac{BI_2}{BI_2 + DI_1} \quad (11-A)$$

h_1 representa la altura de caída libre del cuerpo de peso P , pero en nuestro caso no tenemos caída libre por lo tanto encontramos la altura equivalente que corresponde a una velocidad igual a la velocidad de acercamiento del vástago:

$$V_2 = V_1$$

$$V_2 = \sqrt{2gh_1} \quad h_1 = \frac{V_2^2}{2g}$$

$$V_1 = 100 \text{ Pulg/min.}$$

$$g = 386,4 \text{ Pulg/seg}^2$$

$$h_1 = \frac{100^2}{2 \times 60^2 \times 386,4} = 0,0035944 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo los valores de I_1 , I_2 , B , D , P y E en las expresiones de K y Δ_1 tenemos:

$$K = \frac{78 \times 1.305,22}{78 \times 1.035,22 + 138 \times 45.923,91}$$

$$K = 0,0158$$

$$\Delta_1 = \frac{6.000 \times 78^3}{192 \times 30 \times 10^6 \times 45.923,91} (3 \times 0,0158 - 4)$$

$$\Delta_1 = -0,00004255$$

$$\text{Factor de Impacto} = \sqrt{\frac{2 \times 0,0035944}{0,00004255}}$$

$$= 12,9981$$

Usaremos como factor de impacto 13,0. La carga total que se transmite al suelo a través de la cimentación es la suma de la carga de impacto más el peso de la prensa más el peso de la cimentación. Calcularemos entonces el área de la cimentación, necesaria para evitar el hundimiento vertical, para lo cual usaremos la carga unitaria permisible para el suelo.

$$\text{Carga total : } P_T = 13 \times 6.000 + 23.400 + 23.400 = 124.800 \text{ lbs.}$$

$$A_s = \frac{P_T}{\sigma_s}$$

$$A_s = \frac{124.800}{9,933}$$

$$A_s = 12.564,18 \text{ pulgadas}^2$$

Esto nos indica que el área calculada anteriormente e igual a 9.423,135 pulgadas² no es adecuada para transmitir el impacto sin producir asentamiento en el suelo. Las dimensiones de la cimentación las seleccionamos a partir de esta área, tomando en consideración que el ancho no puede ser menor a 72", por lo tanto escoge-

mos las siguientes:

LARGO: 160 pulgadas

ANCHO: 80 pulgadas

Estas dimensiones nos dan un área de sustentación de 12.800,00 pulgadas² que es 235,82 pulg² más grande que la calculada. Estableceremos entonces que la cimentación con estas dimensiones nos evitará el hundimiento del suelo.

La profundidad de la base la calcularemos tomando en consideración el momento flector y el esfuerzo de corte a que está sometida.

El momento flector se calcula considerando en mensula la parte que se proyecta fuera de la base de la prensa; la sección crítica del momento flector se la ubica al centro de la distancia entre la línea media de la base y el extremo de la misma base. La carga está uniformemente repartida e igual a la carga unitaria permisible por el suelo. Esto está representado en la figura N^o 18 (8).

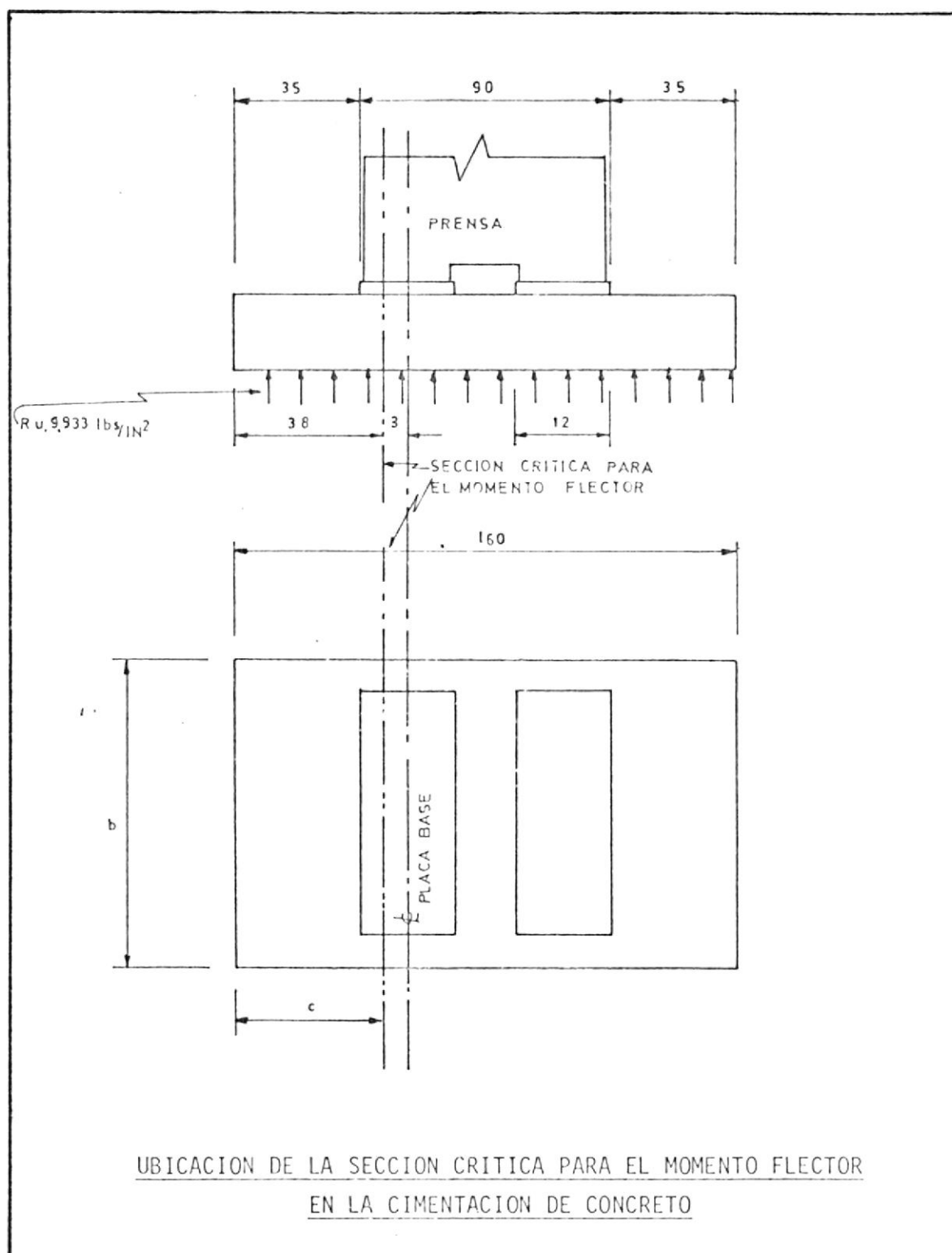
$$M_F = Ru \left(\frac{b_3 \times c^2}{2} \right) \quad (50)$$

$$M_F = 9,933 \left(\frac{80 \times 38^2}{2} \right)$$

$$M_F = 573.730,08 \text{ lbs. - pulgada}$$

Usando un concreto de una resistencia última a la compresión de $f'c = 2500 \text{ lbs/pulg}^2$; con un esfuerzo permisible a la tensión de $fc = 1.000 \text{ lbs/pulg}^2$; con hierro de un esfuerzo permisible a la

FIGURA N° 18



tensión de 20.000 lbs/pulg² , con una relación de los módulos de elasticidad $n = 12$, con una relación de área de acero a área de concreto $p = 0,0094$, con un factor del momento flector $K = 164,1$, según se indica en la Tabla N° 10, y con un ancho de la cimentación $b_3 = 80$ pulg, calculamos la profundidad efectiva de la cimentación, necesaria para resistir este momento, utilizando la siguiente ecuación (8):

$$M_F = 164,1 \text{ b x } d_2^2 \quad (61)$$

$$573.730,08 = 164,1 \times 80 \times d_2^2$$

$$d_2^2 = \frac{573.730,08}{80 \times 164,1}$$

$$d_2^2 = 43,7028$$

$$d_2 = 6,6108 \text{ pulg.}$$

Calcularemos ahora la profundidad necesaria para soportar el esfuerzo de corte, el cual es producido por la fuerza total hacia arriba que ejerce el suelo en la cimentación sobre el área exterior a la sección crítica para el esfuerzo de corte. Esta sección crítica está ubicada a una distancia d_2 de la sección crítica para el momento flector, la cual está representada en la figura N° 19. Esto hace que no podamos obtener directamente el valor de d_2 sino que debemos asumir un valor y calcular el esfuerzo de corte a que estará sometido la cimentación, el que deberá ser menor que el esfuerzo de corte permisible.

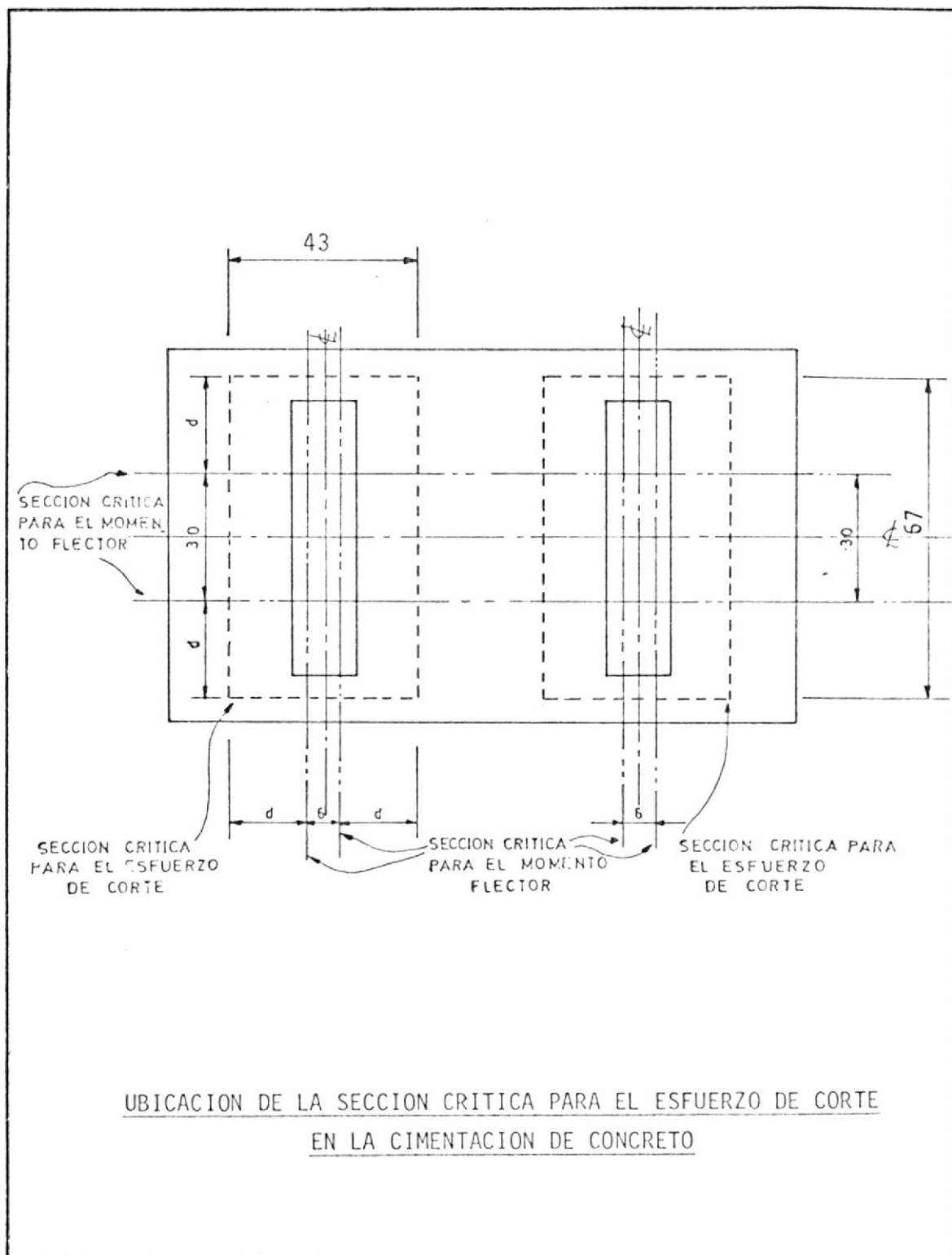
T A B L A N^o 10

Grado de Concreto	$f_c =$.40f' _c	E _c	n	f _s	p	k	j	$K = \frac{M}{bd^2}$
2000-1b.	*800	*2,000,000	15	*18,000	.0089	.400	.867	138.6
	800	2,000,000	15	20,000	.0075	.375	.875	131.2
2500-1b	1000	2,500,000	12	20,000	.0094	.375	.875	164.1
3000-1b	1200	3,000,000	10	20,000	.0113	.375	.875	196.9

*Los valores de estas columnas estan en lbs/pulg²

CONSTANTES COMUNMENTE USADAS
PARA TRES GRADOS DIFERENTES DE CONCRETO (8)

FIGURA N° 19



El concreto tiene una resistencia mucho mayor a la flexión que al corte, lo que equivale a decir que si una cimentación de concreto de 6,6108 pulgadas de profundidad efectiva es satisfactoria para resistir el momento flector, no lo será para resistir el corte.

Iniciaremos este cálculo estableciendo el espesor de la cimentación que nos dé un peso de 23.400 lbs., supuesto inicialmente:

$$23.400 = \frac{160 \times 80 \times d_3 \times 150}{1.728}$$

$$d_3 = \frac{23.400 \times 1.728}{160 \times 80 \times 150}$$

$$d_3 = 21,06 \text{ pulgadas}$$

La profundidad efectiva d_2 es igual a la profundidad total de la cimentación menos 2,5 pulgadas de revestimiento del acero.

$$d_2 = 21 - 2,5 = 18,5$$

De acuerdo con la figura N° 19 la sección crítica para el esfuerzo de corte limita dos áreas alrededor de cada una de las patas de la prensa, con un valor total de $2(43 \times 67) = 5.762 \text{ pulg}^2$

El área exterior a está multiplicada por la carga permisible del suelo es la que origina la fuerza total de corte:

$$V = (12.800 - 5.762) \times 9,933$$

$$V = 69.908,45 \text{ lbs}$$

El esfuerzo de corte τ para el concreto está dado por la siguien-

te ecuación (8):

$$\tau = \frac{8V}{7b_3 \times d_2} \quad (62)$$

Substituyendo los valores correspondientes en la ecuación (62), tenemos:

$$\tau = \frac{8 \times 69.908,454}{7 \times 80 \times 18,5}$$

$$\tau = 53,983 \quad \text{lbs/pulg}^2$$

Este valor obtenido para el esfuerzo de corte es satisfactorio pues es menor que el esfuerzo permisible al corte de 75 lbs/pulg² para el concreto de 2.500 lbs/pulg² de resistencia última a la compresión. Ver Tabla N° 11 (8).

Como la diferencia entre estos dos esfuerzos de corte es muy grande, disminuirémos la profundidad efectiva en tres pulgadas y recalcularemos el esfuerzo:

Profundidad Efectiva: 15,5 pulg.

De acuerdo con la figura N° 19, la sección crítica para el esfuerzo de corte limita dos áreas con un valor total de:

$$2(37 \times 61) = 4.514 \text{ pulg}^2$$

El área que origina la fuerza de corte será:

$$12.800 - 4.514 = 8.286 \text{ pulg}^2$$

Al disminuir la profundidad efectiva disminuye también la profun-

T A B L A N° 11

DESCRIPCION		Esfuerzos Permisibles Unitarios			
		Para concre- tos de cual- que resis- tencia, ob- tenidas por pruebas. $n = \frac{30.000}{f'c}$	Para concre- tos cu- ya resis- tencia queda establecida por el contenido de agua. $f'c = 2.000$ lbs/plg ² $n = 15$	$f'c = 2.500$ lb/plg ² $n = 12$	$f'c = 3.000$ lb/plg ² $n = 10$
Flexión: f_c					
Fibra extrema en compresión	f_c	$0,40f'c$	800	1.000	1.200
Fibra extrema en compresión adyacente a soportes de vi- gas contínuas o fijas.	f_c	$0,45f'c$	900	1.125	1.350
Esfuerzo de Corte					
Vigas sin estribos y con anclaje especial en las varillas longitudinales		$0,03f'c$	60	75	90
Plintos sin anclaje especial en las varillas longitu- dinales		$0,02f'c$	40	50	60
Plintos con anclaje especial en las varillas longitudi- nales.		$0,03f'c$	60	75	90

ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CONCRETO (8)

didad total y el peso de la cimentación y como consecuencia de esto varía la resistencia unitaria del suelo, la cual será:

Profundidad total de cimentación: $15,5 + 2,5 = 18$

$$\text{Peso de cimentación} = \frac{160 \times 80 \times 18 \times 150}{1.728}$$

$$= 20.000 \text{ lbs.}$$

$$R_u = \frac{13 \times 6.000 + 23.400 + 20.000}{160 \times 80}$$

$$R_u = 9,4844$$

La fuerza total de corte será entonces:

$$V = 8.286 \times 9,4844 = 78.587,5313 \text{ lbs.}$$

Substituyendo los valores correspondientes en la ecuación (62), tenemos:

$$\tau = \frac{8 \times 78.587,53136}{7 \times 80 \times 15.5}$$

$$\tau = 72,4309 \text{ lbs/pulg}^2$$

Este valor también es satisfactorio pues es menor que 75 lbs/pulg^2 que es el permisible.

Estableceremos entonces si con estas dimensiones de la cimentación se impide el volteo al hacer el análisis con la carga imaginaria.

Para una profundidad de la base de 18 pulgadas, según la figura N° 17 y tomando en cuenta momentos con respecto al punto A, en el centro de la cimentación, tenemos:

$$2.340 \times (192 + 18) - 1/6 b_3 (23.400 + 20.000) = 0$$

$$2.340 \times 210 - 1/6 b_3 \times 43.400 = 0$$

$$b_3 = \frac{6 \times 2.340 \times 210}{43.400} = 67,9355$$

El ancho mínimo que debe tener la base para evitar el volteo es 67,9355 pulgadas. Definimos entonces las dimensiones de la cimentación de concreto en:

Largo: 160 pulgadas

Ancho: 80 pulgadas

Profundidad: 18 pulgadas.

Esta cimentación ha sido calculada para ser construida con concreto reforzado de una resistencia última a la compresión de $f'c = 2.500 \text{ lbs/pulg}^2$ con una relación de acero p de 0,0094, por lo tanto la cantidad de acero necesaria la calculamos con la siguiente fórmula (8);

$$p = \frac{A_a}{A_c} \quad (63)$$

$$A_a = p \times A_c$$

$$A_a = 0,0094 \times 80 \times 15,5$$

$$A_a = 11,6560 \text{ pulg}^2$$

Esta es el área total transversal del acero requerido, la cual puede obtenerse mediante la combinación de varios diámetros de varillas ϕ con varillas de un sólo diámetro. Seleccionaremos 15 varillas de $1''\phi$, que según la Tabla N° 12 tiene un área transversal de $0,79 \text{ pulg}^2$ cada una, lo que nos da un área total de (6):

$$A_a = 15 \times 0,79$$

$$A_a = 11,85 \text{ pulg}^2$$

T A B L A N° 12

Designación	Peso Lb/pie	Dimensiones Nominales de la Sección Redonda			Diámetro Exterior Máximo
		Diámetro (pulg.)	Area Transversal (pulg ²)	Perímetro (pulg.)	
3	,376	,375	,11	1,178	7/16
4	,668	,500	,20	1,571	9/16
5	1,043	,625	,31	1,963	11/16
6	1,502	,750	,44	2,356	7/8
7	2,044	,875	,60	2,749	1
8	2,670	1,000	,79	3,142	1-1/8
9	3,400	1,128	1,00	3,544	1-1/4
10	4,303	1,270	1,27	3,990	1-7/16
11	5,313	1,410	1,56	4,430	1-5/8

PESO, AREAS Y PERIMETRO DE VARILLAS DE ACERO CORRUGADO (6)

Esta área es mayor que la requerida ($11,656 \text{ pulg}^2$); por lo tanto es satisfactoria.

Además del acero calculado anteriormente que refuerza al concreto para que pueda resistir las cargas, se necesita otra cantidad de acero para resistir las variaciones de temperatura que ocasionan esfuerzos por temperatura, los cuales causan rajaduras en el concreto si no está reforzado contra éstos.

La cantidad de acero necesaria está dada por una relación de acero de $p = 0,0025$, en ambas direcciones, así:

En dirección al eje longitudinal:

$$\begin{aligned} A_a &= p A_c \\ &= 0,0025 \times 80 \times 18 \\ A_a &= 3,6 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

Seleccionamos 12 varillas de $1/2$ pulgada de diámetro que según la Tabla N° 12 tiene $0,31 \text{ pulg}^2$ de área transversal cada una, totalizando:

$$0,31 \times 12 = 3,72 \text{ pulg}^2$$

En dirección al eje transversal

$$\begin{aligned} A_a &= p A_c \\ &= 0,0025 \times 160 \times 18 \\ A_a &= 7,2 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

Seleccionamos 24 varillas de $1/2$ pulgada de diámetro, totalizando:

$$0,31 \times 24 = 7.44 \text{ pulg}^2$$

El diseño de la cimentación está representado en la figura N° 20.

Calcularemos ahora el diámetro de los pernos de anclaje.

Indicamos anteriormente que la prensa no necesita un anclaje especial, sino únicamente para mantenerla fija al piso, sin embargo, para determinar el diámetro adecuado de los pernos de anclaje usaremos el mismo procedimiento que utilizamos para calcular el ancho mínimo de la cimentación que evita el volteo. Refiriéndonos a la figura N° 21, ésta indica la reacción de la cimentación de concreto y tensión de los pernos de anclaje.

El volteo lo origina la carga imaginaria horizontal de 2.340 lbs. y es resistido por el par momento creado por la resultante de la distribución triangular de la presión de contacto entre la base de la prensa y la cimentación y la tensión del perno de anclaje. Haciendo la suma de momentos alrededor de A igual a cero.

$$M_a = \frac{2}{3} 57 \times T - 2.340 \times 192 = 0$$

$$T = \frac{2340 \times 192 \times 3}{2 \times 57} = 11.823,15 \text{ lbs.}$$

Suponiendo que esta carga imaginaria fuera aplicada repentinamente como es el caso en que se produzca una vibración o sismo, un factor de impacto igual a dos permitirá un diseño seguro, por lo tanto la tensión a que quedará sometido el perno de anclaje es:

FIGURA N° 20

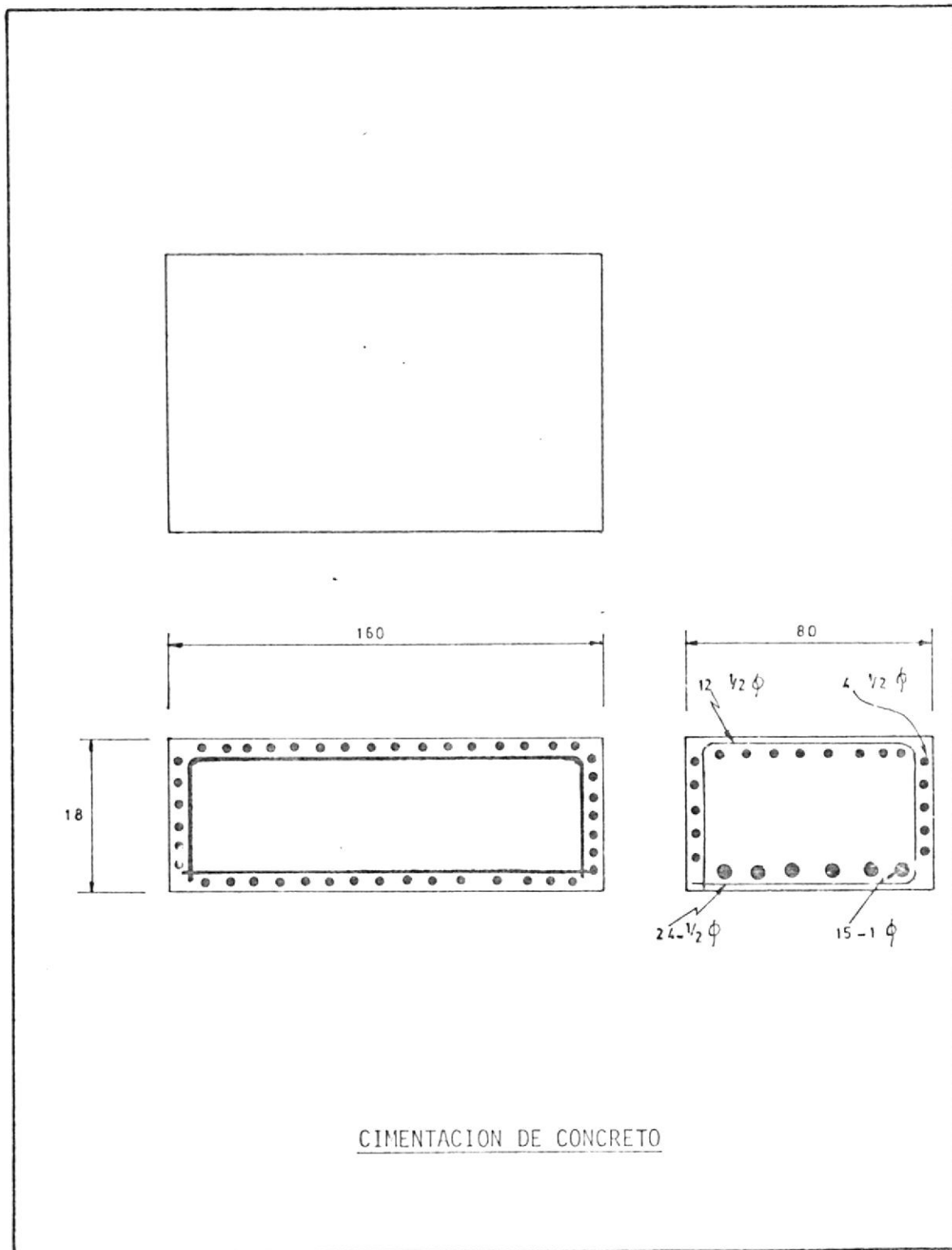
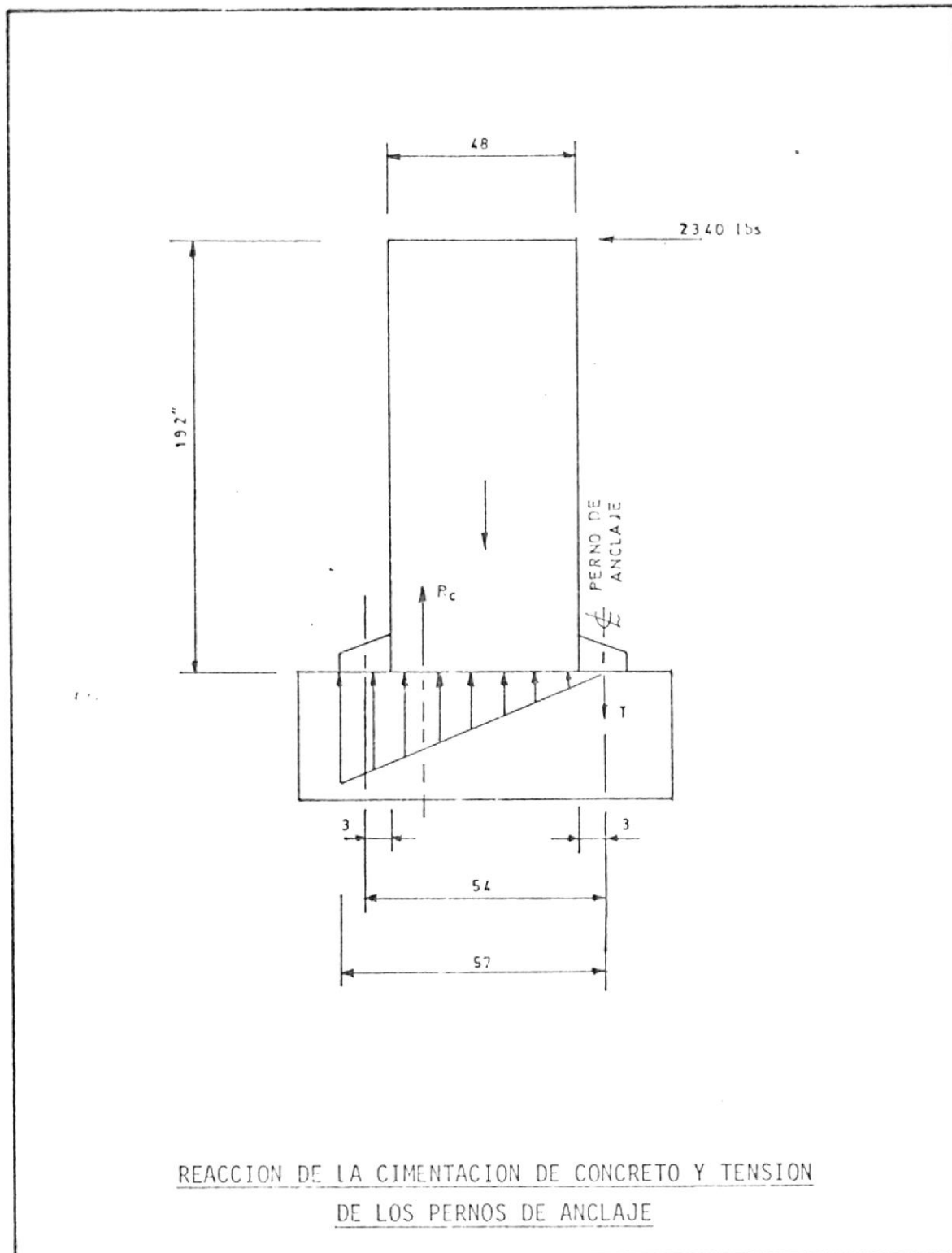


FIGURA N° 21



$$T = 2 \times 11.823,15 = 23.646,3 \text{ lbs.}$$

Para la construcción del perno de anclaje usaremos acero AISI 1018 que tiene un esfuerzo de fluencia $\sigma_y = 40.000 \text{ lbs/pulg}^2$ el que nos permite un esfuerzo permisible a la tensión de:

$$\sigma = 0,6 \sigma_y$$

$$\sigma = 0.6 \times 40.000$$

$$\sigma = 24.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

El área necesaria del perno de anclaje será:

$$A_6 = \frac{23.646,3 \text{ lbs}}{24.000 \text{ lbs/pulg}^2}$$

$$A_6 = 0,9853 \text{ pulg}^2$$

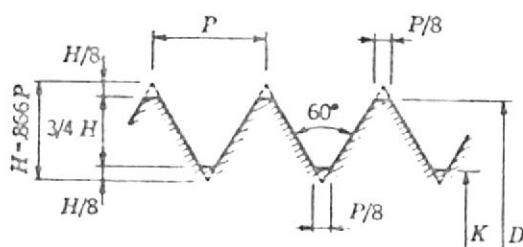
Como en realidad tenemos dos pernos de anclaje a cada lado de la base, cada uno tendrá un área de:

$$A_6 = 0,9853 \div 2$$

$$A_6 = 0,4926 \text{ pulg}^2$$

De acuerdo con la Tabla N° 13, un perno de 7/8 pulg de diámetro tiene una área de esfuerzo a la tensión de 0,462 pulg² y uno de 1 pulg. tiene 0,606 pulg². Por lo que seleccionamos el perno de una pulgada de diámetro, el cual inclusive nos ofrece un factor de seguridad mayor (1).

Establecemos entonces que la prensa tendrá 4 pernos de anclaje de una pulgada de diámetro cada uno, hechos de acero AISI 1018.

T A B L A N^o 13

Diámetro		Area			Hilos por pulg.
Exterior D	Raíz K	Exterior A _D	Raíz A _K	* Esfuerzo	
pulg.	pulg.	pulg ²	pulg ²	pulg ²	N
1/4	,185	,049	,027	,032	20
3/8	,294	,110	,068	,078	16
1/2	,400	,196	,126	,142	13
5/8	,507	,307	,202	,226	11
3/4	,620	,442	,302	,334	10
7/8	,731	,601	,419	,462	9
1	,838	,785	,551	,606	8
1 1/8	,939	,994	,693	,763	7
1 1/4	1,084	1,227	,890	,969	7
1 3/8	1,158	1,485	1,05	1,16	6
1 1/2	1,283	1,767	1,29	1,41	6

* Area para esfuerzo tensor = $0,7854 \left(D - \frac{0,9743}{N} \right)^2$

DIMENSIONES GENERALES DE LOS PERNOS (1)

C A P I T U L O VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El diseño de una prensa hidráulica de cualquier capacidad requiere establecer los siguientes parámetros, tales como:

- a. Aplicación
- b. Dimensiones (carrera del pistón y área útil de trabajo)
- c. Rigidez deseada
- d. Velocidades de operación
- e. Modo de operación: Automática o semi-automática
- f. Presión de trabajo del sistema hidráulico

Algunos de estos parámetros están establecidos por rango de variación, dentro de los cuales puede escogerse el valor adecuado; pero otros no tienen establecido ningún rango por lo que se hace necesario que el diseñador fije los valores que necesita a partir de observaciones y experiencias con otras prensas. Algunos de estos parámetros han sido establecidos por los fabricantes de prensas hidráulicas, y son quienes los poseen como propiedad exclusiva, por lo que no están al alcance de todo el público.

RECOMENDACIONES

La parte principal de esta tesis ha sido el análisis matemático del diseño por rigidez de la estructura de la prensa y la derivación de las fórmulas necesarias. Se recomienda para futuros análisis, el hacer un programa de computadoras con el fin de obtener los valores óptimos de algunos parámetros así como también establecer los rangos de variación aceptables para un buen diseño.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- AISC, Manual of Steel Construction, AISC, New York, 1970, Pág.5-13, 6-27, 4-125.
- 2.- BLODGETT, O. Design of Weldments, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, 1972, Pág. 7.4-4; 4.1-10; 2.3-16, 6.2-7; 6.3-2.
- 3.- BLODGETT, O. Design of Welded Structures, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, 1976, Págs. 2.9-4; 2.9-5
- 4.- CENDES, Prensas Hidráulicas para trabajo en metales, CENDES,Guayaquil, 1975, Pág. 42, 44.
- 5.- CRANE, Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe, Crane, Chicago, 1976, Pág. B-16; B-17.
- 6.- CRSI, Working Stress Design Handbook, CRSI, Chicago, 1970, Pág. 2-6, 2-7.
- 7.- ERNST, W., Oil Hydraulic Power and Its Industrial Applications, McGraw-Hill, New York, 1960. Pág. 206, 4, 297, 206, 75, 110, 70, 229.
- 8.- GIBSON, W. Concrete Design and Construction, American Technical Society, Chicago, 1951, Pág. 286, 176, 177, 198, 157.
- 9.- SINGER, F. Strength of Materials, Harper & Row, New York, 1962. Pág. 508, 400,474
- 10.- WILSON, F. Die Design Handbook, McGraw-Hill, New York,1965, Pág.10-4.