

**ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

**DISEÑO Y CÁLCULO  
DE UNA MÁQUINA  
DE INYECCIÓN DE  
TERMOPLÁSTICOS**



**TESIS DE GRADO  
PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO  
PRESENTADA POR:  
LUIS SILVA RICAURTE  
GUAYAQUIL-ECUADOR  
1989**

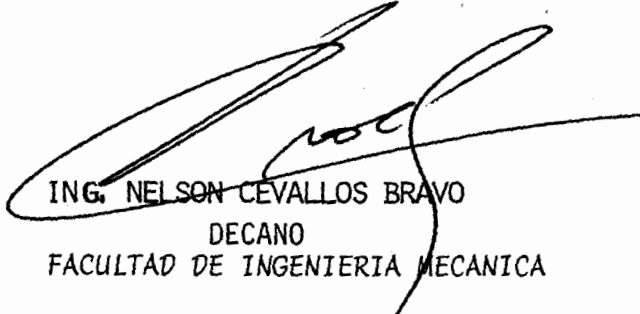
## A G R A D E C I M I E N T O

A1 ING. MANUEL HELGUERO GONZA  
LEZ, Director de Tesis, por -  
su ayuda y colaboración para  
la realización de este traba-  
jo.

DEDICATORIA

A MI MADRE:

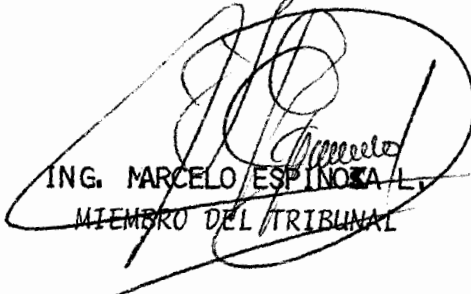
MARIA INES RICAURTE ZURITA,  
por todos sus desvelos y lu  
chas para que yo logre coro  
nar mi carrera.



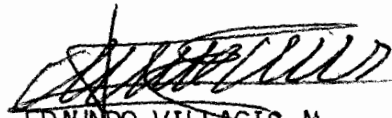
ING. NELSON CEVALLOS BRAVO  
DECANO  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



ING. MANUEL HELGUERO G.  
DIRECTOR DE TESIS



ING. MARCELO ESPINOZA  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. EDUNDO VILLAGIS M.  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



BIBLIOTECA

## 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).

.....  
LUIS SILVA RICAURTE

## RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo el desarrollo de fórmulas matemáticas para establecer los parámetros principales de una máquina inyectora de termoplásticos de manera que se constituya en una guía de construcción para cualquier taller mecánico especializado con el tipo de materiales seleccionados, los que disponemos en nuestro medio. Esta fabricación nos permitiría servir a las industrias para la producción a gran escala de productos plásticos y dejar a un lado la importación con el consecuente ahorro de divisas.

Primeramente se describe el proceso de inyección y el funcionamiento de la máquina en cada uno de los eventos del ciclo.

Deducción de fórmulas para hallar momentos flectores, momentos de inercia, módulos resistentes para el marco rígido de la máquina.

Deducción de fórmulas para hallar esfuerzos y dimensio-

nes apropiadas de los elementos de la máquina que constituyen el mecanismo de cierre y el mecanismo de inyección.

Selección de materiales para cada uno de los elementos según el trabajo que realiza y según el tipo de esfuerzos a los que están sometidos.

Diseño y cálculo de los elementos que constituyen el circuito hidráulico basados en la velocidad de los vástagos y el flujo de aceite.

Selección del equipo complementario como motor eléctrico, calefacción basados en la capacidad de la máquina y en los resultados obtenidos anteriormente.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	VI
INDICE GENERAL .....	VIII
INDICE DE FIGURAS .....	XI
INDICE DE TABLAS .....	XIII
SIMBOLOGIA .....	XVII
INTRODUCCION .....	18
I. CAPITULO .....	18
INTRODUCCION .....	18
1.1 Objetivos del estudio .....	20
1.2 Procesos de inyección .....	24
1.3 Clasificación de las máquinas de inyección. ....	28
II. CAPITULO .....	28
DISEÑO DE LA MAQUINA DE INYECCION DE TERMOPLASTICOS. ....	28
2.1 Diseño del chasis de la máquina ...	28
2.2 Diseño de los elementos de cierre ..	36
2.2.1 Diseño de las placas portamol des. ....	39
2.2.2 Diseño de las columnas guías.	46
2.2.3 Diseño de los eslabones o bra zos de cierre. ....	54



2.3	Diseño de los elementos de inyección	6
2.3.1	Diseño del cilindro de plasti- ficación. ....	6
2.3.2	Diseño del husillo de alimen- tación de termoplástico. ...	6
2.4	Diseño del circuito hidráulico ....	7
2.4.1	Diseño del reservorio de acei- te. ....	7
2.4.2	Diseño del cilindro de cierre	7
2.4.3	Diseño del cilindro de inyec- ción. ....	8
III.	CAP ITULO .....	81
	CALCULO DE PARAMETROS FUNDAMENTALES .....	81
3.1	Mecanismo de cierre .....	81
3.1.1	Cálculo de fuerzas de cierre.	81
3.1.2	Cálculo de columnas guías....	94
3.2	Mecanismo de inyección .....	100
3.2.1	Cálculo del husillo de alimen- tación de termoplástico. ....	101
3.2.2	Cálculo de la capacidad de plastificación. ....	108
IV.	CAP ITULO .....	122
	CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO COMPLEMEN- TARIO. ....	122

	Pág.
4.1 Selección de una bomba hidráulica (cálculo) .....	122
4.2 Cálculo y selección de un motor - hidráulico. ....	125
4.3 Cálculo y selección de cañerías y accesorios. ....	126
4.4 Cálculo y selección de un motor - eléctrico. ....	131
4.5 Cálculo y selección de la potencia calefactora para plastificación. .	133
4.6 Cálculo y selección del equipo de refrigeración para el sistema hi - dráulico y para moldes. ....	134
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	 142
BIBLIOGRAFIA .....	151



## INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Diagrama del proceso de inyección .....	22
2.1	Diagrama de fuerzas y momentos de inercia del marco. ....	30
2.2	Diagrama de momentos flectores y deflexiones del marco. ....	31
2.3	Diagrama de fuerzas placa portamolde ....	41
2.4	Diagrama de fuerzas en la columna .....	48
2.5	Diagrama de Goodman columnas .....	53
2.6	Esquema cinemática eslabones .....	55
2.7	Diagrama de fuerzas y de Goodman eslabones	56
2.8	Diagrama de fuerzas, fuerza cortante y momento flector, pasadores. ....	60
2.9	Distribución de temperatura para fluido, - que fluye en una pared caliente. ....	64
2.10	Diagrama de fuerza del husillo .....	70
2.11	Esfuerzos combinados. Círculo de Mohr ..	75
3.1	Factor de modificación de acabado superficial para aceros. ....	119
3.2	Factor de tamaño. Factor de confiabilidad	
3.3	Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros. ....	121
4.1	Circuito hidráulico .....	138

## INDICE DE TABLAS

Nº		Pág.
I.	Propiedades de los perfiles u Europeos...	147
II.	Dimensiones de cañerías cédula 40. Cédu- la 160. ....	148
III.	Propiedades físicas y Mecánicas de los - termoplásticos. ....	149
IV.	Características técnicas de la máquina ..	150

## S I M B O L O G I A

A	=	Area milímetros <sup>2</sup>
E	=	Módulo de elasticidad Kg/mm <sup>2</sup>
Fc	=	Fuerza de cierre Kilogramos
H	=	Potencia kilowatios
I	=	Momento de inercia milímetros <sup>4</sup>
Ka	=	Factor de superficie
Kb	=	Factor de tamaño
Kc	=	Factor de confiabilidad
Ke	=	Factor de reducción a la fatiga
Kf	=	Conductividad térmica calorías/hora-milímetros °C
M	=	Momento (Kg-mm) hora-milímetros °C
MA	=	Momento de la columna Kg-mm
MB	=	Momento de la columna Kg-mm.
N	=	Coefficiente
Nf	=	Coefficiente por resistencia a la fluencia
Nes	=	Coefficiente por resistencia a la fatiga
Nus	=	Coefficiente por resistencia última
Pi	=	Presión de inyección Kg/mm <sup>2</sup>
Q	=	Caudal mm <sup>3</sup> /seg
Q1	=	Carga en la columna Kg
Q2	=	Carga en la columna Kg

$Q_3$	=	Carga en la columna Kg
$Q_A$	=	Calor del aceite calorías
$Q_B$	=	Caudal de la bomba $\text{mm}^3/\text{seg}$
$Q_{CC}$	=	Caudal del cilindro de cierre $\text{mm}^3/\text{seg}$ .
$Q_{CI}$	=	Caudal del cilindro de inyección $\text{mm}^3/\text{seg}$ .
$Q_M$	=	Calor del molde calorías
$Q_p$	=	Calor de plastificación calorías
$Q_{B-F}$	=	Calor de la superficie al fluido calorías
$R_1$	=	Fuerza (reacción) en las vigas Kg.
$R_2$	=	Fuerza (reacción) en las vigas Kg.
$R_A$	=	Fuerza (reacción) en las columnas Kg.
$R_B$	=	Fuerza (reacción) en las columnas Kg.
$S$	=	Momento polar de inercia $\text{mm}^4$
$S_p$	=	Superficie proyectado $\text{mm}^2$
$T$	=	Trabajo joules
$T_1$	=	Torque Kg-mm
$T_s$	=	Temperatura °C
$T$	=	Temperatura °C
$V$	=	Volumen $\text{mm}^3$
$w$	=	Carga Kg.
$w_1$	=	Carga en la placa Kg
$Z$	=	Módulo resistente $\text{mm}^3$
$a$	=	Longitud viga mm
$a_1$	=	Longitud de la placa mm
$a_2$	=	Longitud del reservorio mm
$a_r$	=	Radio interno del cilindro hidráulico mm

$b$	=	Longitud de la viga mm
$b_1$	=	Longitud de la placa mm
$b_2$	=	Longitud del reservorio mm
$b_r$	=	Radio exterior del cilindro hidráulico mm
$d$	=	Diámetro mm
$e_1$	=	Ancho del filete del husillo mm
$h_2$	=	Profundidad del canal helicoidal mm
$h_c^e$	=	Conductancia por convección cal/H.mm <sup>2</sup> °C
$m$	=	Masa Kg.
$n_v$	=	Eficiencia volumétrica
$p$	=	Presión Kg/mm <sup>2</sup>
$q$	=	Carga por unidad de longitud del husillo Kg/mm
$t$	=	Espesor de la placa mm
$t_1$	=	Paso del husillo mm
$v$	=	Velocidad
$w$	=	Carga por unidad de longitud del chasis Kg/mm
$w_1$	=	Carga por unidad de área de la placa Kg/mm <sup>2</sup>
$c$	=	Calor específico cal/°C - Kg.
$\Sigma$	=	Deformación unitaria
$\rho$	=	Densidad Kg/mm <sup>3</sup>
$\sigma$	=	Esfuerzo Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_a$	=	Amplitud de esfuerzo Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_e$	=	Esfuerzo estático Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_d$	=	Esfuerzo dinámico Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_m$	=	Esfuerzo mínimo Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_M$	=	Esfuerzo máximo Kg/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{ad}$	=	Esfuerzo admisible Kg/mm <sup>2</sup>

$\sigma_{me}$  = Esfuerzo medio Kg/mm<sup>2</sup>

$\sigma_{e'}$  = Límite medio de resistencia a la fatiga Kg/mm<sup>2</sup>

$\tau$  = Esfuerzo de corte Kg/mm<sup>2</sup>



## I N T R O D U C C I O N

Los problemas de importación y la carestía de maquinaria industrial originados por la crisis económica que vive actualmente el país nos está obligando progresivamente a desarrollarnos tecnológicamente, utilizando nuestros conocimientos para solventar la demanda de éstos y sus accesorios que puede ser mayor en un plazo no muy lejano.

La posible forma de eliminar es estableciendo objetivos y trazando estrategias que a largo plazo nos lleven a cumplir éstas. Tratando de impulsar estoy presentando este trabajo donde se enfocan los aspectos técnicos para el diseño y cálculo de una máquina de inyección de termoplásticos que sirven como guía para "construcción" que aliviará la gran demanda que está alcanzando la industria plástica en nuestro país.

La presentación de estos modelos en el país serán una alternativa más económica para empresas industriales grandes y pequeñas, que no pueden hacer inversiones millonarias efectuando la importación de éstas.

# CAPITULO I

## INTRODUCCION

### 1.1 OBJETIVOS DEL ESTUDIO.-

Primeramente a manera de introducción recopilaremos brevemente sobre el objetivo principal de este temario. El conocimiento del uso de los termoplásticos todos ellos basados en el calentamiento y su moldeo posterior por vacío soplado, o mecánico, ofreciendo diversas combinaciones entre los métodos indicados tienen gran aplicación que se debe a que la maquinaria para el moldeo por vacío, soplado y mecánico es sencillo, compacto y económico; aunque en el moldeo por inyección se debe destacar el elevado precio de la maquinaria y del utillaje tecnológico, tiempo excesivo que requiere su construcción y montaje y espesor limitado de los artículos a moldear.

La efectividad del moldeo de plásticos por inyección aumenta considerablemente durante la produc-

ción de grandes series, consiguiendo, lógicamente, una rápida amortización de las inversiones. Para series pequeñas, en la mayoría de los casos, resulta más conveniente el moldeo térmico. Ambos procedimientos son altamente tecnológicos y productivos.

La maquinaria en cuestión está constituido por - varios dispositivos, en donde se puede apreciar diferentes aplicaciones de ingenierías: Mecánica, Eléctrica y Química, etc., de manera que este temario significará un gran aporte para estudiantes en el desarrollo práctico de su profesión.

En la actualidad son muchos los tipos de prensas creados; éstas, además de las características - de semiautomatismo, poseen dispositivos automáticos de carga y expulsión, que pueden ser simples cuando la máquina lleva solamente un molde, y - múltiples cuando lleva varios.

El diseño y cálculo de esta prensa nos permitirá familiarizarnos principalmente con oleohidráulica; los diferentes dispositivos que forman parte de esta máquina serán fácilmente entendibles en su funcionamiento, mucho más cuando en la -

construcción de ésta se proceda a simular varias operaciones del ciclo.

En el desarrollo de esta tesis veremos los principios básicos para el diseño y construcción de una inyectora manual que conservará la configuración y el mismo propósito que una máquina automática que cuenta con las ventajas que ofrece la automatización completa del moldeo. Este estudio se convertirá en una guía de construcción para un taller mecánico especializado que desee fabricar este tipo de máquina.

## 1.2 PROCESOS DEL ESTUDIO.-

El proceso tecnológico propiamente dicho se distingue por su periodicidad o variación cíclica, y se determina por los siguientes parámetros fundamentales: Temperatura y cantidad de material que admite el cilindro de inyección, presión y velocidad de inyección, duración del ciclo, temperatura del moldeo, rendimiento térmico del cilindro de inyección y plastificación, índice de pérdidas de presión en el cilindro de inyección y capacidad plastificadora de la máquina.

En líneas generales, el proceso de inyección en una máquina de émbolo consiste en la dosificación del volumen o peso del material granulado o en polvo, carga del cilindro de inyección, plastificación del material, cierre del moldeo, acercamiento del mecanismo de inyección, inyección del material plastificado, maduración bajo presión, retorno del émbolo y del mecanismo de inyección a sus posiciones iniciales, enfriamiento del artículo en el molde, apertura de éste y expulsión del artículo y el bebedero.

La Figura 1.1, muestra esquemáticamente el orden de operaciones a seguir en una inyectora. En la posición I el molde 1 cerrado, la hilera del cilindro 2 se acopla al bebedero y el material plastificado se inyecta en la cavidad del molde por medio del husillo 3, accionado a su vez por el cilindro hidráulico 10. El material se plastifica a consecuencia de la rotación del husillo y del calor transmitido desde las cintas calefactoras ubicadas en el exterior 4. El husillo es accionado por el motor hidráulico 5 a través del reductor helicoidal 6.

La masa acumulada en la parte delantera del cilin

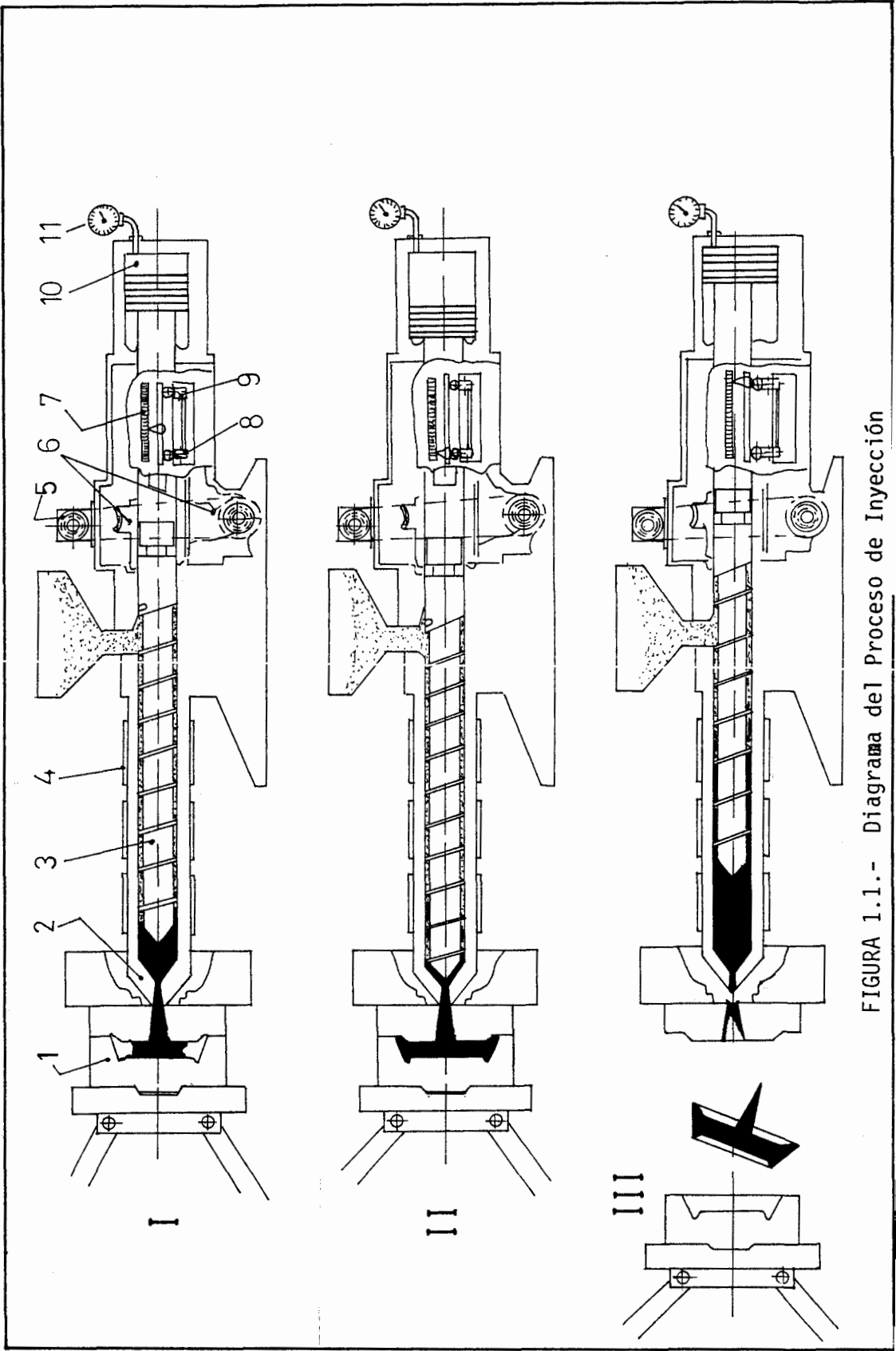


FIGURA 1.1.- Diagrama del Proceso de Inyección

dro 2 desplaza al husillo hacia la derecha; aquí entra en acción el interruptor de fin de carrera 9, que desconecta el motor hidráulico 5. La escala 7 controla la cantidad de material a inyectar.

En la posición II la cavidad del molde queda - completamente llena de material plastificado en - estado de fluidez. Aquí comienza la maduración - del compuesto (siempre baja la presión del líquido acumulado en el cilindro 10, controlado por el manómetro 11). Durante esta maduración se efectúa el llenado adicional del molde debido a una - cierta contracción de la masa.



**BIBLIOTECA**

La posición extrema izquierda del husillo queda controlado por el interruptor de fin de carrera 8, que al entrar en acción lo desplaza hacia la derecha accionado por un cilindro hidráulico (autónomo). Al mismo tiempo se conecta de nuevo el motor hidráulico 5 y el husillo prepara la siguiente porción de material plastificado.

Finalizado el enfriamiento, el molde se abre accionado por el mecanismo 12 para expulsar el artículo acabado 13 (posición) III. La porción de material 14 necesario para la siguiente inyectada -

se acumula en la parte delantera del cilindro de inyección.

Al cerrarse el molde comienza el nuevo ciclo. El molde se refrigera con agua que circula por unos canales apropiadamente dispuesto en su cuerpo.

Durante la refrigeración se observa cierta contracción del material en el molde. Para compensar esta contracción y evitar el escape de la masa es preciso mantener la presión necesaria por medio del émbolo de inyección durante un tiempo determinado, denominado tiempo de maduración o presión. Si una vez abierto el molde y expulsado la pieza el material en el cilindro no ha alcanzado la temperatura necesaria, se recurre a la maduración con el molde abierto.

### 1.3 CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE INYECCION.-

Según la disposición mutua de los ejes de separación del molde y del mecanismo de inyección las máquinas se clasifican en horizontales, verticales y angulares; por el sistema de accionamiento pue-



den ser mecánicas, hidráulicas, hidromecánicas y neumáticas (neumohidráulicas). Además se dividen en máquinas de émbolo y de husillo con plastificación previa y sin plastificación previa.

Forman grupos independientes las siguientes máquinas de inyección: rotatorias de varias posiciones, para el moldeado de artículos o dos y más colores, un dispositivo para la eliminación de los elementos volátiles del compuesto de material, de ciclo - ajustable, para procedimientos especiales de moldeado por inyección.

La clasificación más importante es debido al mecanismo de cierre; generalmente los mecanismos que desplazan y los que cierran el molde están unidos. Sin embargo, en los conjuntos escalonados y bloqueados (principalmente hidráulicos) el molde se desplaza por medio de unos cilindros y dispositivos auxiliares, separados del accionamiento del cierre propiamente dicho.

Los mecanismos simples unidos en un solo conjunto se suelen clasificar en hidráulicos de acción directa, de palanca (hidro y electromecánicos) y de tornillo (electromecánicos). Todos ellos pueden ir

equipados con dispositivos complementarios que aseguran el cierre del molde bajo determinada presión (mecanismos bloqueados).

Los mecanismos de cierre bloqueados (hidráulicos, hidromecánicos y mecánicos), frecuentemente se hacen de acción escalonada: Avance rápido de la placa y cierre a presión. La segunda etapa sirve para compensar las holguras y deformaciones elásticas de las columnas y otros elementos de la estructura.

Los mecanismos de cierre con accionamiento mecánico o hidromecánico son cinemáticos y proporcionan un cierre perfecto del molde, y el esfuerzo que desarrolla el eslabón matriz es mínimo. Interrumpida la fuerza que desarrolla el accionamiento del mecanismo, el molde se mantiene cerrado gracias a una fuerza interna que surge como resultado de la deformación elástica de los eslabones. Para visualizar mejor una máquina inyectora de termoplásticos especifiquemos las partes que constituyen esto

1. Un marco rígido que soporta los otros componentes.

2. Los elementos de cierre:

Placas portamoldes

Columnas guías

Eslabones o brazos de cierre

3. Elementos de inyección:

Cilindro de plastificación

Husillo

Tolva de alimentación

4. Elementos del circuito hidráulico:

Reservorio

Actuadores hidráulicos

Válvulas

5. Elementos del equipo complementario:

Motor eléctrico

Bomba hidráulico

Motor hidráulico

Cañerías

Bandas calefactorios

## CAPITULO II

### DISEÑO DE LA MAQUINA DE INYECCION DE TERMOPLASTICOS

#### 2.1 DISEÑO DEL CHASIS DE LA MAQUINA.-

Hemos proyectado el diseño pensando en una máquina inyectora cuya capacidad de cierre sea 500 Kilo - Newtons.

El cuerpo de la inyectora 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 fuera, produciendo esfuerzos internos y momentos flectores que son soportados por sus componentes.

El diseño de un marco rígido se lo hace generalmente basado en el criterio de resistencia del material, debido a las cargas a que está sometido, la cual está dada por los esfuerzos permisibles de flexión, compresión y corte, según su uso.

El cuerpo del marco en su forma más simple, está representado en la Figura 2.1 y el diagrama de fuerzas y deformaciones en la Figura 2.2, en la cual se muestra las fuerzas actuantes, los momentos de inercia, los momentos flectores y las deformaciones, en donde  $w$  es la carga por unidad de longitud.

Las vigas transversales 1-2 y 3-4, soportan los pesos de las placas, sumado a ello las reacciones debido a las cuatro columnas guías que se empostran a las placas y que a su vez absorben las cargas debido a las placas de sujeción de el molde y eslabones a brazos de cierre, etc.

Las vigas longitudinales 1-3 y 2-4 absorben las cargas de las vigas transversales 1-2 y 3-4.

Componente o elemento 1-2

Ecuación de momentos por doble integración (6)

$$E I_1 \frac{d^2y}{dx^2} = - M_1 + R_1 x - \frac{wx^2}{2}$$

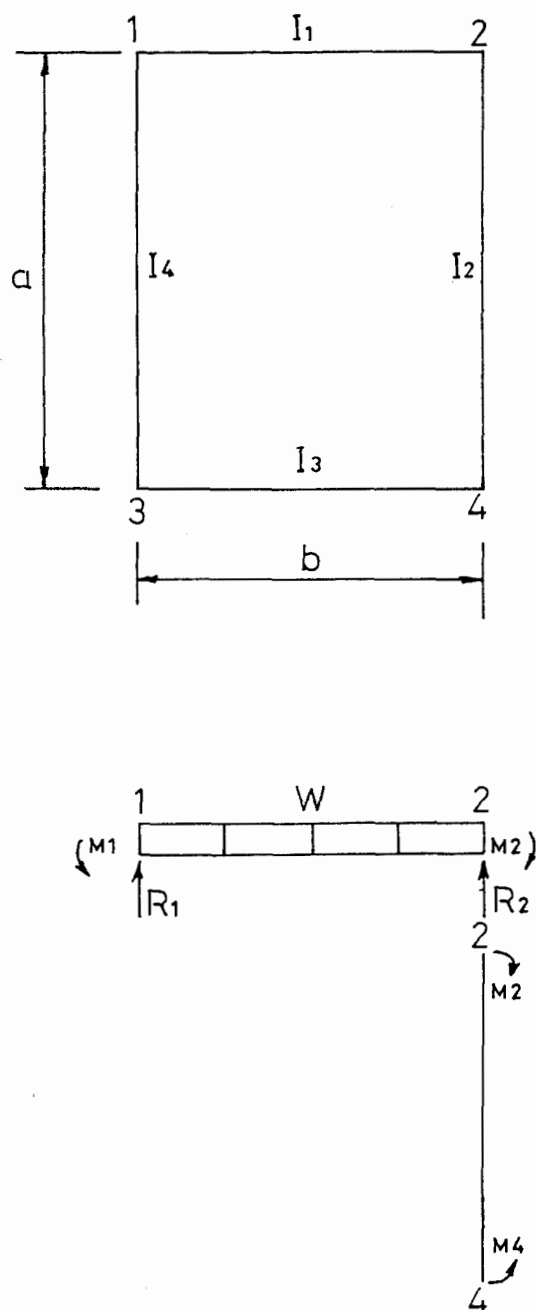


FIGURA 2.1.- Diagrama de Fuerzas y Momentos de Inercia del Marco

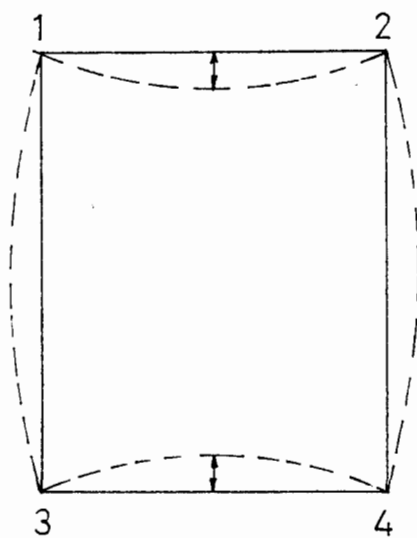
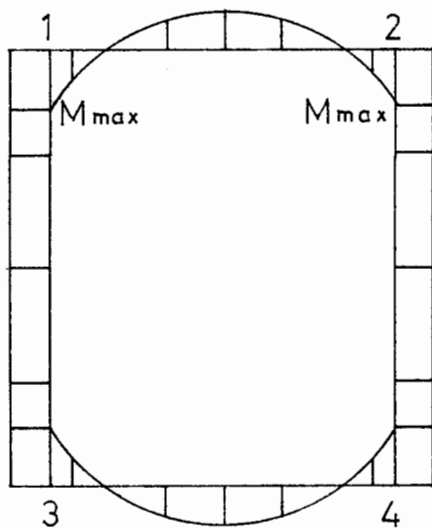


FIGURA 2.2.- Diagrama de Momentos Flectores y Deflexiones del Marco

Ecuación de la pendiente

$$E I_1 \frac{dy}{dx} = - M_1 x + R_1 \frac{x^2}{2} - \frac{wx^3}{6} + C_1 \quad (2.1)$$

Ecuación de la elástica

$$E I_1 y = - M_1 \frac{x^2}{2} + R_1 \frac{x^3}{6} - \frac{wx^4}{24} + C_2 \quad (2.2)$$

## Elemento 2-4

$$E I_2 \frac{d^2y}{dx^2} = M_2$$

$$E I_2 \frac{dy}{dx} = M_2 x + C_1 \quad \text{Ecuación de la pendiente} \quad (2.3)$$

$$E I_2 y = M_2 \frac{x^2}{2} + C_2 \quad \text{Ecuación de la elástica} \quad (2.4)$$

$$\Sigma F_y = 2 R = wb \quad R = \frac{wb}{2} \quad \text{Reacciones}$$

La pendiente del elemento 1-2 en el vértice 2 es igual a la pendiente del elemento 2-4. Lo mismo ocurre en los ángulos de los demás vértices.

De la ecuación 2.1 para  $x = b$



$$E I_1 \frac{dy}{dx} = -M_1 b + R_1 \frac{b^2}{2} - \frac{wb^3}{6}$$

De la ecuación 2.3 para  $x = a$ .

$$E I_2 \frac{dy}{dx} = M_2 a$$

igualando estas dos expresiones (pendientes iguales)

$$-\frac{M_1 b}{I_1} + \frac{1}{I_1} \left( \frac{R_1 b^2}{2} - \frac{wb^3}{6} \right) = \frac{M_2 a}{I_2}$$

$$M_1 = M_2 \text{ por simetría y reemplazando } R = \frac{wb}{2}$$

$$M_1 = \frac{w b^3}{12 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)} \text{ Ecuación de momento en el extremo del marco. (2.5)}$$

De la ecuación 2.2 para  $x = b/2$

$$E I_1 y = - \frac{w b^3}{12 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)} \frac{(b/2)^2}{2} + \frac{wb/2}{6} (b/2)^3 - \frac{w(b/2)^4}{24}$$

$$E I_1 y = - \frac{w b^5}{96 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)} + \frac{1}{128} w b^4 \text{ Ecuación de la elástica del elemento 1-2 (2.6)}$$

De la ecuación 2.4 para  $x = a/2$

$$E I_2 y = \frac{w b^3}{12 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)} \frac{(a/2)^2}{2}$$

$$E I_2 y = \frac{w a^2 b^3}{96 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)} \quad \text{Ecuación de la elástica en el centro elemento 2-4} \quad (2.7)$$

$w$  = Carga por unidad de longitud

$\bar{w}$  = (Peso de la placa + 4 FA debido a las columnas guías + Peso del cilindro de calefacción + Peso tolva de alimentación del material).

Elemento 3 - 4

$$E I_3 \frac{dy}{dx} = - M_3 x + R_3 \frac{x^2}{2} - \frac{w x^3}{6} \quad \text{Ecuación de la pendiente} \quad (2.8)$$

$$E I_3 y = - M_3 \frac{x^2}{2} + R_3 \frac{x^3}{6} - \frac{w x^4}{24} \quad \text{Ecuación de la elástica} \quad (2.9)$$

Elemento 2-4 o 1-3

$$E I_2 \frac{dy}{dx} = M_4 x + e_1 \quad \text{Ecuación de la pendiente} \quad (2.10)$$

$$E I_2 y = M_4 \frac{x^2}{2} \quad \text{Ecuación de la elástica} \quad (2.11)$$

$R = w b/2$

$$M_3 = \frac{w b^3}{12 I_3 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_3} \right)} \quad \text{Ecuación momento en el extremo} \quad (2.12)$$

$w =$  (Peso de la placa + 4  $R_B$  debido a columnas - guías + Peso de los eslabones).

$$E I_3 y = - \frac{w b^5}{96 I_3 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_3} \right)} + \frac{w b^4}{128} \quad \text{Ecuación elástica elemento 1-3.} \quad (2.13)$$

Según el American Institute of Steel Construction - aconseja: (6)

$$\text{Para } \frac{L h}{b_{1e}} < 600 \quad \sigma \text{ admisible} = 1400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Para } \frac{L h}{b_{1e}} > 600 \quad \sigma \text{ ad} = \frac{840.000}{\frac{L h}{b_e}} \text{ Kgf/cm}^2$$

$h =$  Altura de la viga

$b_1 =$  Ancho de las alas

$e =$  Espesor del ala

$$\text{El módulo resistente } Z \geq \frac{M}{\sigma} \quad (2.14)$$

Si el peso de la viga es considerable

$$\frac{M_R}{\sigma} = \frac{M_u}{\sigma} + \frac{M_{PP}}{\sigma}$$

$M_u$  (Momento producido por la carga útil)

$M_{pp}$  (Momento producido por el propio peso viga)

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

Tipo de Diseño	Rango
Estructural	0.0005 - 0.004
Máquina herramienta	0.00001 - 0.00001
Máquina herramienta precisión	0.000001 - 0.000001

Escogeremos un valor máximo permisible de deflexión unitario correspondiente a un valor medio del rango especificado para máquinas herramientas de precisión. Se escoje este valor por los productos que se fabrican requieren de cierres precisos (movimientos de precisión).

## 2.2 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE CIERRE.-



Para el cálculo de los elementos de cierre necesitamos definir las especificaciones de la máquina.

Fuerza de cierre	500 Knew (51 x 10 <sup>3</sup> Kgf)
Luz entre columnas	272 x 202 mm
Altura mínima de montaje	160 mm
Distancia máxima entre placas de sujeción del molde.	470 mm
Volumen inyectado	60 x 10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup>
Presión de inyección	120 bar

Algunos de estos parámetros son de pendientes el uno del otro; así tenemos que la fuerza de cierre ( $F_c$ ) depende de la superficie proyectada ( $S_p$ ) del artículo que se desea fabricar y de la presión específica de inyección o contrapresión ( $P_i$ ). A su modo la superficie proyectada depende del volumen inyectado en cada ciclo. (4)

La fuerza de cierre ( $F_c$ );

$$F_c = P_i S_p$$

A la fórmula anterior se le pueden añadir valores que dependen del tipo de termoplástico y que

se denomina coeficiente de presión, cuyo valor va de 0.7 a 1.0.

La presión específica de inyección que es la presión en el interior del molde depende del tipo de termoplástico y del grado de plastificación previa la misma que oscila entre 2.5 a 25 Kg/mm<sup>2</sup>. (4)

El valor de la presión (Pi) se pueden encontrar en tablas, de modo que lo que determina la fuerza de cierre principalmente es el área proyectado de la pieza. Ejm.

<u>Material</u>	<u>Presión específica (Kg/mm<sup>2</sup>)</u>
Termoplásticos en general	2.5 - 10 Kg/mm <sup>2</sup>
Termoplásticos gruesos sin requisitos.	2.0 - 2.5 Kg/mm <sup>2</sup>
Termoplásticos para usos térmicos.	8.0 - 12 Kg/mm <sup>2</sup>
Termoplásticos con largos canales de inyección y de pared delgada.	10 - 20 Kg/mm <sup>2</sup>

El valor de la presión específica (Pi) multiplicado por la superficie proyectada debe ser menor que la fuerza de cierre máximo que tiene la máqui

na ya que dicha fuerza además de cerrar el molde debe aportar una fuerza para mantener juntas herméticas entre las caras del molde durante el proceso de inyección, caso contrario el molde tendería a abrirse en el momento en que se está inyectando el termoplástico sobre el molde. (4)

Los elementos del mecanismo de cierre: Placas - portamolde, columnas guías, eslabones, pasadores.

#### 2.2.1 Diseño de las placas portamolde. -

Las placas portamolde son elementos de la máquina que están solicitadas a esfuerzos estáticos y dinámicos y suponemos que la distribución de éstos es uniforme en la sección.

Dentro de la clasificación de las placas - puede dividirse en 3 grupos: a) Placas - gruesas en que las tensiones tangenciales son importantes; b) placas de espesor media no en que la flexión es la principal acción y de ella depende la resistencia útil de la placa; c) placas delgadas cuya re -

sistencia útil depende en parte de la tracción simple que acompaña al alargamiento del plano medio. "No se puede trazar líneas rígidas de separación entre estas clases de placas". Se podría agregar un 4to. grupo el de las membranas, en que la resistencia depende exclusivamente del alargamiento del plano medio. (5)

En la Figura 2.3, mostramos la placa con las fuerzas actuantes.

Tenemos una placa sometida a tensión debido a una carga uniformemente distribuido y está soportada en cada uno de los cuatro extremos.

Las experiencias realizadas con placas rectangulares indican que la sección peligrosa es aproximadamente una sección diagonal tal como 1.3. (5)

El momento flector promedio por unidad de ancho puede encontrarse.



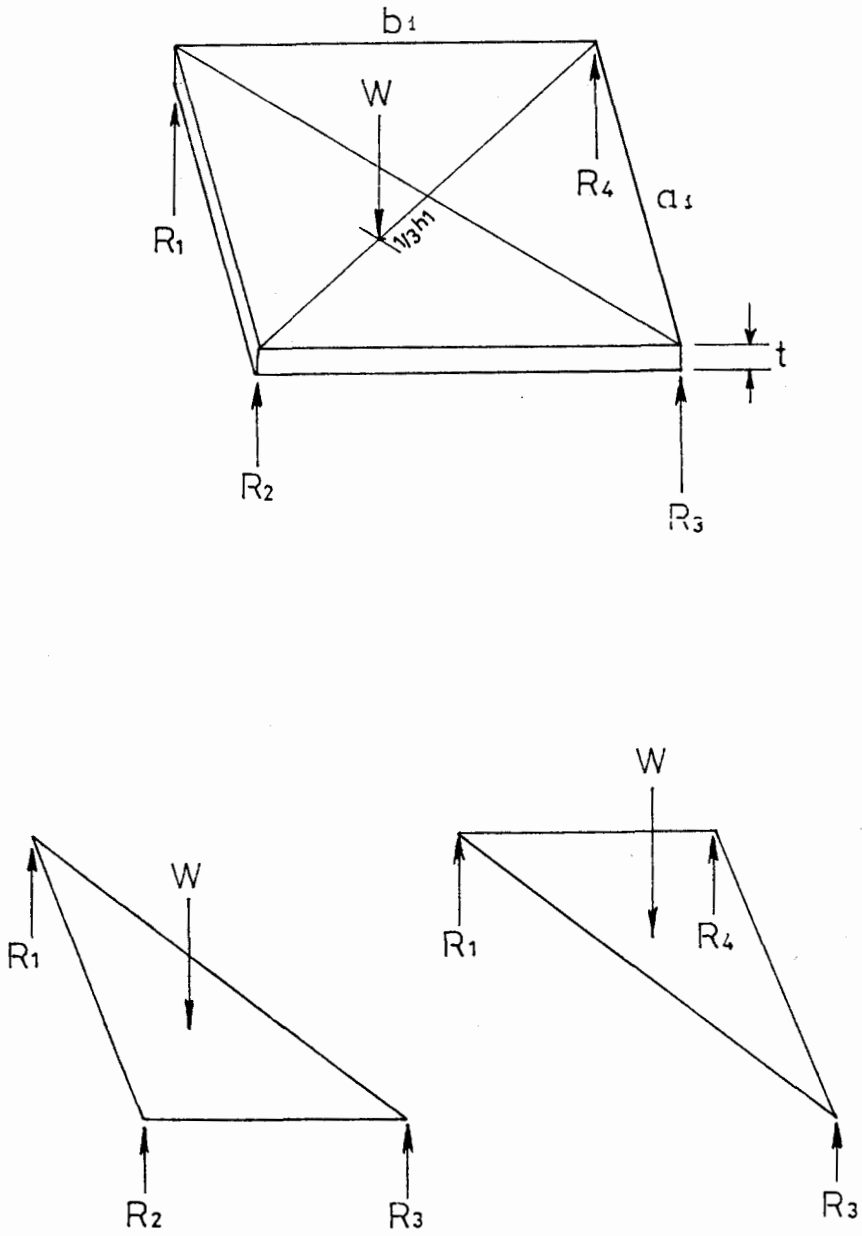


FIGURA 2.3.-

Diagrama de Fuerzas Placa Portamolde

Si hacemos  $w_1$  la carga por unidad de área,  
 $W$  carga total; entonces la carga total ( $W$ ):  
 $W = w_1 \times b_1 \times a_1$

La carga  $W$  a un lado de la diagonal es  $\frac{1}{2} w_1 b_1 a_1$  pasando su recta de acción por el baricentro de la superficie triangular 1-2-3; este baricentro se encuentra sobre la mediana a una distancia igual a  $\frac{1}{3} h_1$  de la diagonal 1-3 medida perpendicularmente. (5)

La mediana  $h_1$  del triángulo 1-2-3 =  $\frac{a_1 b_1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}}$   
 y la diagonal 1-3 =  $\sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ .

Por simetría  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y \approx 0 \quad R_1 + R_2 + R_3 &= \frac{W}{2} \quad \Delta 1 \ 2 \ 3 \\ \Sigma F_y \approx 0 \quad R_1 + R_2 + R_4 &= \frac{W}{2} \quad \Delta 1 \ 3 \ 4 \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \\ \text{Sumando } R_2 = R_4 \end{array}$$

Tomando momentos con respecto a 2 y 4 en cada una de las dos mitades tenemos:

$$\uparrow \Sigma M_2 \approx 0 \quad R_1(a_1) - R_3(b_1) = 0$$

$$\uparrow \Sigma M_4 \approx 0 \quad R_1(b_1) - R_3(a_1) = 0$$

$$R_1(a_1 + b_1) = R_3(a_1 + b_1) \quad R_1 = R_3$$

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = W \quad R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{W}{4} = \frac{w_1 a_1 b_1}{4}$$

$$R_1 + R_2 = \frac{W}{2} = \frac{w_1 a_1 b_1}{2}$$

El momento flector M con respecto a la diagonal 13 de la mitad de la placa.

$$+M = R_2 (h_1) - \frac{w_1 a_1 b_1}{2} \left( \frac{1}{3} h_1 \right)$$

$$R_2 h_1 - \frac{w_1 a_1 b_1 h_1}{6} = \frac{w_1 a_1 b_1}{4} h_1 - \frac{w_1 a_1 b_1 h_1}{6} = \frac{1}{12} w_1 a_1 b_1 h_1$$

El momento flector promedio por unidad de ancho de la diagonal 1-3. (5)

$$M = \frac{1}{12} w_1 a_1 b_1 h_1 / 1-3$$

Reemplazando el valor de la mediana ( $h_1$ ) y de la diagonal (1-3).

El momento flector (M):

$$M = \frac{1}{12} (a_1^2 / (b_1^2 + a_1^2)) w_1 b_1^2$$

Si el momento de inercia ( $I$ ) de una placa es  $\frac{1}{12} t^3$  y la distancia de la línea neutra a la fibra extrema ( $c$ ) es  $t/2$  donde  $t$  es el espesor de la placa, la tensión o el esfuerzo en la superficie de la placa.

$$\sigma = \frac{M c}{I} = \frac{1/12 (a_1^2/(b_1^2 + a_1^2)) w_1 b_1^2 \times t/2}{1/12 t^3}$$

$$\sigma = \frac{1}{2} \frac{w_1 a_1^2 b_1^2}{(a_1^2 + b_1^2) t^2} \quad (2.15)$$

El espesor  $t$  de la placa a partir de la Ec. 2.15

$$t = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{w_1 a_1^2 b_1^2}{\sigma (a_1^2 + b_1^2)}} \quad (2.16)$$

La ecuación 2.15 el esfuerzo encontrado es para una placa sometida a cargas y donde se producirá una etapa de deformación puramente elástica, la deformación de la placa es estrictamente proporcional a la carga.

Se supone que la deflexión máxima es relativamente pequeña y por lo tanto el efecto de tracción es despreciable. (5)

Si una pieza o estructura está sujeta a cargas aplicadas con impacto, lo que es re -

querido para absorber energía entregada por un cuerpo que tiene una velocidad relativamente grande cuando se pone en contacto con ella, las tensiones tienen en general gran influencia, haciendo decrecer la capacidad de carga de la pieza o estructura. (5)

Sea un volumen o cubo unitario de material sometido a una tensión normal en una sola dirección. Si la tensión aumenta gradualmente desde cero y produce una elongación  $\epsilon$ , el trabajo realizado es  $T = 1/2 \sigma \epsilon$  y puesto que por debajo del límite de proporcionalidad  $\epsilon = \frac{\sigma}{E}$ .

El trabajo (T) efectuado por unidad de volumen (V) para someter el material a una tensión igual al límite de proporcionalidad en tracción o compresión es.

$$\frac{T}{V} = \frac{1}{2} \sigma \epsilon \qquad \epsilon = \sigma/E$$

donde  $\sigma$  es la tensión y  $E$  es el módulo de elasticidad.

$$T/V = 1/2 \sigma \frac{\sigma}{E} = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E}$$

El trabajo (T) debido a la energía cinética:

$$T = 1/2 m v^2 ; \text{ la masa (m) } = \rho \cdot V.$$

$$T = \frac{1}{2} \rho V \cdot v^2 \quad t/V = 1/2 \rho v^2$$

Iguando estas dos expresiones de trabajo por unidad de volumen.

$$\frac{1}{2} \rho v^2 = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E} \quad \sigma = \sqrt{\rho v^2 E}$$

Si sumamos los dos esfuerzos hallados (Esfuerzo estático más esfuerzo dinámico).

$$\sigma_{adM} = \sigma_e + \sigma_d = \frac{1}{2} \frac{w_1 a_1^2 b_1^2}{(a_1^2 + b_1^2) t^2} + (\rho v^2 E)^{1/2}$$

despejando t:

$$t^2 = \frac{w_1 a_1^2 b_1^2}{2(a_1^2 + b_1^2) (\sigma_{ad} - (\rho v^2 E)^{1/2})} \quad (2.17)$$

### 2.2.2 Diseño de las columnas guías.-

Las placas se flexionan mucho menos que

las columnas , las columnas se alargan más fácilmente en su longitud y tiene cierta elasticidad sin la cual la anterior no fuera posible.

Uno de los elementos más cargados en la máquina son las columnas que soportan una combinación de esfuerzos, axiales y flexión.

El instante donde son mayormente solicitadas es en cierre donde las columnas de flexión están solicitadas a una fuerza fluctuante de tracción.

Cada columna soporta cargas según la Fig. - 2.4, considerando nula su propio peso; las cargas  $Q$  debido a los pesos de las placas - portamoldes, placa sujeción, cilindro de cierre, etc.)

En la figura observamos que en el punto A - hay un esfuerzo normal de flexión y un esfuerzo axial. Análogamente en el punto B a una distancia igual a A desde la línea neutra.

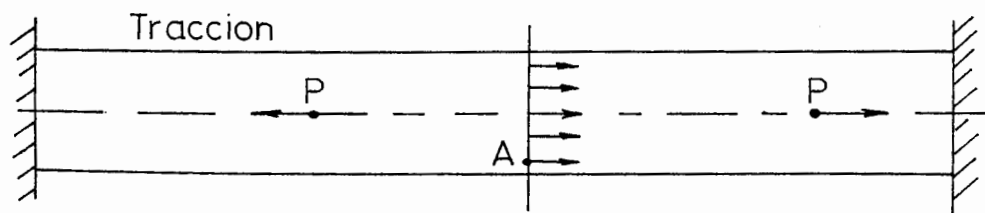
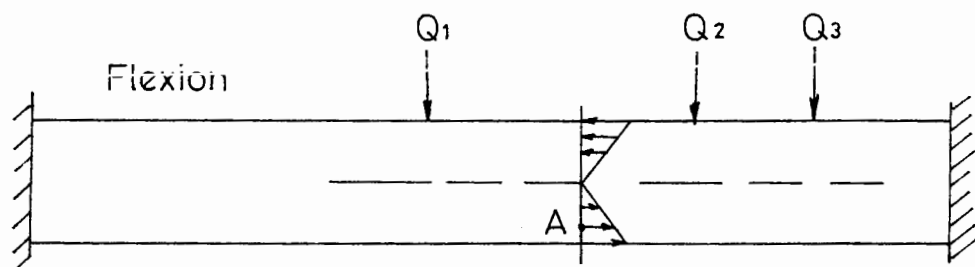
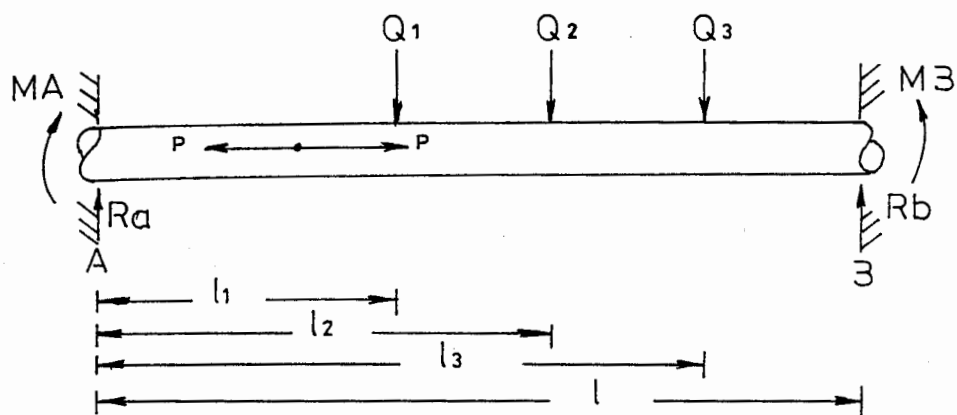


FIGURA 2.4.- Diagrama de Fuerzas en la Columna



El esfuerzo resultante ( $\sigma_T$ ) en un punto cualquiera de la viga viene dada por la suma algebraica de los esfuerzos por flexión ( $\sigma_f$ ) más los esfuerzos axiales ( $\sigma_{ax}$ ). (6)

$$\sigma_T = \sigma_f + \sigma_{ax} = \frac{M y}{I} + \frac{P}{A}$$

Para poder calcular el diámetro nos basaremos primero en esfuerzos estáticos y la rediseñaremos en base a esfuerzos fluctuantes (Fatiga).

Aplicando el método de doble integración para el cálculo de las reacciones y los momentos; tenemos:

$$E I \frac{d^2 y}{dx^2} = M_A + R_{Ax} - Q_1 \langle x - \ell_1 \rangle - Q_2 \langle x - \ell_2 \rangle - Q_3 \langle x - \ell_3 \rangle$$

$$E I \frac{d y}{dx} = M_A x + \frac{1}{2} R_{Ax} x^2 - \frac{1}{2} Q_1 \langle x - \ell_1 \rangle^2 - \frac{1}{2} Q_2 \langle x - \ell_2 \rangle^2 - \frac{Q_3}{2} \langle x - \ell_3 \rangle^2 + C_1 \quad (2.18)$$

$$E I y = \frac{1}{2} M_A x^2 + \frac{1}{6} R_A x^3 - \frac{1}{6} Q_1 \langle x - \ell_1 \rangle^3 - \frac{1}{6} Q_2 \langle x - \ell_2 \rangle^3 - \frac{1}{6} Q_3 \langle x - \ell_3 \rangle^3 + C_2 \quad (2.19)$$

$$E I y = \frac{1}{2} M_A x^2 + \frac{1}{6} R_A x^3 - \frac{1}{6} Q_1 \langle x - \ell_1 \rangle^3 - \frac{1}{6} Q_2 \langle x - \ell_2 \rangle^2 - \frac{1}{6} Q_3 \langle x - \ell_3 \rangle^2 + C_2$$

Por estar la columna empotrada tenemos como condiciones de borde que en el punto A y B la elástica y la pendiente son nulas, por lo tanto  $C_1$  y  $C_2$  son iguales a cero.

Para  $x = \ell$  y conociendo los valores de  $\ell_1$ ,  $\ell_2$  y  $\ell_3$  tendremos los valores de las reacciones  $R_A$  y  $R_B$  así como el valor de los momentos  $M_A$  y  $M_B$ .

El valor máximo de momento se encuentra en el punto B ( $M_B$ ).

Analizando el problema por separado, fijaremos el diámetro del eje con la posibilidad de una falla estática.

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{M_{\max}}{\pi x d^3} \quad d = \left( \frac{3}{2} \frac{M_{\max}}{\pi \sigma_{\text{adm}}} \right)^{1/3} \quad (2.20)$$

El esfuerzo admisible ( $\sigma_{\text{adm}}$ ):

$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_f}{N}$  ; donde el límite de fluencia a la flexión ( $\sigma_{ff}$ ).

$\sigma_{ff} = 1.15 \sigma_f(10)$  y  $\sigma_f$  es el límite de fluencia a la tracción-compresión.

El factor o coeficiente de seguridad (N) = 1.5. (10)

El siguiente problema es dimensionar con la posibilidad de una falla por fatiga. El límite de resistencia a la fatiga ( $\sigma_e$ ):

$$\sigma_e = \sigma_e' K_a K_b K_c \quad (7)$$

El límite medio de resistencia a la fatiga ( $\sigma_e'$ ):

$\sigma_e' = 0.5 \sigma_{ut}$  si  $\sigma_{ut} \leq 142.8 \text{ Kg/mm}^2$ ; donde  $\sigma_{ut}$  es el límite último de resistencia o la tracción.

$K_a$  es el factor de superficie

$K_b$  es el factor de tamaño

$K_c$  es el factor de confiabilidad

El límite de resistencia a la fatiga mínimo ( $\sigma_e \text{ min}$ ):

$\sigma_e \text{ min} = \frac{\sigma_e}{N_{es}}$  ; donde  $N_{es}$  es el coeficiente por resistencia a la fatiga.



BIBLIOTECA

En la Figura 2.5 se muestra la relación es fuerza-tiempo y el diagrama de Goodman - donde  $\sigma_m$  es el esfuerzo mínimo,  $\sigma_M$  es el esfuerzo máximo;  $\sigma_{me}$  es el esfuerzo medio y  $\sigma_a$  la amplitud de esfuerzo. <sup>(7)</sup>

$$\sigma_{me} = \frac{\sigma_M + \sigma_m}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_M - \sigma_m}{2} \quad \sigma_M = P/A$$

Por la relación es fuerza tiempo el esfuerzo mínimo es cero; entonces el esfuerzo medio ( $\sigma_{me}$ ) y la amplitud de esfuerzo ( $\sigma_a$ ) - es igual:

$$\sigma_{me} = \frac{\sigma_M}{2} = \sigma_a \quad \frac{\sigma_a}{\sigma_{me}} = 1 \quad (7)$$

$$\sigma_{ap} = \sigma_{mp} = \frac{P_{\max}}{2 A} = \frac{4 P_{\max}}{2\pi d^2}$$

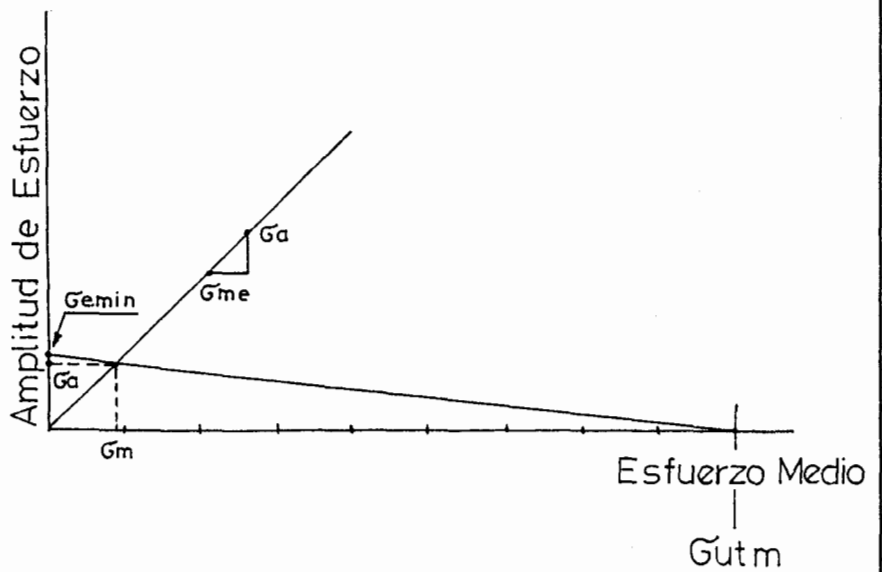
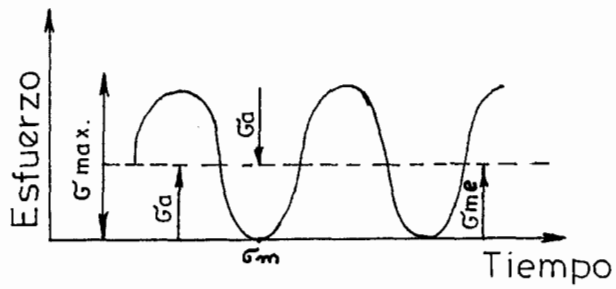


FIGURA 2.5.- Diagrama de Goodman - Columnas

De la expresión anterior.

$$d = \sqrt{\frac{2 P \max}{\sigma a \pi}} \quad (2.21)$$

### 2.2.3 Diseño de los eslabones o brazos de cierre.-

Para este mecanismo de cierre utilizaremos seis eslabones dobles, los cuales estarán sujetos a esfuerzos axiales de compresión y serán máximos cuando las caras del molde están cerrados.

En la figura 2.6, observamos el esquema cinemático y en la Fig. 2.7 el diagrama de fuerzas y el diagrama de Goodman.

Los esfuerzos axiales ( $\sigma$ ) a x b = sección transversal.

$$\sigma = P/A \quad \sigma = \frac{P}{a \times b}$$

Del diagrama de Fuerzas de la Figura 2.7

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_c - 2 T_1 = 0$$

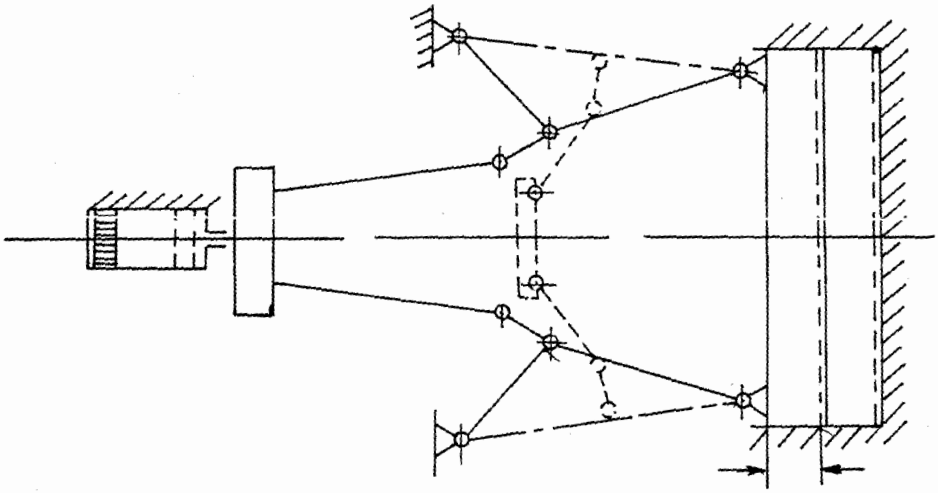


FIGURA 2.6.- Esquema cinemático eslabones

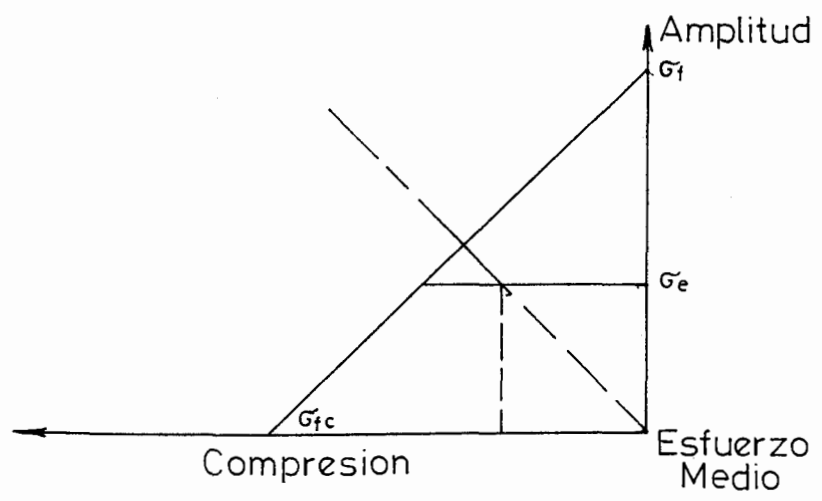
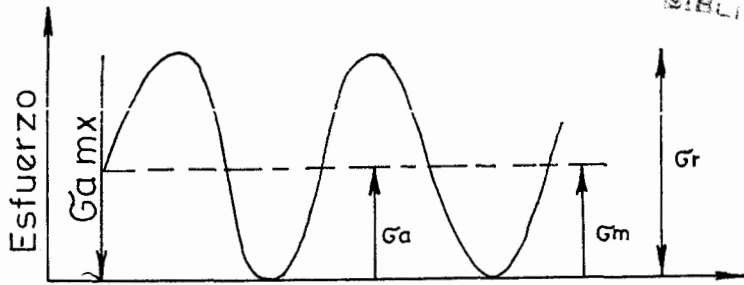
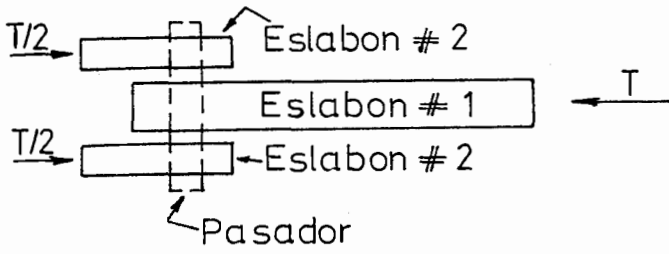
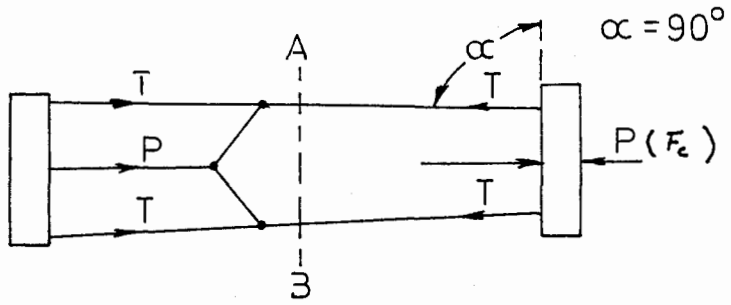


FIGURA 2.7.- Diagrama de Fuerzas y de Goodman - Eslabones



$$F_c = 2 T_1 \cos \alpha \qquad T_1 = \frac{F_c}{2 \cos \alpha}$$

El eslabón 1 y 2 estarán sometidos a esfuerzos fluctuantes desde 0 hasta un valor  $T_1$  - (esfuerzos repetidos).

Usaremos el límite de resistencia a la fatiga, aún cuando el esfuerzo medio de compresión no tiene efectos importantes. (7)

#### Eslabón 1:

El límite de resistencia a la fatiga ( $\sigma_e$ ):

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_e \sigma_{e'}$$

$$\sigma_{e'} = 0.5 \sigma_{ut}$$

Si consideramos un factor geométrico de concentración de esfuerzo de 2.5 debido al agujero en el eslabón para el pasador. El factor de reducción de resistencia en el caso de fatiga ( $K_f$ ) que es:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_e = 1/K_f$$

donde  $q$  es la sensibilidad a las ranuras y  $K_t$  es el factor teórico.  $\therefore \sigma_e = K_a K_b K_c K_e \sigma_e'$ .

La amplitud de esfuerzo ( $\sigma_a$ ):

$$\sigma_a = \frac{\sigma M}{2} = \frac{T_{1/2}}{A} \quad A = \frac{T_1}{2 \sigma_a} \quad (2.22)$$

### Eslabón 2:

Por el diagrama de fuerzas para el eslabón 2; la fuerza máxima es  $T_{1/2}$  y la amplitud de esfuerzo ( $\sigma_a$ ).

$$\sigma_a = \frac{\sigma M}{2} = \frac{T_{1/2}}{2 A} = \frac{T_1}{4 A} \quad A = \frac{T_1}{4 \sigma_a} \quad (2.23)$$

En la ecuación 2.22 y 2.23 hallamos la sección transversal de los eslabones.

### Pasadores:

Sobre los pasadores actúan fuerzas que producen flexión desde un valor de cero, cuando el molde está abierto hasta un valor máximo que es cuando el semimolde móvil está en la posición cerrada.

En la Fig.2.8, se muestra un diagrama de -  
fuerzas, fuerzas cortantes y momentos flecto  
res.

Del diagrama de fuerza cortante hallamos  $A_1$   
y  $A_2$  y también el punto de inflexión que  
por simetría está en  $x = l/2$ , por lo tan  
to el momento máximo está en este punto.

Empleando el método de área de momentos tene  
mos:

$$M_{max} = A_1 + A_2 \quad (6)$$

Fijaremos un diámetro con posibilidad a -  
una falla estática. El esfuerzo admisible  
( $\sigma_{ad}$ ):

$$\sigma_{ad} = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_{ff}}{N_f}$  donde el Límite de fluencia a  
la flexión ( $\sigma_{ff}$ ) = 1.15  $\sigma_f$  y  
con un coeficiente por resis-  
tencia a la fluencia ( $N_f$ ).

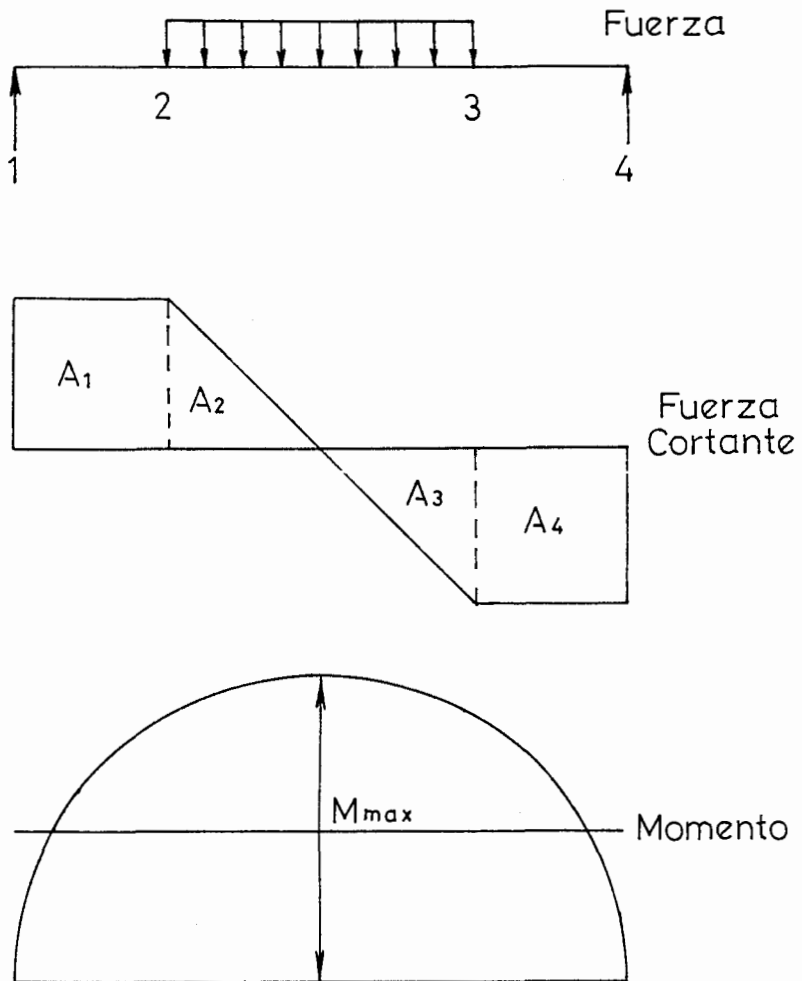


FIGURA 2.8.- Diagrama de Fuerzas, Fuerza costante y Momento Flector Pasadores

$$d = \left( \frac{32 M_{\max} \times N_f}{\pi \times \sigma_{ff}} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

Ahora dimensionamos en base a una falla por fatiga.

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_e \sigma_e'$$

Del diagrama de Goodman (Fig. 2.5)

$$\sigma_{me} = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

Hallando la amplitud de esfuerzo ( $\sigma_a$ ) del diagrama de Goodman:

$$d = \left( \frac{32 M_{\max}}{2\pi \times \sigma_a} \right)^{1/3} \quad (2.25)$$

### 2.3 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE INYECCION.

La unidad de inyección consta de:

- a) Dispositivo dosificados o tolva de alimentación
- b) Cilindro y husillo para la plastificación e inyec  
ción del material.
- c) Cilindro hidráulico para la inyección
- d) Motor hidráulico para la dosificación

### 2.3.1 Diseño del cilindro de Plastificación.

Los cilindros deben ser lo suficientemente sólidos como para soportar presiones de hasta 1000Bar que es la presión específica de inyección, resistente a esfuerzos térmicos y resistentes al desgaste y a la corrosión.

Para poder realizar este cálculo tenemos - que partir de la rapidez de calor transferido por convección entre una superficie y un fluido, puede calcularse por la relación. (9)

$$Q_p = h_c A \Delta T_{\infty}$$

*h<sub>c</sub> = 1117 W/m<sup>2</sup>°C*

Un método para evaluar la rapidez de transferencia de calor de una pared sólida y un fluido.

Observando la Figura 2.9 cuando  $y = 0$  el calor fluye únicamente por conducción cuya fórmula es:

$$Q_{\text{superficie-fluido}} = - K_f A \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$$

*K<sub>f</sub> = 0.16 W/m°C*  
*K<sub>f</sub> = 10 W/m°C*

*K<sub>f</sub> = 0.15 W/m°C*  
*K<sub>f</sub> = 90 W/m°C*

$$q_{\text{superficie-fluido}} = -k_f A \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} = hc A \Delta T$$

La distribución de temperatura para un fluido que fluye más allá de una pared caliente como indica la línea llena de la Fig. 2.9, - muestra que el gradiente de temperatura en el fluido está limitado a una capa de relativamente delgada  $\delta_t$ , en la vecindad de la superficie. En esta capa estancada, el calor puede fluir únicamente por conducción y la rapidez de transferencia de calor por unidad de área.

$$\frac{Q_{S-F}}{A} = k_f \frac{T_s - T_\infty}{\delta_t} = hc (T_s - T_\infty)$$

donde:

$k_f$  = Es la conductividad térmica de un fluido.

$T_s$  = Temperatura de la pared

$T_\infty$  = Temperatura del fluido

$hc$  = Es la unidad promedio de conductancia de convección.

$$Q_{S-F} = \frac{k_f A \Delta T_s}{\delta_t}$$

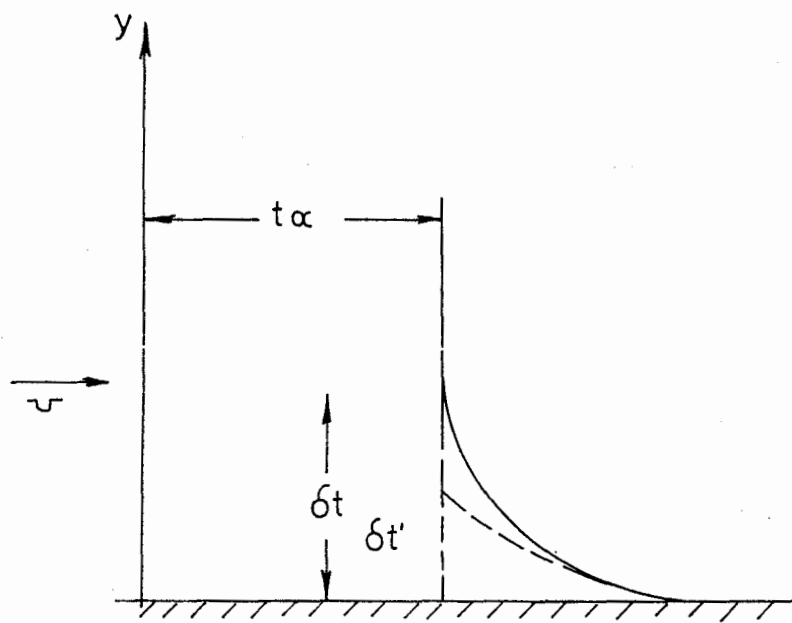


FIGURA 2.9.- Distribución de Temperatura para fluido, que fluye en una pared caliente.



Area del cilindro =  $2\pi r \ell = \pi d \ell$

$d$  es el diámetro

$\ell$  es la longitud

$$Q_s F = \frac{\pi d \ell K_f \Delta T}{\delta t} \quad a$$

El calor consumido exclusivamente para calentar el material durante 1 hora viene dado por la expresión. (4)

$$Q_p = mc \frac{\Delta T}{\tau c}$$

donde  $m$  es la masa de una colada,  $c$  es la capacidad térmica del material,  $\Delta T$ , la diferencia de las temperaturas inicial y final del material,  $\tau c$  el tiempo que dura un ciclo.

La relación del volumen del material permitido en el cilindro y el volumen inyectado en una colada la definimos por  $Z$  y es igual a la relación del tiempo de residencia del material en el cilindro ( $\tau$ ) y el tiempo de un ciclo ( $\tau c$ ).

$$Z = \frac{V_{\text{material cilindro}}}{V_{\text{inyectado una colada}}} = \frac{V_c}{V_i}$$

El volumen del material en el cilindro ( $V_c$ ):

$$V_c = \pi l (d - \delta t) \delta t$$

El volumen inyectado en 1 colado ( $V_i$ ):

$V_i = m/\rho$  Reemplazando tenemos:

$$Z = \frac{\pi l (d - \delta t) \delta t \rho}{m} \quad b$$

dividiendo la expresión a para la expresión b tenemos:

$$\frac{Q_{s-f}}{Z} = \frac{\cancel{d} K_f \Delta T_1 m}{(d - \delta t) \delta t^2 \rho}$$

$\Delta T_1$  está definido como la diferencia media de temperatura y es igual

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}}$$

ver ec B, 45  
pg 436

siendo  $\Delta T_e$  y  $\Delta T_f$  las variaciones de temperatura en el cilindro y material al comienzo y final del cilindro.

Para hallar el diámetro del cilindro despejamos de la ecuación anterior.

$$d = \frac{Q_p \delta_t^3 \rho}{Q_p \delta_t^2 \rho - Z K_f \Delta T_1 m} \quad (2.26)$$

Para hallar la longitud del cilindro despejamos de la ecuación de calor una vez conocido el diámetro d.

$$l = \frac{Q_p \cdot \delta_t}{\pi d K_f \Delta T_1} \quad (2.27)$$

### 2.3.2 Diseño del husillo de alimentación de termoplásticos.-

El husillo cumple con la función de plastificar el material transportarlo a la punta e inyectarlo después como émbolo a través de la boquilla en la cavidad del molde. Para que pueda hacerlo se desplaza con un movimiento axial dentro del cilindro, movimiento que junto con la rotación lo hace

por mecanismos hidráulicos.



BIBLIOTECA

En la Figura 2.10 vemos la configuración del husillo; así como su diagrama de cargas. El husillo tiene un núcleo sobre el cual se enrolla el filete en forma helicoidal. Entre la superficie de los flancos o puestos del filete, el núcleo del husillo y la pared del cilindro se encuentra un espacio libre al que denominamos canal del husillo. Por este canal se empuja el material a lo largo de la pared del cilindro, primero como granulado, después como material que se va fundiendo y finalmente como masa plastificada. (4)

Entre el filete de husillo y la pared de cilindro existe un pequeño espacio, que es el juego del husillo. Este juego se mantiene tan pequeño como sea posible. Cuando el husillo es grande y largo puede deformarse un poco y por eso rozar con la pared del cilindro, para que ésto no ocurra, se permite en este caso un juego mayor. En general se puede decir que este juego oscila entre 0.1 - 0.3 mm. (4)

La longitud y diámetro del husillo dependen de la longitud y diámetro del cilindro.

Para el cálculo del husillo se recomienda usar las ecuaciones experimentales:

$$\begin{aligned}
 \text{El paso} & (t_1) = (0.8 \div 1.2) D \\
 \text{El ancho del filete} & (e_1) = (0.06 - 0.1) D \\
 \text{Profundidad del canal} & h_2 = (0.12 - 0.16) D \\
 \text{helicoidal } (h_2) & \\
 \text{Huelga radial} & \delta_1 = (0.002 - 0.003) D \\
 \text{entre la cresta del filete} & \\
 \text{del husillo y el cilindro.} & \quad (4)
 \end{aligned}$$

La misión fundamental es comprobar la esbeltez del husillo, es decir determinar la flecha máxima admisible.

Según el diagrama de Fuerzas de la Figura 2.10 tendremos un eje que rota, sobre el que actúa un par torsos constante y una carga flexionante estacionaria. (4)

El esfuerzo resultante en un punto cualquiera debido a esfuerzos combinados (axiales y flexión):

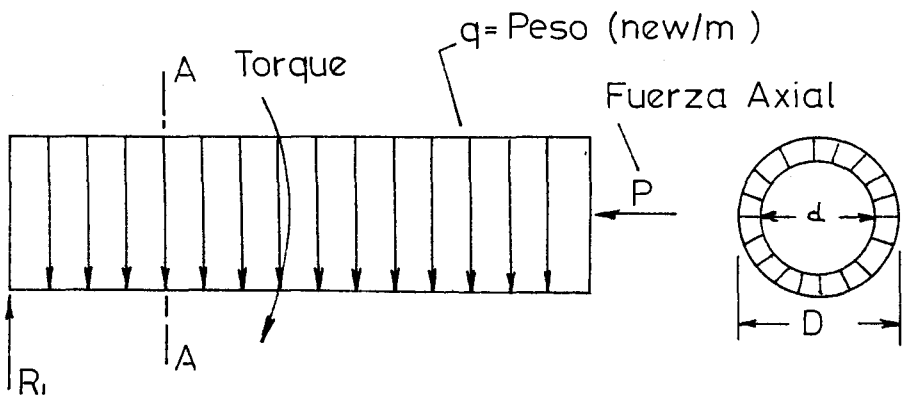
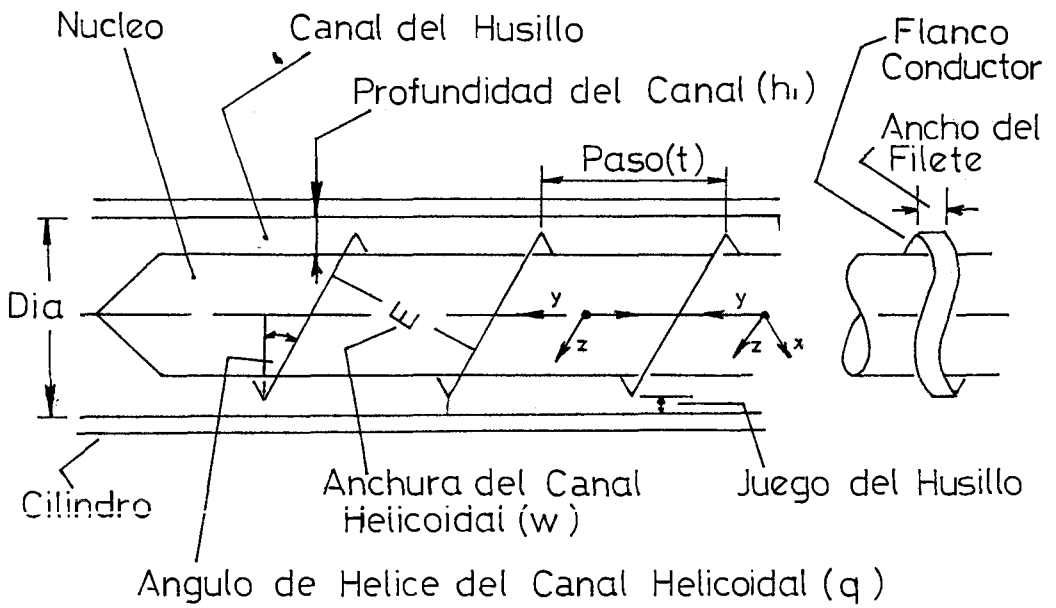


FIGURA 2.10.- Diagrama de Fuerza del Husillo

$$\sigma_T = \frac{P}{A} + \frac{My}{I} = \frac{P}{A} + \frac{M}{Z} \quad (2.28)$$

donde el módulo resistente (Z) se define como  $I/y$ . La fuerza P igual a presión específica del material por el área (A) del husillo.

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

donde d el diámetro del núcleo y es igual a:

$$d = D - 2 h_2$$

D diámetro del husillo y  $h_2$  es la profundidad del canal.

El máximo momento por flexión de la Fig. 2.10.

$$\uparrow + M_{AB} = q x \cdot \frac{x}{2} \quad \text{Si } x = l(L)$$

$$\text{El momento en el punto B } (M_B) = q \frac{l^2}{2}$$

Para hallar el módulo de sección tenemos -

que la sección transversal del husillo  
una corona circular.

El módulo de sección (Z)

$$Z = \frac{\pi D^3}{32} \left( 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \right)$$

La carga q debido al peso del husillo es  
su peso específico ( $\gamma$ ) x su volumen (V).

El esfuerzo admisible ( $\sigma_{ad}$ )

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_{ff}}{N_f}$$

donde el límite de fluencia a la flexión -  
( $\sigma_{ff}$ ) es = 1.15  $\sigma_f$  / (Límite de fluencia a la  
tracción compresión.

Podemos usar un coeficiente por resistencia  
a la fluencia ( $N_f$ ) de 2.0.

$$\sigma_{adm} > \sigma (M/Z)$$

como el husillo está sujeto a torque por -  
su rotación tenemos:



$$\tau_{\max} = \frac{T_1 r}{j} = T_1 / s$$

donde  $T_1$  es el torque y  $s$  es el momento po  
lar de inercia.

Para un eje hueco :

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_1 D}{\pi (D^4 - d^4)} \quad (2.29)$$

$$\text{El torque } T_1 = \frac{H}{2\pi f}$$

donde  $H$  es potencia y  $f$  frecuencia

Si usamos el balance energético del cilindro  
de calefacción, sección 2.3. (4)

$$Q_p = m c \frac{\Delta T_{\infty}}{\tau_c} l \quad (\text{Kwatt})$$

Con estos datos reemplazamos en la ecua -  
ción 2.29.

Con el límite de fluencia a torsión ( $\sigma_T$ )  
y un coeficiente de seguridad por resisten  
cia a la torsión de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma f T}{N} < \tau_{max}$$

Si usamos esfuerzos combinados empleando -  
el círculo de Mohr Fig. 2.11. (6)

$$\tau_{max} = R = \sqrt{(1/2\sigma)^2 + (\tau)^2} \quad (2.30)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2}\sigma + \tau_{max} \quad (2.31)$$

Para asegurarnos de la esbeltez del husillo hallamos la flecha máxima. De la Figura 2.10.

$$M_{AB} = E I \frac{d^2 y}{d x^2} = q \frac{x^2}{2}$$

$$E I \frac{dy}{dx} = q \frac{x^3}{6} + c_1$$

$$E I y = q \frac{x^4}{24} + c_1 x + c_2$$

$$\text{En } x = 0 \quad y = 0 \quad c_2 = 0$$

$$\text{En } x = 0 \quad \frac{dy}{dx} = 0 \quad c_1 = 0$$

$$y_{max} = \frac{q l^4}{8 E I} \quad (2.32)$$

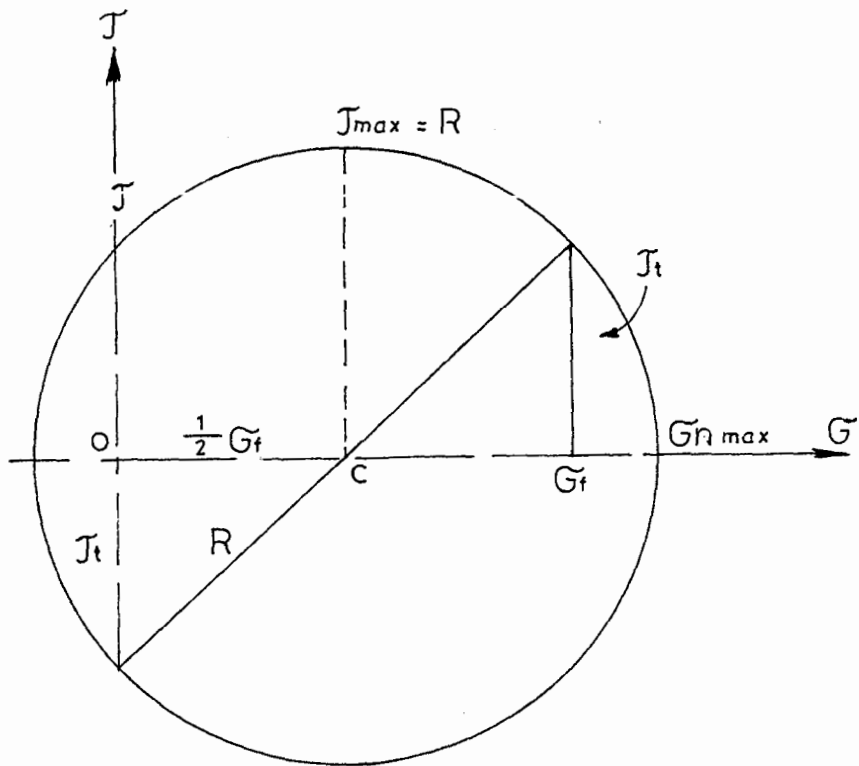
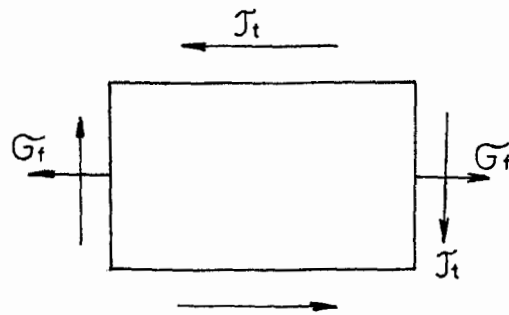


FIGURA 2.11.- Esfuerzos combinados - Círculo de Mo HR.

Donde  $q$  carga por unidad de longitud

## 2.4 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO.-

El circuito hidráulico es el conjunto formado por 5 componentes básicos: un reservorio de aceite - una bomba para forzar al fluido a través del sistema, válvula para controlar la presión, dirección y volumen del fluido, un actuador que puede ser tanto un motor hidráulico como un cilindro y tubería o conductor para transportar el fluido hidráulico a los componentes del sistema.

### 2.4.1 Diseño del reservorio.-

El reservorio de aceite estará ubicado en la parte baja de la máquina y dispondrá de detalles como una puerta para limpieza ; un visor de nivel, un filtro. El reservorio debe ser de tamaño tal que pueda almacenar con holgura el volumen total del fluido.

Como regla general se puede considerar de dimensiones adecuadas un tanque que tenga

la capacidad correspondiente a 2 o 3 veces el caudal de la bomba.

$$V_{\text{tanque}} = 3 (\text{caudal bomba})$$

$$V_{\text{tanque}} = a_2 \times b_2 \times c_2 \quad \begin{array}{l} a_2 = \text{ancho} \\ b_2 = \text{largo} \\ c_2 = \text{altura} \end{array} \quad (2.33)$$

#### 2.4.2 Diseño del cilindro de cierre.-

El cilindro hidráulico está formado por el cilindro propiamente dicho y el vástago, según se indica en la Figura 2.12. El cilindro se lo calcula como de paredes gruesas sometido a presión interna ( $P_n$ ), para lo cual se usan las siguientes fórmulas de esfuerzos.

Esfuerzos tangenciales

$$\sigma_t = \left( \frac{a_r^2}{b_r^2} + \frac{b_r^2}{a_r^2} \right) P_{in} \quad (2.34)$$

Esfuerzos radiales:

$$\sigma_r = -P_{in}$$

donde  $a_r$  y  $b_r$  son radios interior y exterior



BIBLIOTECA

la capacidad correspondiente a 2 o 3 veces el caudal de la bomba.

$$V_{\text{tanque}} = 3 \text{ (caudal bomba)}$$

$$V_{\text{tanque}} = a_2 \times b_2 \times c_2 \quad \begin{array}{l} a_2 = \text{ancho} \\ b_2 = \text{largo} \\ c_2 = \text{altura} \end{array} \quad (2.33)$$

#### 2.4.2 Diseño del cilindro de cierre.-

El cilindro hidráulico está formado por el cilindro propiamente dicho y el vástago, según se indica en la Figura 2.12. El cilindro se lo calcula como de paredes gruesas sometido a presión interna ( $P_N$ ), para lo cual se usan las siguientes fórmulas de esfuerzos.



Esfuerzos tangenciales

$$\sigma_t = \left( \frac{a_r^2}{b_r^2} + \frac{b_r^2}{a_r^2} \right) P_{in} \quad (2.34)$$

Esfuerzos radiales:

$$\sigma_r = -P_{in}$$

donde  $a_r$  y  $b_r$  son radios interior y exterior

Esfuerzos de corte:

$$\tau = \frac{b_r^2}{b_r^2 - a_r^2} P_{in}$$

Los cilindros hidráulicos se construyen de hierro fundido para presiones bajas, hasta 100 Psi, y de acero fundido, acero forjado o tubos de acero para presiones más altas. (1)

Para aplicaciones generales de cilindros hidráulicos los esfuerzos radiales ( $\sigma_r$ ) y de corte  $\tau$  no son de magnitud considerable como para afectar los esfuerzos resultantes, por lo tanto el esfuerzo tangencial  $\sigma_t$  se lo usa como criterio de diseño. (3)

De los cilindros estándares, podemos hacer, una selección, razonando que un cilindro de gran diámetro opera a baja presión, pero requiere de una bomba grande a fin de satisfacer los requerimientos de velocidad.

También debemos considerar que cilindros pequeños operan a alta presión y requieren -

bombas de menos caudal: (11)

$$\text{Presión } P = \frac{\text{Fuerza (F)}}{\text{Area (A)}}$$

De la ecuación 2.34

$$b_r^2 = \frac{a_r^2 (\sigma_t + P_{in})}{\sigma_t - P_{in}} \quad (2.35)$$

El esfuerzo admisible ( $\sigma_a$ )

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_f}{N}$$

El vástago que se moviliza dentro del cilindro recibe sobre él una presión externa que es igual a la presión interna del cilindro y sus medidas están dadas en relación al diámetro interno del cilindro.

Vástagos para cilindros con diámetros mayores de 100 mm. se lo diseña hueco, de 25 mm menos que el diámetro del cilindro.

Seleccionando un diámetro y con la presión determinamos el esfuerzo de compresión -



que debe ser menor del esfuerzo admisible.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{F_{\text{cc}}}{A} < \sigma_{\text{admisible}} \quad (2.36)$$

#### 2.4.3 Diseño del cilindro de inyección.-

Para el cilindro y vástago en este caso solo varía la presión interna que es 120 bar (1.17 Kg/mm<sup>2</sup>) por lo tanto las dimensiones serán otras.

Recordamos que la presión de inyección debe ser menor que la presión de cierre caso contrario se abrirá el molde.

Empleando la ecuación 2.34 , 2.35 y 2.36 hallaremos las dimensiones.

## CAPITULO III

### CALCULO DE PARAMETROS FUNDAMENTALES

#### 3.1 MECANISMO DE CIERRE.-

El mecanismo de cierre es en el cual se efectúan los movimientos de cierre y abertura, así como también la fuerza de cierre permanente para mantener juntos herméticamente las dos caras del molde.

Seleccionaremos dimensiones y materiales en base al estudio realizado en el capítulo anterior.

Placas portamoldes

Eslabones

Pasadores

Cilindro de cierre (hidráulico)

#### 3.1.1 Cálculo de fuerzas de cierre.-

El parámetro fundamental es la fuerza de

500 kilonewtons como fuerza máxima de cierre; es decir que el área de trabajo de las placas portamoldes soportará dicha fuerza.

### Placas portamoldes:

El área de trabajo de la placa portamolde estará limitada por la luz entre las columnas guías y seleccionamos las siguientes dimensiones (observar Figura 2.3).

$$a_1 = 350 \text{ mm.}$$

$$b_1 = 260 \text{ mm.}$$

Se debe evitar llegar hasta el límite de la fuerza máxima de cierre permanente posible, para no exigir constantemente elevadas capacidades de la máquina, con lo cual se perjudicaría ésta en su duración.

Seleccionando una velocidad de acercamiento del semimolde móvil de 180 mm/seg y por la ecuación 2.17, tenemos:

$$t = \sqrt{\frac{w_1 a_1^2 b_1^2}{2(a_1^2 + b_1^2)(\sigma_{ad} - (\rho v^2 E)^{1/2})}}$$

Material : Acero SAE 3335 o ASSAB 718

Punto de fluencia:  
a la tensión ( $\sigma_f$ ): 76,5 Kg/mm<sup>2</sup>

Densidad ( $\rho$ ) : 7,75 x 10<sup>-6</sup> gr/cm<sup>3</sup>

Módulo de elastici-  
dad. (E) : 20.900 Kg/mm<sup>2</sup>

Coefficiente de se-  
guridad (N). 1.1

El peso por unidad de área ( $w_1$ )

$$w_1: \frac{W}{A} = \frac{500 \times 10^3 \text{ New}}{350 \times 260 \text{ mm}^2} \times \frac{1 \text{ Kg}}{9.8 \text{ New}} = 0.56 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando tenemos:

$$= \frac{0.56 \text{ Kg/mm}^2 \times 350^2 \text{ mm}^2 + 260^2 \text{ mm}^2}{2(350^2 \text{ mm}^2 + 260^2 \text{ mm}^2) \left( 76.5 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} - \left( 7.9 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \times 180^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{seg}^2} \right)^{1/2} \right)}$$

$$\times 20900 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \left. \right)^{1/2}$$

$$= \frac{4'637 \ 360000}{380200 \times 2.36}$$

$$= 71.89 \text{ mm}$$

El espesor aproximado a seleccionar para las placas es de 71.89 mm.  $\approx$  70 mm  $\approx$ .

### Eslabones o brazos de cierre y pasador.-

La fuerza sobre los eslabones viene dado por la expresión de la sección 2.2.3, ecuación 2.22.

$$T_1 = \frac{F_c}{2 \cos \alpha}$$

donde  $F_c$  es la fuerza de cierre

$$T_1 = \frac{500 \times 10^3 \text{ New}}{2 \times 0.984} \times \frac{1 \text{ Kg}}{9.8 \text{ New}} = 25903.7 \text{ Kg}$$

Para el eslabón 1 usamos la ecuación 2.22 para hallar el área transversal del eslabón.

$A = T_1 / 2 \sigma_a$  donde  $\sigma_a$  es amplitud de esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máxima}}}{2}$$

Seleccionamos un acero al carbono SAE 1040 cuya resistencia a la rotura ( $S_{ut}$ ) es 63.0

Kg/mm<sup>2</sup> y el límite de fluencia ( $\sigma_f$ ) es 36.4 Kg/mm<sup>2</sup>.

Dimensionando en base a una falla por fatiga tenemos:

El límite de resistencia a la fatiga ( $\sigma_a$ ):

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_e \sigma_e'$$

El límite medio de resistencia a la fatiga ( $\sigma_e'$ ):

$$\sigma_e' = 0.5 S_{ut}$$

El factor de superficie  $K_a = 0.76$  de la ilustración 3.1.

El factor de tamaño  $K_b = 0.60$  no se realizan pruebas.

El factor de confiabilidad  $K_c = 0.814$  para un 99% de confiabilidad.

$$\sigma_e' = 0.5 (63)$$

$$\begin{aligned} \sigma_e &= 0.76 \times 0.60 \times 0.814 \times 0.5 (63) \\ &= 11.69 \text{ Kg/mm}^2. \end{aligned}$$

El coeficiente por resistencia a la fatiga

$$N_{es} = 1.5.$$

El límite de resistencia a la fatiga mínima

$$\sigma_{e \min} = \frac{\sigma_e}{N_{es}}.$$

$$\sigma_{e \min} = \frac{11.69}{1.5} = 7.79 \text{ Kg/mm}^2$$

Si consideramos un factor geométrico de concentración de esfuerzo ( $K_e$ ) debido al agujero en el eslabón por donde se aloja el pasador.

$K_e = \frac{1}{K_f}$  donde  $K_f$  es factor de reducción de resistencia a la fatiga.

$K_f = 1 + q (K_t - 1)$   $q$  (sensibilidad a las ranuras) = 1.

$K_t = 2.0$  por la configuración geométrica

$$K_f = 1 + 1 (2.0 - 1)$$

$$K_f = 2$$

$$K_e = \frac{1}{2.0} = 0.5$$

$$\sigma_{e \min} = 0.5 (7.79) = 3.89 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = 3.89 \text{ Kg/mm}^2$$

Por el diagrama de Goodman Figura 2.7

$$\sigma_a = \sigma_{e \min} = \sigma_{\min}$$

$$A = \frac{25903 \text{ Kg}}{2 \times 3.89 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}$$

$$\text{Area transversal } A = 3.329 \text{ mm}^2$$

Para el eslabón 2 usamos la ecuación 2.23

$$A = T_1/4 \sigma_A$$

$$A = \frac{25903 \text{ Kg}}{4 \times 3.89 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$\text{Area transversal } A = 1.664 \text{ mm}^2$$

Pasador:

Para seleccionar el diámetro de los pasadores empleamos la ecuación 2.24 y la ecuación 2.25.



La longitud del pasador es dos veces la altura del eslabón 1, ya que sirve como medio de articulación entre dos y hasta tres eslabones.

$$L = 98 \text{ mm.}$$

Para una longitud de 49 mm (Figura 2.8) - se encuentra repartida la carga que soportan los pasadores debido a la fuerza ejercida por los eslabones.

$$T_1 = 25903 \text{ Kg la carga repartida } (w_p) = \frac{25903 \text{ Kg}}{49 \text{ mm}}$$

$$w_p = 528.6 \text{ Kg/mm.}$$

El valor de las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  por simetría.

$$R_1 = 12951.8 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 12951.8 \text{ Kg}$$

$$\text{Longitud } 1-2 = 24.5 \text{ mm } (L_{1-2})$$

$$\text{Longitud } 3-4 = 24.5 \text{ mm } (L_{3-4})$$

El momento máximo está ubicado en el centro y es igual a las sumas de las áreas 1 y 2.



$$M_{\max} = A_1 + A_2 = R_1 \times L_{1-2} + \frac{1}{2} R_1 \times \frac{L_2 - 3}{2}$$

$$A_1 = 24.5 \times 12951.8 = 317\,319 \text{ Kg-mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} (24.5) (12951.8) = 158.659.5 \text{ Kg-mm}$$

$$M_{\max} = 475\,978.5 \text{ Kg/mm}$$

Seleccionamos un acero SAE 3140 cuya resistencia a la rotura es  $108.5 \text{ Kg/mm}^2$  y límite a la fluencia es  $66.0 \text{ Kg/mm}^2$ .

El límite de fluencia a la flexión ( $\sigma_{ff}$ ):

$$\sigma_{ff} = 1.15 \sigma_f$$

$$\sigma_{ff} = 1.15 (66) = 75.9 \text{ Kg/mm}^2$$

El coeficiente por resistencia a la fluencia:

$$N_f = 1.2$$

Reemplazando en la ecuación 2.24 tenemos:

$$d = \left( \frac{32 M_{\max} \times N_f}{\pi \times \sigma_{ff}} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 \times 475\,978.5 \times 1.2}{\pi \times 75.9} \right)^{1/3}$$

$$d = 42.3 \text{ mm}$$

Dimensionando en base a una falla por fatiga tenemos:

Factor de superficie  $K_a = 1$  (pulido) de la ilustración 2.1.

Factor de tamaño  $K_b = 0.60$   
no se realizan pruebas.

Factor de confiabilidad  $K_c = 0.874$  para una confiabilidad del 99.0%.

Factor de concentración de esfuerzo  $K_e = \frac{1}{K_f}$

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga  $K_f$ .

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

La sensibilidad a la ranura  $q$  le damos un valor de 0.95 por los dos seguros (vinchas) en cada extremo (ilustración 3.3).

$$K_f = 1 + 0.95 (1.2 - 1) = 1.19$$

$$K_d = \frac{1}{1.19} = 0.848$$

El límite de resistencia a la fatiga ( $\sigma_e$ ):

$$\sigma_e = K_a K_b K_c K_e \sigma_e'$$

El límite medio de la resistencia a la fatiga.

$$\sigma_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 108.5 = 54.25 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_e = 1 \times 0.60 \times 0.814 \times 0.848 (54.25) = 31.07 \text{ Kg/mm}^2$$

Coeficiente por resistencia a la fatiga  $N_{es}$   
 $= 1.2$

$$\sigma_e \text{ mínima} = \frac{31.07}{1.2} = 26.71 \text{ Kg/mm}^2$$

Ubicando en el diagrama de Goodman  $\sigma_e \text{ min.}$  y  $S_{ut}$  y trazando la línea de  $45^\circ \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 1$  tenemos.

La amplitud del esfuerzo ( $\sigma_a$ )

$$\sigma_a = 26.1 \text{ Kg/mm}^2$$

$$d = \left( \frac{32 \text{ Max}}{2\pi \times \sigma_a} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 \times 475978 \text{ Kg-mm}}{2 \pi \times 26.1 \text{ Kg/mm}^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 45.27 \text{ milímetros}$$

Seleccionamos un diámetro de 45 milímetros

### Cilindro de cierre:

Para calcular el cilindro de cierre usamos la ecuación 2.35.

$$b_r^2 = a_r^2 \frac{(\sigma_t + P_{in})}{\sigma_t - P_{in}}$$

El esfuerzo admisible de trabajo ( $\sigma_t$ ) depende del material a seleccionar.

<u>Material</u>	<u>Esfuerzo permisible</u>
Hierro fundido	4.2 Kg/mm <sup>2</sup>
Acero	8.448 Kg/mm <sup>2</sup>
Aleación de acero	59.8 Kg/mm <sup>2</sup>

Seleccionamos un hierro fundido (99.9% Fe) cuyo esfuerzo permisible es 5 Kg/mm<sup>2</sup>.

Considerando que cilindros pequeños operan

a alta presión y requieren bombas de menor caudal, seleccionamos un cilindro con un diámetro interno de 65 milímetros.

$$a_r = 32.5 \text{ mm}$$

La presión máxima que debe ejercer el actuador hidráulico.

$$P = \text{Fuerza de cierre} / \text{Area de trabajo}$$

$$P_{in} = 51.020 \text{ Kg} / 91.000 \text{ mm}^2$$

$$P_{in} = 0.56 \text{ Kg/mm}^2$$

$$b_r^2 = \frac{32.5^2 \text{mm} (5 + 0.56) \text{ Kg/mm}^2}{(5 - 0.56) \text{ Kg/mm}^2}$$

$$b_r = 36.36 \text{ milímetros}$$

Seleccionamos un diámetro exterior de 73 milímetros.

Para el vástago seleccionamos un diámetro de 50 milímetros.

La fuerza que actúa en el interior del cilindro.

$$F = P_{in} \times A = 0.56 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times \pi \times \frac{65^2}{4}$$

$$F_{cc} = 1858.1 \text{ Kg}$$

El esfuerzo de compresión a que es sometido el vástago lo hallamos por la ecuación 2.36.

$$\sigma_{cmp} = \frac{F_{ec}}{A} = \frac{1858.1 \text{ Kg} \times 4}{\pi \times 50^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{cmp} = 0.94 \text{ Kg/mm}^2$$

Seleccionamos un acero al carbono SAE 1010 cuyo límite de fluencia a la compresión es 21.7 Kg/mm<sup>2</sup> con un esfuerzo permisible de 10.5 Kg/mm<sup>2</sup>.

### 3.1.2 Cálculo de columnas guías.-

Para el cálculo de las columnas usamos las ecuaciones de la sección 2.2.2.

La longitud de las columnas es la distancia que hay entre las placas soportes. Observar Figura 2.4

La longitud  $L_1$  donde esta  $Q_1$  debido al peso, placa semimolde fijo (650 milímetros longitud de la unidad de inyección).

La longitud  $L_2$  donde se ubica  $Q_2$  debido al peso placa semimolde móvil 1450 milímetros.

La longitud  $L_3$  donde está  $Q_3$  debido al peso placa soporte del cilindro de cierre - 1700 milímetros.

La longitud total es  $L_3$  más el espacio de la unidad que regula el espesor del molde - 2100 milímetros.

$$L_T = 2.100 \text{ milímetros}$$

Hallamos el peso de las placas ( $W_p = \gamma \times V$ )

El peso específico ( $\gamma$ ) =  $7.78 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$

El volumen ( $V$ ) = (Área de trabajo + Área remanente) x Espesor.

El área remanente es el área que sobra al re



dedor de las columnas menos el área de los agujeros por donde atraviesan las columnas.

$$V = (9100 + 63800)\text{mm}^2 \times 70 \text{ mm}$$

$$V = 11'114.640 \text{ milímetros cúbicos}$$

$$W_p = 11'114.640 \text{ mm}^3 \times 7.78 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^2$$

$$W_p = 86.2 \text{ Kilogramos}$$

El peso de cada placa soportan las cuatro columnas y a los pesos  $Q_1$  y  $Q_2$  debemos - añadir cuidadosamente el peso debido al molde.

Para el peso del molde; usamos el área de trabajo y un espesor de 150 a 160 mm.

$$\text{Peso molde} = 120 \text{ Kgs.}$$

$$Q_1 = 22 \text{ Kg} + 30 = 52 \text{ Kg.}$$

$$Q_2 = 22 + 30 = 52 \text{ Kg.}$$

$$Q_3 = 22 \text{ Kg.} = 22 \text{ Kg.}$$

Reemplazando en las ecuaciones 2.18 y 2.19 para  $x = L = 2.1 \text{ mts.}$

$$EI \frac{d y}{d x} = 2.1MA + \frac{1}{2} RA (2.1)^2 - \frac{1}{2} (52) (1.45)^2 - \frac{1}{2} (52)$$

$$(0.65)^2 - \frac{1}{2} (22) (0.4)^2 = 0$$

$$2.1 MA + 2.2 RA - 54.6 - 10.48 - 1.76 = 0$$

$$2.1 MA + 2.2 RA - 66.84 = 0 \quad (3.1)$$

$$EI y = \frac{1}{2} (2.1)^2 MA + \frac{1}{6} RA (2.1)^3 - \frac{1}{6} (52) (1.45)^3 - \frac{1}{6}$$

$$(52) (0.65)^3 - \frac{1}{6} (22) (0.4)^3$$

$$2.2 MA + 1.54RA - 26.4 - 2.3 - 0.23 = 0$$

$$2.2 MA + 1.54RA - 28.9 = 0 \quad (3.2)$$

Resolviendo la ecuación 3.1 y 3.2

$$R A = 52.64 \text{ Kg.}$$

$$R B = 73.36 \text{ Kg.}$$

$$M A = -23.3 \text{ Kg.m} = -23300 \text{ Kg-mm}$$

$$M B = -30.8 \text{ Kg.m} = -30800 \text{ Kg-mm}$$

El momento en el punto de inflexión es 11.37 Kg.m por lo que el máximo momento está en el punto B.

Seleccionamos un Acero SAE3140 estirado al frío cuya resistencia a la rotura es 108.5 Kg/mm<sup>2</sup> y el límite a la fluencia es 66.0 - Kg/mm<sup>2</sup>.

EL límite de fluencia a la flexión:

$$\sigma_{ff} = 1.15 \sigma_f = 1.15(66)$$

$$\sigma_{ff} = 75.99 \text{ Kg/mm}^2$$

coeficiente por resistencia a la fluencia -

$$N_f = 1.5.$$

$$\text{El esfuerzo admisible } \sigma_{adm} = \frac{75.9}{1.5} = 50.6 \text{ Kg/mm}^2$$

Usando la ecuación 2.20

$$d = \left( \frac{32 \times 30.800 \text{ Kg/mm}}{\pi \times 50.6 \text{ Kg/mm}^2} \right)^{1/3} =$$

$$d = 18.37 \text{ mm.}$$

Dimensionando en base a una falla por fatiga tenemos:

$$\text{Factor de superficie } K_a = 1$$

Factor de tamaño  $K_b = 1.189 d^{-0.097}$   
 $K_b = 0.60$

Factor de confiabilidad  $K_c = 0.520$  para el 99.99%  
 bilidad.

Límite de resistencia a la fatiga  $\sigma_e = K_a K_b$   
 $K_c \sigma_e'$ .

Límite medio de resistencia a la fatiga  $\sigma_e' =$   
 $0.5 \sigma_{ut}$ .

$$\sigma_e' = 0.5 (108.5)$$

$$\sigma_e' = 54.25 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_e'' = 1 \times 0.89 \times 0.520 (54.25)$$

$$\sigma_e'' = 16.29 \text{ Kg/mm}^2$$

Coeficiente por resistencia a la fatiga

$$N_{es} = 2 .$$

Coeficiente por resistencia última  $N_{us} = 1.1$

Límite de resistencia a la fatiga mínimo

$$\sigma_{emin} = \frac{\sigma_e}{N_{es}}$$

$$\sigma_{e \text{ min}} = \frac{16.29}{2.0} = 8.137 \text{ Kg/mm}^2$$

Límite de resistencia a la rotura mínima

$$\sigma_{out\ min} = \frac{\sigma_{ut}}{N_{us}}$$

$$\sigma_{out\ min} = \frac{108.5}{1.1} = 98.6\ \text{Kg/mm}^2$$

Unimos los puntos  $\sigma_e\ min$  y  $\sigma_{out\ min}$  en el diagrama de Goodman, trazamos la línea  $\sigma_a/\sigma_m = 1$  ( $45^\circ$ ) y tenemos que:

$$\sigma_a = \sigma_m = 5.8\ \text{Kg/mm}^2$$

usando la ecuación 2.21

$$d = \left( \frac{2 \times 12755\ \text{Kg/mm}}{5.8\ \text{Kg/mm}^2 \times \pi} \right)^{1/2}$$

$$d = 37.46\ \text{mm.} \approx 38\ \text{mm.}$$

Seleccionaremos un diámetro de 40 mm.

### 3.2 MECANISMO DE INYECCION.-

El mecanismo de inyección es en el cual se efectúa la plastificación, carga e inyección del material.

Al igual que en la sección anterior  
mos las dimensiones y materiales adec

El husillo de alimentación

El cilindro de plastificación

El cilindro de inyección (hidráulico)

### 3.2.1 Cálculo del husillo de alimentación de termo- plástico.-

Para el cálculo del husillo usamos las ecuaciones 2.25 y 2.29.

#### Flexión:

El esfuerzo total viene dado por la expresión

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M}{Z}$$

La fuerza P debido a la presión específica del material por el área :

$$P_i = 1000 \text{ bar } (9.81 \text{ Kg/mm}^2)$$

El diámetro del husillo (D):



40 mm - 2 (juego) donde 40 mm es el diámetro del cilindro y el juego 0.2 mm.

$$D = 40 \text{ mm} - 2(0.2)$$

$$D = 39.6 \text{ mm}$$

El diámetro del núcleo del husillo (d):

$d = D - 2 h_2$  donde la profundidad del canal ( $h_2$ ).

$$h_2 = 0.14 D$$

$$h_2 = 0.14 \times 39.6$$

$$h_2 = 5.54 \text{ mm.}$$

$$d = 39.6 - (5.54) (2)$$

$$d = 28.52 \text{ mm}$$

El área del husillo (A)

$$A = \frac{\pi \times 39.6^2}{4} - \frac{\pi \times 28.52^2}{4}$$

$$A = 592.76 \text{ mm}^2$$

El máximo momento debido al peso del husillo

$$M_B = q \cdot \frac{l^2}{2}$$

$$w_H = \gamma \times V \text{ (Peso del husillo)}$$

Seleccionamos un acero al cromo niquel SAE 3140 con un punto de fluencia a tensión - ( $\sigma_f$ ) de 42 Kg/mm<sup>2</sup> y un límite de fluencia a torsión ( $\tau_{Ft}$ ) de 25.2 Kg/mm<sup>2</sup>. Peso específico ( $\gamma$ )  $7.78 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$ , módulo de elasticidad (E) 21400 Kg/mm<sup>2</sup> y un módulo de rigidez (G) 8750 Kg/mm<sup>2</sup>.

$$w_H = 7.78 \times 10^{-6} \times A \times L = 7.78 \times 592.76 \times 650 \times 10^{-6}$$

La longitud L depende de la longitud del cilindro (650 mm).

$$w_H = 2.99 \text{ Kgs}$$

La carga repartido (q) es  $4.6 \times 10^{-3} \text{ Kg/mm}$

$$M_B = 4.6 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \times \frac{650^2}{2} \text{ mm}^2$$

$$M_B = 975 \text{ Kg} \cdot \text{mm}.$$

El módulo de sección (Z):



$$Z = \frac{\pi D^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)$$

$$Z = \frac{\pi \times (39.6)^3}{32} \left(1 - \left(\frac{28.52}{39.6}\right)^4\right)$$

$$Z = 4456.3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = 9.81 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} + \frac{975 \text{ Kg-mm}}{4456.3 \text{ mm}^3} = 10.028 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

En un coeficiente por resistencia a la fluencia  $N_f = 1.5$ .

El esfuerzo admisible de trabajo ( $\sigma_{ad}$ ):

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_f}{N_f} = \frac{42}{1.5} = 28 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ad} \gg \sigma$$

Torsión:

El esfuerzo viene dado por:

$$\tau_{\max} = \frac{T_1}{S} = \frac{16 T_1 D}{\pi (D^4 - d^4)}$$



BIOTECA

El torque viene dado por:

$$T_1 = \frac{H}{2 \pi f}$$

La potencia H del balance energético de cilindro de plastificación.

$$Q_p = m c \frac{\Delta T}{\tau c}$$

Para el volumen de una colada tenemos que  
 $m = 60 \times 10^{-3} \text{ Kg.}$

El calor específico del termoplástico  $c = 550 \frac{\text{cal}}{^\circ\text{C} \times \text{Kg.}}$

Para un ciclo ( $\tau c$ ) = 1 min tenemos:

$$H = 60 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times 550 \frac{\text{cal}}{^\circ\text{C} \times \text{Kg}} \times \frac{1}{1.66 \times 10^{-2} \text{ hor}} \times$$

$$(220 - 30)^\circ\text{C} \times \frac{\cancel{\text{watt}}}{859.85 \frac{\text{cal}}{\text{h.}}}$$

$$H = 0.437 \text{ kilowatios}$$

El tornillo gira de 0 a 100 revoluciones - por minuto.

$$T_1 = \frac{437 \text{ watt (New. m/s)}}{2 \times 1.666 \text{ rad/seg}}$$

$$T_1 = 41.7 \text{ New.m} \times \frac{1 \text{ Kg}}{9.8 \text{ New}} \times \frac{1000 \text{ mm.}}{\text{m}}$$

$$T_1 = 4259.9 \text{ Kg. mm.}$$

Reemplazando estos valores hallamos el es -  
fuerzo tangencial ( $\tau$ ).

$$\tau = \frac{16 \times 4259.9 \text{ Kg,mm} \times 39.6 \text{ mm.}}{\pi \times (39.6^4 - 28,52^4) \text{ mm}^4}$$

$$\tau = 0.47 \text{ Kg/mm}^2$$

Para esfuerzos combinados, usando las ecua -  
ciones 2.30 y 2.31.

$$\tau_{\max}^2 = \left(\frac{1}{2} \sigma\right)^2 + (\tau)^2$$

$$\tau_{\max}^2 = \left(\frac{10.02}{2}\right)^2 + (0.47)^2$$

$$\tau_{\max} = 5.03 \text{ Kg/mm}^2$$

El esfuerzo admisible de trabajo ( $\tau_{ad}$ ) con  
un coeficiente.

por resistencia la torsión NT = 1.5

$$\tau_{ad} = \frac{\tau_{ft}}{N_t} = \frac{25.2}{1.5} = 16.8 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_{ad} \gg \tau_{max}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \sigma + \tau_{max}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} (10.028) + 5.03$$

$$\sigma_{max} = 10.044$$

$$\sigma_{ad} \gg \sigma_{max}$$

Ahora hallamos la flecha máxima para asegurarnos de la esbeltez del husillo; usando la ecuación 2.32.

$$y_{max} = \frac{q l^4}{8 E I}$$

El momento de inercia (I):

$$I = z \times \frac{D}{2}$$

$$I = 4456.3 \times \frac{39.6}{2} = 88234.7 \text{ mm}^4$$

$$y_{\max} = \frac{4.6 \times 10^{-3} \text{ Kg/mm} \times (650)^4 \text{ mm}^4}{8 \times 21400 \text{ Kg/mm}^2 \times 88234.7 \text{ mm}^4}$$

$$y_{\max} = 0.054 \text{ milímetros}$$

$$y_{\max} \ll \text{juego del husillo}$$

### 3.2.2 Cálculo de la capacidad de plastificación.-

Usando las ecuaciones 2.26 y 2.27 hallamos el diámetro y la longitud; también hallaremos el espesor usando la ecuación 2.35.

$$d = \frac{Q_p \delta_t^3 \rho}{Q_p \delta_t^2 \rho - Z K_f \Delta T_1 m}$$

El calor consumido en una hora (Q) para polietileno en general).

$$Q_p = m c \frac{\Delta T}{\tau_c}$$

Para la masa (m) de  $60 \times 10^{-3}$  Kg una capaci

dad térmica de  $550 \frac{\text{cal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$  un tiempo del ciclo de 1 min. y un  $\Delta T = 190^\circ\text{C}$  tomando en cuenta las temperaturas de entrada y salida del material.

$$Q = \frac{60 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times 550 \text{ cal} \times 190^\circ\text{C}}{0.01666 \text{ horas} \text{ Kg}^\circ\text{C}} = 376.200 \text{ cal/h.}$$

El espesor de la capa anular de plástico derretido ( $\delta$ ).

$$\delta_t^2 = \frac{Kf \tau \text{cal}}{c \rho}$$

La conductibilidad del material ( $Kf$ ) =  $421.2 \frac{\text{calorías}}{\text{horas.met.}^\circ\text{C}}$ .

La densidad del material ( $\rho$ ) =  $950 \text{ Kg/mm}^3$

$$\delta_t = \left( \frac{421.2 \text{ cal/h.m}^\circ\text{C} \times 0.0166 \text{ h.}}{550 \text{ cal/Kg }^\circ\text{C} \times 950 \text{ Kg/m}^3} \right)^{1/2}$$

$$\delta_t = 3.65 \times 10^{-3} \text{ metros} = 3.65 \text{ milímetros}$$

La diferencia media de temperatura.

$$\Delta T_1 = \frac{145 - 5}{\ln \frac{145}{5}} = 41.5^\circ\text{C}$$

La relación  $(Z) = \tau/\tau_{cal}$  donde el tiempo de residencia del material en el cilindro antes que se degrade es de 4 min. a 6 min.

$$Z = 4$$

$$d = \frac{376200 \text{ cal/h} \times 3.6^3 \times 10^{-9} \text{ m}^3 \times 950 \text{ Kg/m}^3}{376200 \frac{\text{cal}}{\text{h}} \times 3.6^2 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \times 950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} - 4(421.2 \frac{\text{cal}}{\text{h} \cdot \text{m}^\circ\text{C}} \times 41.5^\circ\text{C} \times 60 \times 10^{-3} \text{ Kg})}$$

$$d = 38.7 \text{ mm} \approx 40 \text{ milímetros}$$

$$\text{La longitud } \ell = \frac{Q_p \delta t}{\pi d K_f \Delta T}$$

$$\ell = \frac{376200 \text{ cal/h} \times 3.6 \times 10^{-3} \text{ m}}{\pi \times 40 \times 10^{-3} \text{ m} \times 421.2 \frac{\text{cal}}{\text{h} \cdot \text{m}^\circ\text{C}} \times 41.5^\circ\text{C}}$$

$$\ell = 616 \text{ milímetros}$$

Para hallar el espesor seleccionamos un acero al carbono SAE 1035 estirado a 900°F cuya punta de fluencia a torsión ( $\sigma_f T$ ) es 35Kg/mm<sup>2</sup> y usando la ecuación 2.34.

Con coeficiente de resistencia al esfuerzo tangencial  $N_t = 1.5$

El esfuerzo admisible ( $\sigma_{ad}$ ) =  $\frac{35}{1.5} = 23.3$ .

$$\phi_1^2 = \frac{\overset{\int V_{ext}}{\phi_1^2} = \overset{\int V_{int}}{20^2 \text{ mm}^2 (23.3 + 9.81) \text{ Kg/mm}^2}{(23.3 - 9.81) \text{ Kg/mm}^2}$$

La presión específica  $P_i = 9.81 \text{ Kg/mm}^2$  en este caso; es la presión específica de inyección.

$$\phi_1 = 31.3 \text{ milímetros}$$

El diámetro exterior del cilindro será 62 milímetros.

#### Cilindro de inyección:

Para el cilindro de inyección donde se necesita una presión de inyección  $1.17 \text{ Kg/mm}^2$  tenemos un cálculo igual al cilindro de cierre pero el material y sus dimensiones en base a la presión  $1.17 \text{ Kg/mm}^2$ .

Si seleccionamos un acero al carbono cuyo punto de fluencia a la torsión ( $\sigma_{ft}$ ) es  $35 \text{ Kg/mm}^2$ .



con un coeficiente de resistencia al esfuerzo tangencial  $N_t = 1.5$ .

El esfuerzo admisible ( $\sigma_{ad}$ ) = 23.3 Kg/mm<sup>2</sup>

Si seleccionamos un diámetro interno de 65 milímetros y un diámetro exterior de 72 milímetros.

$$\sigma_t = \left( \frac{a_r^2 + b_r^2}{b_r^2 + a_r^2} \right) P_{IN}$$

$$\sigma_t = \frac{(32.5^2 + 36^2)}{36^2 - 32.5^2} \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}^2} \times 1.17 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 11.47 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ad} \gg \sigma_t$$

Marco rígido:

Tenemos todos los parámetros necesarios para el cálculo y selección de los perfiles para la estructura del marco.

De la sección 2.1 y la ecuación 2.5 tenemos:

$$M_1 = \frac{w b^3}{12 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)}$$

La carga (W) =

Peso placa soporte cilindro + placas soporte molde.

+ peso molde + peso placa soporte cilindro - de cierre.

+ cuatro veces la reacción RA + Peso cilindro

+ peso tolva alimentación del material + peso de las columnas + Peso eslabones etc.

Peso placas = 88-2 Kg de la sección 3.1.2

Peso del molde = 120 Kg de la sección 3.1.2

La reacción RA = 52.64 Kg de la sección 3.1.2

- Peso del cilindro (Wc) =  $\gamma \times V = \gamma \times A \times L$

$$A = \pi \times \frac{D^2}{4} - \pi \frac{d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

D = 62 milim d = 40 milim  $l = 650$  milímetros de la sección 3.2.2.

$$A = \frac{\pi}{4} (62^2 - 40^2) = 1762.4 \text{ mm}^2$$

$$W_{\text{cilindro}} = 7.78 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 \times 1762.4 \text{ mm}^2 \times 650 \text{ mm.}$$

$$W_c = 8.91 \text{ Kgs.}$$

Le sumamos el peso del husillo 2.99 Kg de la sección 3.2.1.

- El peso de la tolva con material = 35 Kgs.

- Para las longitudes a y b de la Figura 2.2 tenemos como referencia las dimensiones de la unidad de inyección, unidad de cierre y el ancho de la placa portamolde.

a = unidad de inyección (650 mm) + unidad de cierre (1450 mm).

$$a = 2.100 \text{ mm}$$

b = 700 mm. según el ancho de la placa portamolde (425 mm).

- Peso de la columna guía =  $\gamma \times V = \gamma \times A \times L$

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4} \quad d = 40 \text{ mm de la sección 3.1.2}$$

$$A = \pi \times \frac{40^2}{4} = 1256 \text{ mm}^2$$

$$w = 7.78 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \times 1256 \text{ mm}^2 \times 2.100 \text{ mm.}$$

$$W_g = 20.56 \text{ Kg.}$$

El peso total = 960 Kg

l peso por unidad de longitud (w) = 1.36 Kg/mm

Seleccionando perfiles tenemos un  $I_y$  ( $I_1$ ) de  $29.3 \text{ cm}^4$  de un perfil u 10 y un  $I_x$  ( $I_2$ ) de  $106 \text{ cm}^4$  de un perfil u8. El límite de fluencia de los perfiles europeos es  $25.4 \text{ Kg/mm}^2$  y usando un coeficiente por resistencia a la fluencia ( $N_f$ ) =  $N_f = 2.0$  tenemos que el esfuerzo admisible ( $\sigma_{ad}$ ):

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_{ff}}{N_f} = \frac{1.15 \times 25.4}{2} = 14.6 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 29.3 \times 10^4 \text{ mm}^4 \quad Z_1 = 8.49 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$I_2 = 106 \times 10^4 \text{ mm}^4 \quad Z_2 = 26.5 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Halleemos el valor del momento usando la ecuación 2.5.

$$M_1 = \frac{1.37 \text{ Kg/mm} \times 700^3 \text{ mm}^3}{12 \times 29.3 \times 10^4 \text{ mm}^4 \left( \frac{2100}{106 \times 10^4} + \frac{700}{29.3 \times 10^4} \right) \frac{\text{mm}}{\text{mm}^4}}$$

$$M_1 = 30646.4 \text{ Kg.mm.}$$

$$\frac{M}{\sigma a} = \frac{30646.4 \text{ Kg}\cdot\text{mm}}{14.6 \text{ Kg}/\text{mm}^2} = 2100 \text{ mm}^3$$

$$Z. > \frac{M}{\sigma a}$$

Halleamos el valor de la elástica usando la ecuación 2.6.

$$E I_1 y = \frac{l w b^4}{128} - \frac{w b^5}{96 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)}$$

$$I_1 y = \frac{l}{128} \times 1.37 \text{ Kg}/\text{mm} \times 700^4 \text{ mm}^4 - \frac{1.37 \text{ Kg}/\text{mm} \times 700^5 \text{ mm}^5}{96 \times 23.9 \times 10^4 \text{ mm}^4}$$

$$\left( \frac{2100}{106 \times 10^4} + \frac{700}{29.3 \times 10^4} \right) \frac{\text{mm}}{\text{mm}^4}$$

$$E I_1 y = (2.56982 \times 10^9 - 1.873656 \times 10^9) \text{ Kg}/\text{mm}^3$$

$$y = \frac{0.696164 \times 10^9}{21.200 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times 29.3 \times 10^4 \text{ mm}^4} \text{ Kg}/\text{mm}^3$$

$$y = 0.112 \text{ mm}.$$

El valor de la deflexión unitaria  $\frac{y}{l}$  es

$$\frac{y}{l} = \frac{0.112 \text{ mm}}{700 \text{ mm}} = 1.6 \times 10^{-4}$$

Este valor se encuentra en el rango dado en

la sección 2.1 para un diseño estructural.

Usando la ecuación 2.7 para el elemento 2-4

$$E I_2 y = \frac{w a^2 b^3}{96 I_1 \left( \frac{a}{I_2} + \frac{b}{I_1} \right)}$$

$$2 y = \frac{1.37 \text{ Kg/mm} \times 2100^2 \text{ mm}^2 \times 700^3 \text{ mm}^3}{96 \times 29.3 \times 10^4 \text{ mm}^4 \left( \frac{2100}{106 \times 10^4} + \frac{700}{293 \times 10^4} \right) \frac{\text{mm}}{\text{mm}^4}}$$

$$E I_2 y = 1.686 \times 10^{10} \text{ Kg. mm}^3$$

$$y = 0.75 \text{ milímetros}$$



BIBLIOTECA

El valor de la deflexión unitario  $y/l$

$$\frac{y}{l} = \frac{0.75 \text{ mm}}{2100 \text{ mm}} = 3.57 \times 10^{-4}$$

Valor que se encuentra en el rango dado en la sección 2.1.

Para los elementos 3.4 y 1-3 que están sometidos a las mismas cargas tendremos unos resultados iguales. En resumen:

Elemento 1-2 y elemento 3-4 tendrán un per  
fil, u-10.

Elemento 1-3 y elemento 3-4 tendrán un perfil  
u 8.

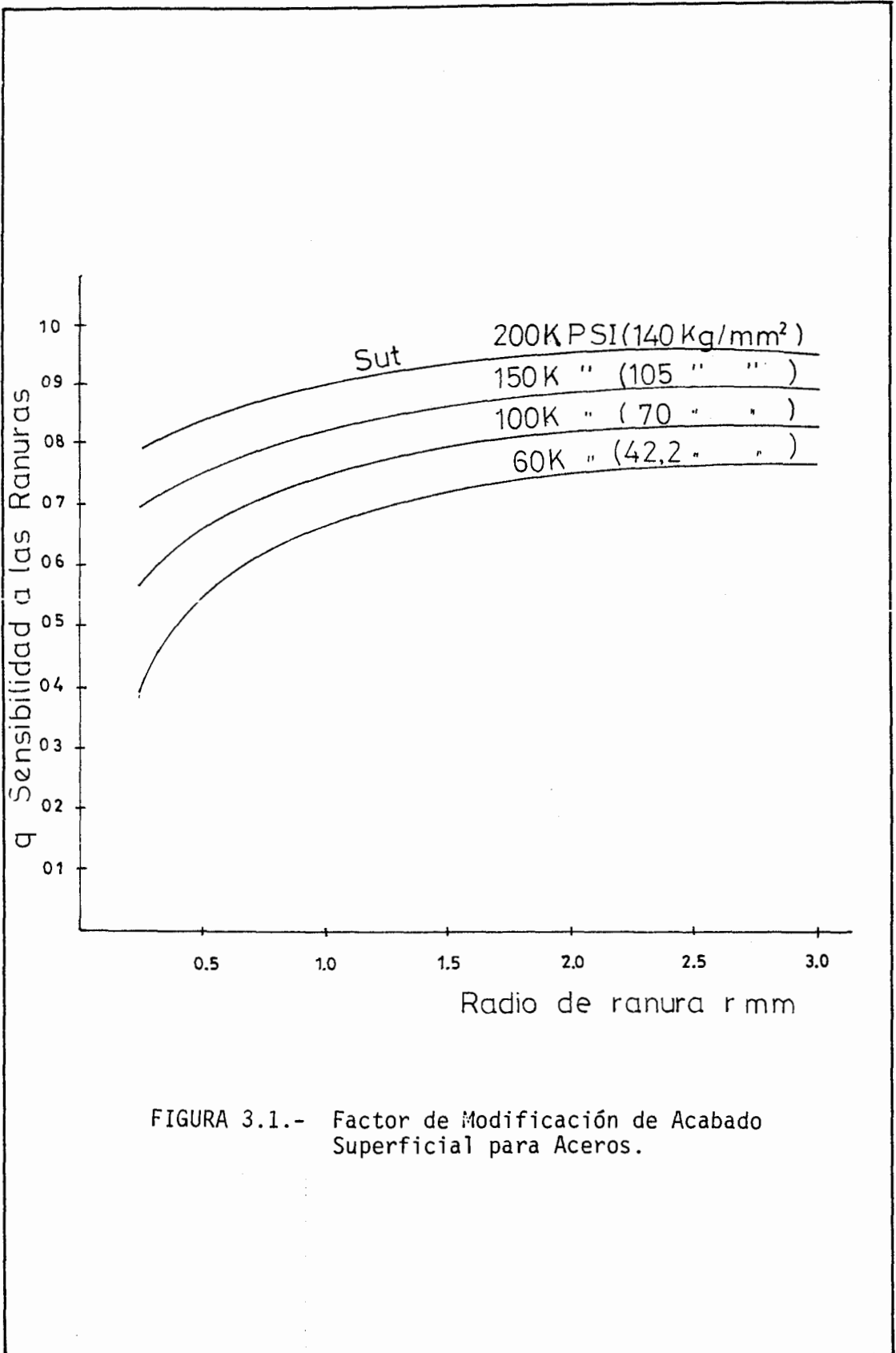


FIGURA 3.1.- Factor de Modificación de Acabado Superficial para Aceros.



## ILUSTRACION 3.2

### Factor de Tamaño Kb

Flexión y torsión	$0.869 d^{-0.097}$	7.62 mm	d	254 mm
Kb = 1			d	8 mm
	$1.189 d^{-0.097}$	8 mm	d	250 mm

### Carga axial

	0.71	cuando se efectúan pruebas
Kb =		
	0.60	cuando no se realizan pruebas

### Factor de Confiabilidad Kc

<u>Confiabilidad</u>	<u>Factor de Confiabilidad</u>
0.50	1.0
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.874
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620

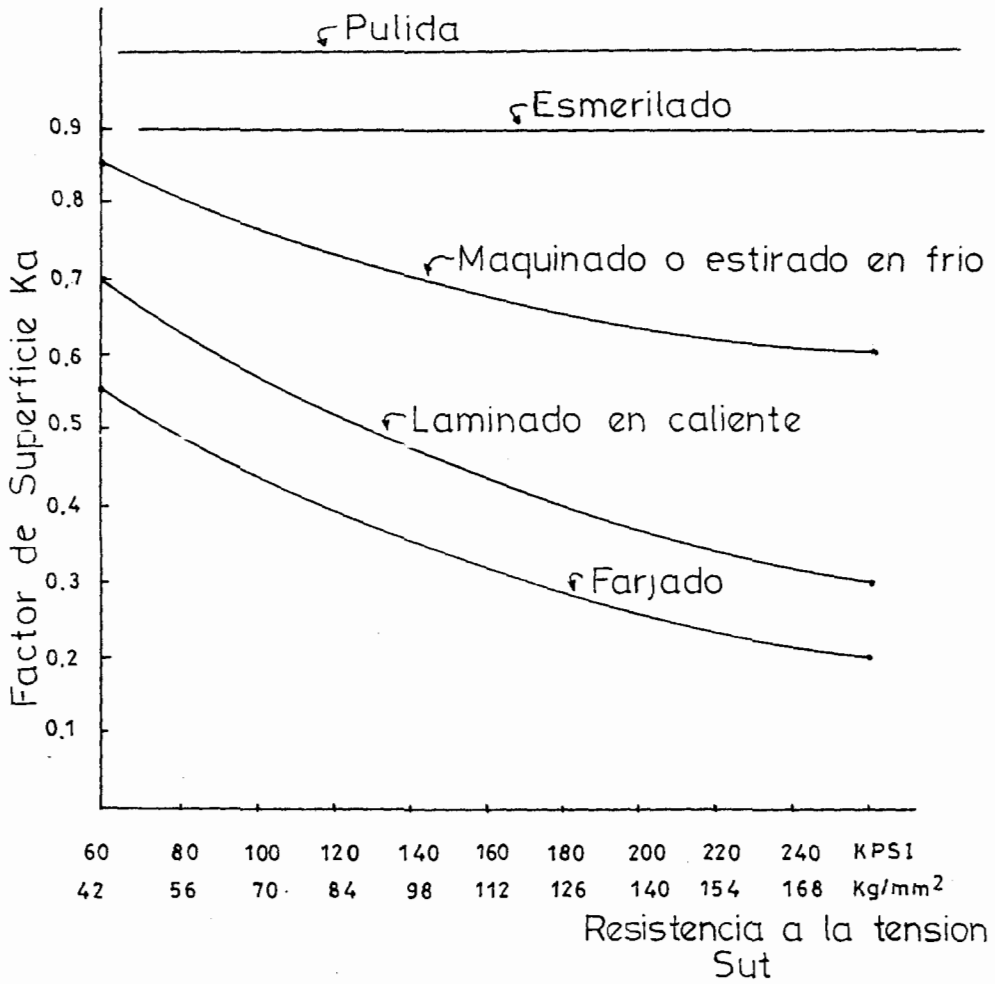


FIGURA 3.3.- Diagrama de Sensibilidad a las ranuras para Aceros.

## CAPITULO IV



BIBLIOTECA

### CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO COMPLEMENTARIO

#### 4.1 SELECCION DE UNA BOMBA HIDRAULICA.-

Las bombas son usadas en un sistema hidráulico para convertir la energía mecánica en energía hidráulica. La bomba debe producir el flujo necesario para desarrollar la presión, pero la bomba no puede producir presión por sí sola, puesto que no puede ofrecer resistencia a su propio flujo.

La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo usan engranajes, paletas o pistones.

- a) Bombas de engranajes pueden entregar hasta  $0.7 \text{ m}^3/\text{min}$  y desarrollar presiones de hasta  $204 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2$ .
- b) Bombas de álabes o paletas pueden entregar hasta  $0.3 \text{ m}^3/\text{min}$  y un rango de presión de  $71.4 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2$  a  $142.8 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2$ .

c) Las bombas de pistones radiales y pistones axiales se usan generalmente para presiones en exceso de  $204 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2$  (11).

La capacidad de la bomba hallamos en base a la velocidad de acercamiento del vástago del cilindro de cierre y del cilindro de inyección.

De la sección 3.1 y 3.2:

Velocidad cilindro de cierre : 200 mm/seg

Diámetro cilindro de cierre : 65 mm.

Velocidad cilindro de inyección: 130 mm/seg

Diámetro cilindro de inyección : 65 mm

El caudal de la bomba ( $Q_B$ ) es la suma de los caudales para el cilindro de cierre ( $Q_{CC}$ ) y el cilindro de inyección ( $Q_{Ci}$ ), que operan simultáneamente.

Caudal (Q) = Area (A) x velocidad (v) x G.Esp ( $S_g$ )

$$Q_{CC} = A \times V = \pi \times \frac{d^2}{4} \times V \times S_g$$

$$Q_{cc} = \pi \times \frac{65^2}{4} \text{ mm}^2 \times 200 \frac{\text{mm}}{\text{seg.}} \times 0.899$$

$$Q_{cc} = 597295 \text{ mm}^3/\text{seg.}$$

$$Q_{ci} = \pi \times \frac{d^2}{4} \times v \times Sg$$

$$Q_{ci} = \pi \times \frac{65^2}{4} \text{ mm} \times 130 \frac{\text{mm}}{\text{seg.}} \times 0.899$$

$$Q_{ci} = 391\,828 \text{ mm}^3/\text{seg.}$$

$$Q_B = Q_{cc} + Q_{ci}$$

$$Q_B = 929123.2 \text{ mm}^3/\text{seg.}$$

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

$$Q_B = \frac{929123.2 \text{ mm}^3/\text{seg.}}{0.85}$$

$$Q_B = 1'093086.2 \text{ mm}^3/\text{seg.} \quad (0.065 \text{ m}^3/\text{min})$$

En la sección 3.1 para el cilindro de cierre necesitamos una presión de  $0.56 \text{ Kg/mm}^2$  ( $56 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2$ ) y para el cilindro de inyección necesitamos una

una presión de  $1.17 \text{ Kg/mm}^2$  ( $117 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ ).

La bomba debe ser una bomba de alabes con esa capacidad y con ese rango de presión.

#### 4.2 CALCULO Y SELECCION DE UN MOTOR HIDRAULICO.-

Necesitamos un actuador que produzca movimiento rotacional para mover el husillo durante la carga del material.

Casi todos los diseños de bombas hidráulicas pueden actuar como motores, aunque no todos lo harán con la máxima eficiencia. Una diferencia básica entre una bomba y un motor es que la bomba trabaja con un sólo pórtico presurizado, mientras que el motor puede tener ambos pórticos bajo presión.<sup>(11)</sup>

De la sección 3.2.1 hallamos la potencia en base al balance energético del cilindro de calefacción y el torque máximo ( $T_1$ ).

Potencia = 0.437 K w

Torque = 4259.9 Kg - mm.

La máxima potencia (H) se desarrolla a máxima presión y flujo.

$$H_{max} = Q_{max} \times \Delta p_{max}.$$

$\Delta p_{max} = 1.17 \text{ Kg/mm}^2$  que es la máxima presión para la unidad de inyección.

$$Q_M = \frac{\text{Potencia}}{\Delta p}$$

$$Q_M = \frac{0.437 \text{ Kw}}{1.17 \text{ Kg/mm}^2} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ Kw}} \times \frac{1 \text{ New.m/s}}{1 \text{ watt}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{9.8 \text{ New}} \times \frac{10^3 \text{ mm}}{\text{m.}}$$

$$Q_M = 38.112 \text{ mm}^3/\text{seg.}$$

La capacidad del motor debe ser 38 112 mm<sup>3</sup>/seg. - para generar una presión de 1.17 Kg/mm<sup>2</sup>.

#### 4.3 CALCULO Y SELECCION DE CAÑERIAS Y ACCESORIOS.-

Las tuberías se las escoje de acuerdo a la presión requerida, caudal y tipo de línea. Así tenemos que la presión nos dará el espesor de las paredes de los tubos, el caudal nos da el diámetro interior

y el tipo de línea determina las velocidades permisibles. (3)

Para seleccionar el tamaño apropiado de la cañería no calcularemos su diámetro interno, sino su área transversal interna, la cual la comparamos en lo dado en la Tabla II, para cañerías cédula 40 y 160 respectivamente. Seleccionaremos aquella cañería cuyo tamaño tenga una área transversal interna inmediatamente mayor que la obtenida en el cálculo. (1)

	<u>Línea de Succión</u>	<u>Líneas de Presión</u>
Rango de velocidad recomendada.	609-1524 mm/seg.	3048-9144 mm/seg.

Para calcular el área interna transversal (A):

$$A = \frac{Q}{v}$$

CAÑERIA DE SUCCION:

Seleccionando una velocidad de 850 mm/seg y con el caudal hallado en la sección 4.1.



$$A = \frac{1'093086.2 \text{ mm}^3/\text{seg.}}{850 \text{ mm}/\text{seg.}} = 1289.2 \text{ mm}^2$$

Elegimos una cañería cédula 40 de 38.1 mm. de diámetro nominal y 48.2 mm. de diámetro exterior y 40.89 mm. de diámetro interior que corresponde a una área transversal interna de 1313.5 mm<sup>2</sup>.

#### CAÑERIA DE PRESION:

Seleccionando una velocidad de 3.500 mm/seg.

$$A = \frac{1'093.086.2 \text{ mm}^3/\text{seg.}}{3500 \text{ mm}/\text{seg}} = 306.3 \text{ mm}^2$$

Elegimos una cañería cédula 160 de 25.4 mm de diámetro nominal, 33.4 mm de diámetro externo y 20.7 mm de diámetro interno que corresponde a una cañería cuya área transversal interna es 336.5 mm<sup>2</sup>.

Las normas hidráulicas recomiendan que para sistemas hidráulicos de alta presión se usa cañerías - cédula 160. (3)

#### ACCESORIOS:

Los accesorios importantes que hay que seleccionar son válvulas de alivio que protegerán el equipo de presiones excesivas y las electroválvulas (direccionales) que nos permiten conducir el fluido al punto del sistema donde debe ceder su energía.

Las válvulas se construyen de tal manera que el área interna varía del 75 al 100% del área de la cañería cuyo tamaño da el tamaño nominal de la válvula.

Para el cilindro de cierre tenemos:

$$A = \frac{Q}{v}$$

El caudal  $Q$  para ese sistema de la sección 4.1 es  $597.295 \text{ mm}^3/\text{seg}$  y si elegimos una velocidad de  $6000 \text{ mm}/\text{seg}$ .

$$A = \frac{597295 \text{ mm}^3/\text{seg.}}{6000 \text{ mm}/\text{seg.} \cdot 0.80} = 124.4 \text{ mm}^2$$

Elegimos una válvula de alivio de  $12.5 \text{ mm}$  de orificio interno ajustada a una presión 10% mayor que la necesaria para ejecutar el trabajo ( $0.616 \text{ Kg}/\text{mm}^2$ ).

- Elegimos una electroválvula (válvula direccional) de 12.5 mm de orificio interno de 3 posiciones y 4 vías ya que necesitamos operar el cilindro de cierre en ambas direcciones; en una dirección - para cerrar el molde y en la otra dirección para abrir el molde.

Para el cilindro de inyección tenemos:

$$A = Q/v$$

El caudal Q para ese sistema de la sección 4.1 es 331828 mm<sup>3</sup>/seg.

$$A = \frac{331.828 \text{ mm}^3/\text{seg}}{6000 \text{ mm}/\text{seg} \times 0.8} = 55.3 \text{ mm}^2$$

- Elegimos una válvula de alivio de 8.2 mm de orificio interno ajustado a una presión 10% mayor que es necesario para ejecutar el trabajo - (1.4 Kg/ mm<sup>2</sup>).
- Elegimos una electroválvula (direccional) de 8.2 mm de orificio interno de 3 posiciones y 4 vías ya que necesitamos para operar el cilindro de inyección y el motor hidráulico.

La presión del sistema de cierre de la sección

3.1.1 0.56 Kg/mm<sup>2</sup>.

La presión del sistema de inyección de la sección

3.2.2 1.17 Kg/mm<sup>2</sup>.

#### 4.4 CALCULO Y SELECCION DE UN MOTOR ELECTRICO.-

Tenemos que seleccionar el tamaño de un motor eléctrico capaz de manejar la bomba.

La potencia hidráulica entregado por la bomba es su caudal ( $Q_B$ ) multiplicado por la máxima presión que se genera en el sistema<sup>(11)</sup>.

El caudal ( $Q_B$ ) = 1'093086.2 mm<sup>3</sup>/seg de la sección - 4.1.

La máxima presión ocurre en el sistema de inyección ( $P$ ) = 1.17 Kg/mm<sup>2</sup> de la sección 3.1.1.

$$H_{max} = Q_B \times \text{Presión}$$

La eficiencia total de la bomba se la define como:

$$N = N_v \times N_m = \frac{\text{Potencia hidráulica desarrollada}}{\text{Potencia mecánica recibida}}$$

$N_v$  es eficiencia volumétrica y  $N_m$  es eficiencia mecánica que para las bombas de engranajes o de paletas están en 85% y 95% respectivamente.

Potencia hidráulica desarrollada ( $H_{max}$ )

$$H_{max} = 1'093086.1 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}} \times 0.117 \text{ Kg/mm}^2$$

$$H_{max} = 1'278910.7 \frac{\text{Kg} \cdot \text{mm}}{\text{seg}} \times 9.8 \frac{\text{New}}{\text{Kg}} \times \frac{1 \text{ mm}}{1.000 \text{ mm}} \times \frac{\text{watt}}{\text{New} \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}}}$$

$$H_{max} = 12533.2 \text{ watt}$$

La potencia mecánica recibida por la bomba o la potencia desarrollada por el motor eléctrico.

$$H_{motor} = \frac{H_{max}}{N_v \times N_m}$$

$$H_{motor} = 15520 \text{ watt} \approx 15 \text{ Kwatt}$$

### 4.5 CALCULO Y SELECCION DE LA POTENCIA CALEFA LA PLASTIFICACION.-

La capacidad de los calentadores está condicionada por el consumo total de calor (Q<sub>c</sub>).

$$H_c = Q_{(c)} = Q/n$$

donde la eficiencia (n) varía del 65% al 86% de acuerdo al tipo (configuración geométrica y material) del calentador o resistencia eléctrica. (4)

Si elegimos calentadores con un rendimiento del 65% tenemos:

De la sección 3.2.2 el consumo total de calor (Q) = 376.200 cal/hora.

$$H_{calentador} = \frac{376.200 \text{ cal/h}}{0.65}$$

$$H_{calentador} = 578.769 \frac{\text{cal}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ watt}}{859.8 \frac{\text{cal}}{\text{h}}} \times \frac{1 \text{ K watt}}{1.000 \text{ watos}}$$

$$H_{calentador} = 0.673 \text{ K watt}$$



Si la longitud del cilindro es 616 mm de la sección 3.2.2 usaremos 3 zonas de calefacción con calentadores de 650 o 700 wátios.

4.6 CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION.-

El calor generado por la fricción y el estrangulamiento en las válvulas en el circuito hidráulico debe ser controlado y se lo hace mediante un equipo de enfriamiento de manera que la temperatura de trabajo del aceite se mantenga en un rango de 40 a 50°C.

Este equipo de enfriamiento es muy útil para refrigerar el molde que debido al trabajo tiende a calentarse, de manera que la temperatura de éste debe mantenerse en un rango de 15 a 20°C, lo que nos permitirá enfriar rápidamente el material inyectado y obtener ciclos más cortos.

El calor generado ( $Q_g$ ):

$Q_A$  (calor generado por el aceite)

$Q_m$  (calor generado en el molde)

$$Q_g = Q_A + Q_m$$

El calor ( $Q_1$ ):

$$Q_A = m c \Delta t$$

El aceite usado en sistemas hidráulico más común en el medio es el Rando HD 68 que corresponde a un aceite que a  $46^\circ\text{C}$  tenga  $30.1^\circ\text{API}$  y un índice de viscosidad de 110 y con una densidad ( $\rho$ ) =  $8.89 \times 10^{-7} \text{ Kg/mm}^3$ . H-315 o H150 Aw.

$$\rho = 8.89 \times 10^{-7} \text{ Kg/mm}^3$$

La capacidad térmica  $\epsilon = 8620 \text{ cal/Kg}^\circ\text{C}$

La masa  $m = \rho$  volumen tanque de aceite ( $V$ )

$$V = 2 \text{ caudal de la bomba (Q)}$$

$$V = 2 (1'873.867.2) \text{ mm}^3/\text{seg.} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

$$V = 224'864.040 \text{ mm}^3$$

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = 8.89 \times 10^{-7} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \times 224'864.040 \text{ mm}^3$$

$$m = 199.9 \text{ Kgs}$$

$$Q_A = 199.9 \text{ Kgs} \times 8620 \frac{\text{cal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 10^\circ\text{C}$$



$$Q_A = 17231.74 \text{ Kcalorías}$$

El calor  $Q_m$ :

Suponiendo un molde cuyas dimensiones abarcan en la máquina en función de la capacidad de inyección.

El molde tiene una área de trabajo de 350 x 430mm  
Espesor del molde 150mm

Acero SAE 3335 (AssAb 718) cuyas propiedades son:

La capacidad térmica  $c = 2061 \text{ cal/Kg}^\circ\text{C}$ .

$$\text{La densidad } (\rho) = 7.83 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$$

$$V = 350 \times 430 \times 150 \text{ mm}^3$$

$$V = 22'575.000 \text{ mm}^3$$

$$m = \rho \times V = 7.83 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \times 22'575.000 \text{ mm}^3$$

$$m = 176.7 \text{ Kgs}$$

$$Q_m = m \cdot c \cdot \Delta T$$

$$Q_m = 176.7 \text{ Kg} \times 2061 \frac{\text{cal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 5^\circ/\text{c}$$

$$Q_m = 1820.8 \text{ Kcalorías}$$

Esta cantidad de calor generado por el trabajo - que realizan el aceite y el molde, debe ser absorbido por un enfriador en un período de 20 ciclos.

$$\text{Capacidad del enfriador} = \frac{(1820.8 + 17284.7)}{20 \text{ min}} \text{ Kcal}$$

La capacidad debe ser: 952.5 Kcal/min.



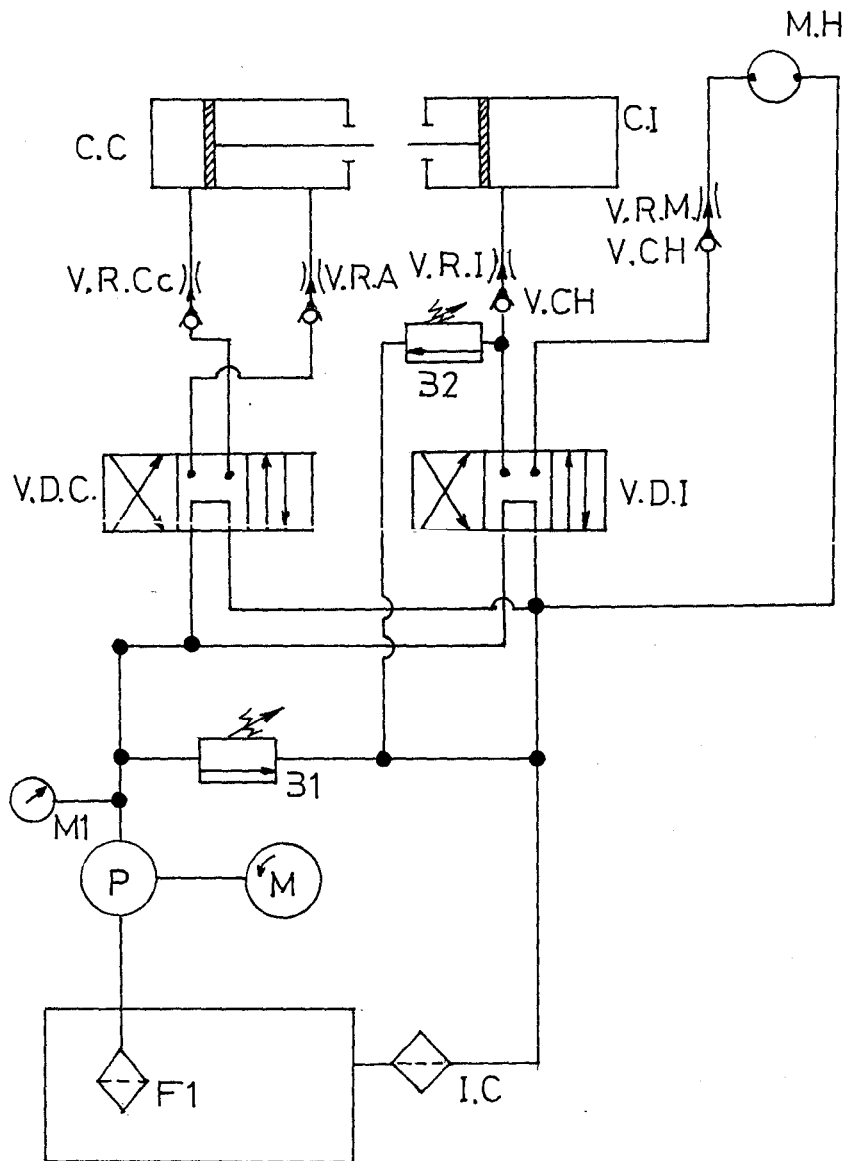


FIGURA 4.1.- Circuito Hidráulico

## N O M E N C L A T U R A

F	=	Filtro
P	=	Bomba
M	=	Motor Eléctrico
M <sub>1</sub>	=	Monometro
B <sub>1</sub>	=	Válvula de Alivio (cierre)
V.Dc	=	Válvula direccional (cierre)
V.çH	=	Válvula cheque
V.R.c	=	Válvula reguladora caudal
c.c	=	Cilindro de cierre
C.I	=	Cilindro de inyección
V.D.I	=	Válvula direccional (inyección)
M.H	=	Motor hidráulico
B <sub>2</sub>	=	Válvula de alivio (inyección)
I.C	=	Intercambiado de calor



**BIBLIOTECA**

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES.-

- 1- Este trabajo presenta fundamentos teóricos, análisis matemático, criterios y guías prácticas para el diseño y cálculo de una máquina, inyectora de termoplásticos - considerando y estableciendo ciertos datos preliminares que determinan el resto de parámetros hallados.
  - a) Capacidad de cierre
  - b) Capacidad de inyección (volumen de inyección)
  - c) Área de trabajo (distancia entre columnas, distancia entre placas portamoldes).
  - d) Velocidad de acercamiento de la placa portamoldes
  - e) Presión de trabajo del sistema hidráulico
  - f) Modo de operación (manual, automática).
  
- 2- La fase de diseño consiste en un estudio de los aspectos técnicos determinando fórmulas matemáticas para el cálculo de la estructura, elementos de cierre, elementos de inyección, etc., para luego proceder a hacer una selección de materiales considerando principalmente los que se comercializan en el país.

- 3- Los valores de algunos parámetros se han fijado a partir de observaciones y experiencias en otras máquinas inyectoras. Algunos de estos valores han sido establecidos por los fabricantes de inyectoras de termoplásticos y son quienes lo poseen como propiedad exclusiva, por lo que no están al alcance de todo el público.
  
- 4- Es necesario anotar que cuando se determina la potencia de accionamiento del husillo se hizo a partir del balance energético del cilindro de plastificación obviando la potencia expresada en dependencia de la viscosidad. Esto ha sido tomado de la suposición de que el material se calienta sólo a causa del trabajo realizado por las fuerzas de fricción existentes entre el roce de los granulos de plástico y las paredes del husillo y del cilindro de plastificación.
  
- 5- El crecimiento fenomenal de la industria de los plásticos en la actualidad y la aparición constante de nuevas técnicas para su aprovechamiento, permiten prever un excelente futuro para estos. Por lo que en el país se debe considerar la fabricación de este tipo de maquinaria e ir orientando ideas al desarrollo de estos materiales y sus diferentes aplicaciones (domésticos, industrial) ya que estos están perdiendo

su dependencia del metal y la madera.

- 6- Se prevee una demanda de personal calificado por lo que sería necesario la creación de centros de estudios que ofrezcan bachillerato y títulos avanzados de manera que los ingenieros puedan ejercer sus talentos en las áreas de producción y proceso y también dedicarse a la investigación para servicios técnicos al mercado, consultoría y adiestramiento.
- 7- Se prevee una demanda de este tipo de maquinaria que se hará más compleja debido a la crisis económica del país. Para ello es necesario presentar un modelo económico que lo puedan adquirir pequeños y grandes industrias evitando en lo posible la salida de divisas.
- 8- Hay una diversidad de áreas firmemente unidas con este tipo de maquinaria como; hidráulica, neumática, ma-tricería, electrónica, metalúrgia, por lo que debemos abastecernos de toda esa tecnología avanzada que se está desarrollando y utilizando en otros países. Luego coordinar ideas para establecer un esquema de trabajo que nos lleven a cumplir metas para la optimiza -ción y convertirla en más eficiente y rentable.

- 9- El diseño, cálculo y construcción de máquinas de inyección de termoplásticos se convertiría en la primera fase en el desarrollo de maquinaria para la transformación de plásticos ya que una fase inmediata, usando muchos de los principios establecidos en esta tesis se procedería al diseño y construcción de la gran diversidad de máquinas como sopladoras, extrusoras, termoformadoras para diferentes capacidades y estaríamos en capacidad de reconstruir máquinas en desuso actualmente en el medio por falta de accesorios como cilindros de plastificación, husillos, cabezales, etc.
- 10- Analizando el mercado extranjero, el precio de esto significa una fuerte inversión.

#### RECOMENDACIONES.-

- 1 - Este trabajo presenta fundamentos teóricos, criterios por lo que recomiendo que se use como guía para la construcción en un taller mecánico especializado y con la adecuada selección de equipo complementario se convertiría en una alternativa más económica para pequeñas y grandes industrias, que se dediquen a producciones masivas de productos plásticos -



así también para talleres de matricería donde sería muy útil en la prueba de matrices fabricadas o en la reparación de éstas.

- 2- Este trabajo puede ser complementado con un estudio de las maneras de llevar a cumplir las metas establecidas elaborando un esquema de fabricación y financiero.

Un esquema de fabricación determinando un orden en la producción de las diferentes piezas para efectuar el ensamble y un análisis en el ensamble del equipo complementario.

Un esquema financiero donde se deduzcan gastos de fabricación: Consultoría, mano de obra, materiales, optimización que en definitiva faciliten la gestión y demostrar claramente la diferencia de precios - que existe entre una máquina importada y una que se podría fabricar aquí, estableciendo la más económica para el país.

- 3- Desde el punto de vista de adquisición del equipo complementario, los costos son variables según la marca y procedencia de éstos. De cualquier manera



se recomienda que antes de la selección se realice un análisis económico sin descuidar los aspectos técnicos expuestos en este estudio.

Recomiendo efectuar un estudio para determinar las condiciones de operación automática de la máquina. Se trata de invertir la menor cantidad de sucres, - pero ello no significa que nos quedemos sin las bondades que proporcionan un sistema de control, pues a pesar de incrementar su costo se constituyen en máquinas rentables y eficientes en un 90%. Cuando se invierten millones de sucres en una máquina para la transformación de plásticos no debemos quedarnos costos en el campo de los controles.

5 - Actualmente se desarrolla con éxito la construcción de máquinas de inyección para el moldeo de artículos de dos y más colores, así como el moldeo de artículos con eng<sup>a</sup>ste de refuerzo, para ello se emplean ampliamente máquinas equipadas con dos cilindros de inyección paralelos y moldes desplazables - que ocupan periódicamente la posición a ser inyectado, por lo tanto en el país no se deben escatimar esfuerzos ni medios en el perfeccionamiento de éstas tratando de fabricar de diferentes tipos y capacidades.

- 6- Recomienda hacer un estudio similar para máquinas de moldeo por inyección de un husillo, con desplazamiento longitudinal que nos permita transformar materiales no termoestables como el polimetacrilato de metilo, poliformaldehido ya que estas se distinguen de las máquinas análogas para materiales termoplásticos, principalmente en el diseño del cilindro de inyección y del husillo.
  
- 7- De forma similar se podría hacer con las máquinas de inyección de Zamak.



**TABLA I**  
**PROPIEDADES DE LOS PERFILES U EUROPEOS**

PERFIL	DIMENSIONES EN mm.				PESO Kg/m	REFERIDOS AL eje x-x			REFERIDO AL eje y-y		
	h	b	c	c <sub>1</sub>		I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	Z <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	K <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	Z <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	K <sub>y</sub> cm
50-25	50	25	6	6	4	20.0	3.0	1.97	3.0	1.76	0.76
60-30	60	30	6	6	5.02	32.5	10.8	2.25	5.62	1.10	0.93
8	80	45	6	8	8.64	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33
10	100	50	6	8.5	10.6	364	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47
12	120	55	7	9	13.4	364	60.7	4.62	43.2	11.1	1.59
14	140	60	7	10	16.1	605	86.4	5.45	62.7	14.8	1.75
16	160	65	7.5	10.5	18.84	925	111.6	6.21	85.3	18.3	1.89
18	180	70	8	11	22.0	1350	150	6.95	111.4	22.4	2.02

TABLA II

DIMENSIONES DE CAÑERIAS

CEDULA 40 -

CEDULA 160

CAÑERIA Cédula	DIAMETRO NOMINAL (mm)	DIAMETRO EXTERNO (mm)	DIAMETRO INTERNO (mm)	AREA TRANSVERSAL INTERNA (mm <sup>2</sup> )
40	25.4	33.4	26.6	557.4
40	31.75	42.1	35.0	964.5
40	38.1	48.2	40.8	1313.5
40	50.8	60.3	52.5	2164.5
40	57.15	73.0	62.7	3082.5
160	12.7	21.3	11.8	1110
160	19.05	26.6	15.5	191
160	25.4	33.4	20.7	336.5
160	31.7	42.1	29.4	681.9
160	38.1	48.26	33.9	907

TABLA III

PROPIEDADES FISICAS Y MECANICAS DE LOS TERMOPLASTICOS

TERMOPLASTICO	Densidad	Calor Especifico.	Conductividad Térmica	Temperatura de Plasticificación	Resistencia a la tracción.	Módulo de Elasticidad
	g/cm <sup>3</sup>	cal/°c.g	$10^{-4} \frac{\text{cal/}^\circ\text{C}}{\text{seg cm}^2 \text{cm}}$	°c	Kg/cm <sup>2</sup>	Kg/cm <sup>2</sup>
Polietileno baja densidad	0.91	450	8	160	100	45.000
Polietileno alta densidad	0.95	650	11.7	190	310	2.000
Poliestireno	1.45	6.5	18	190	180	8.000
Polipropileno	0.90	450	2.8	200	350	13.000
PVC Rigido	1.44	60	4.3	170	480	34.000
PVC Plastificada	1.25	350	3.5	160	180	-
Polibutileno	0.91	0.45	-	160	290	3
P.P Copolimero	0.90	0.50	3	230	270	

$680 \frac{\text{cal}}{\text{c.g}} * \frac{1000 \text{g}}{1 \text{Kg}} * \frac{1 \text{Real}}{1000 \text{Real}}$

TABLA IV

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA MAQUINA

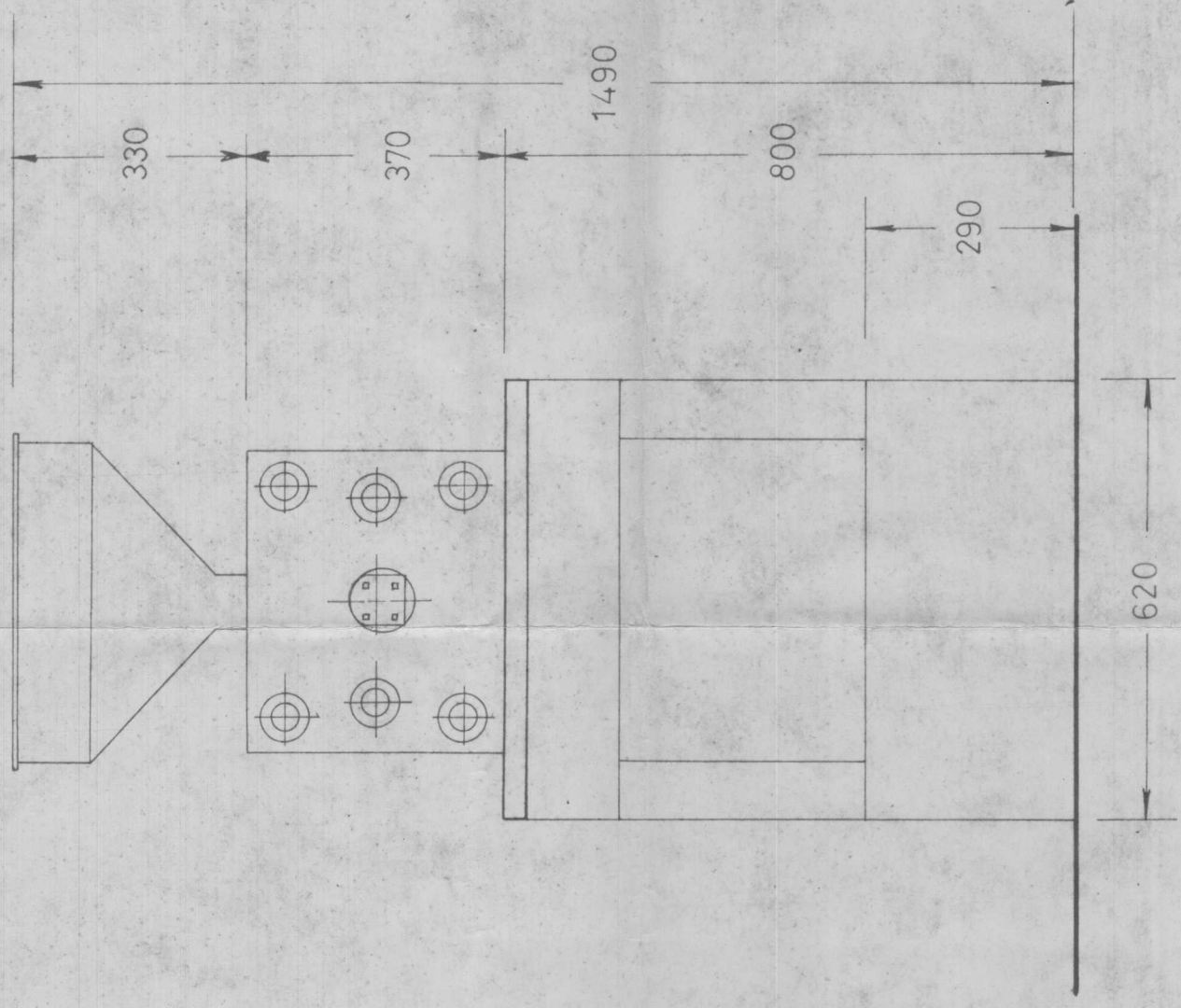
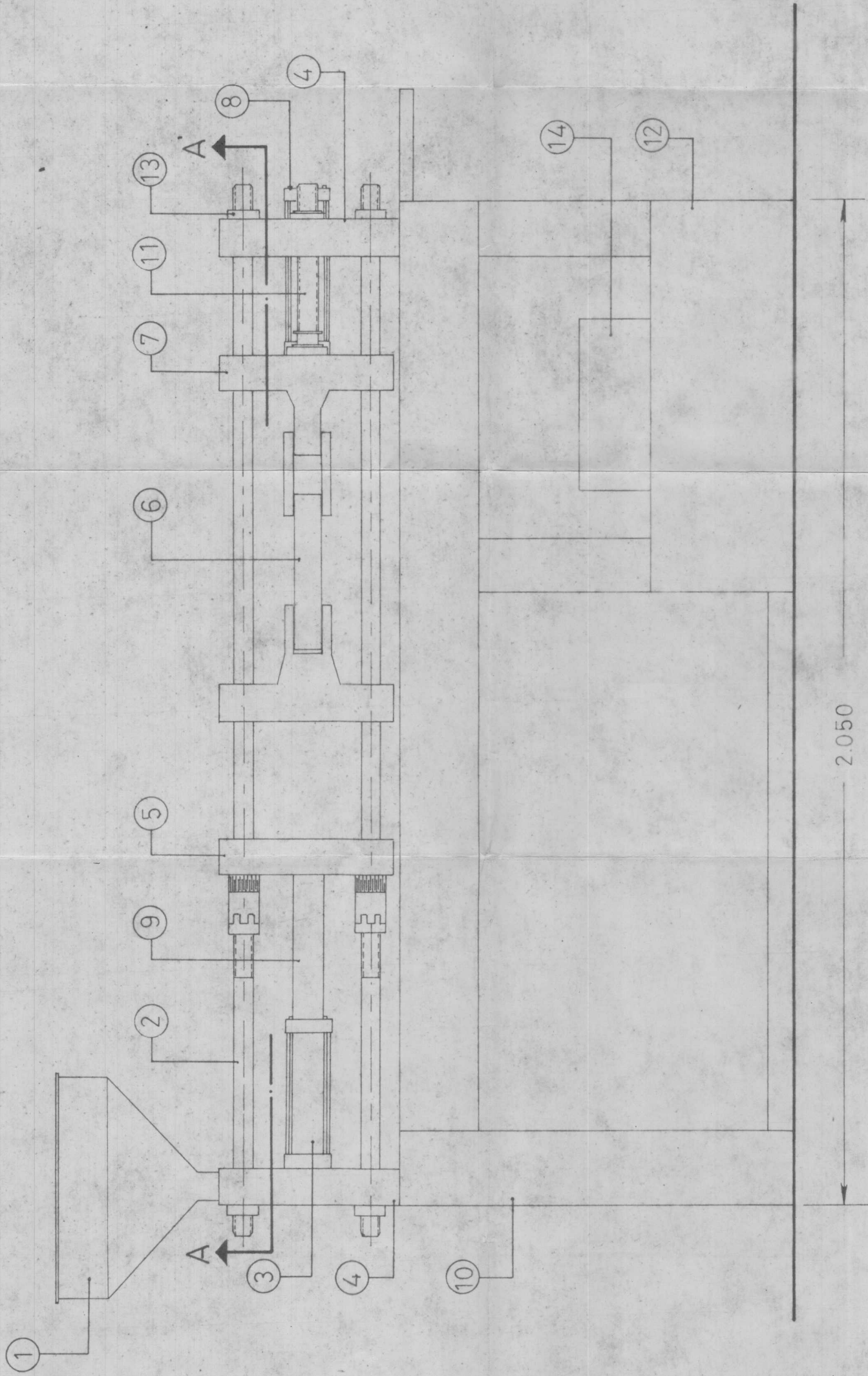
PARAMETRO	UNIDAD	VALOR
Fuerza de cierre	Kgf	51020
Luz entre columnas	mm	272 x 202
Altura mínima de montaje	mm	160
Distancia entre placas portamolde.	mm	470
Volumen inyectado	mm <sup>3</sup>	60 x 10 <sup>3</sup>
Presión de inyección	Kg/cm <sup>2</sup>	120
Diámetro del husillo	mm	39.6
Potencia calefactora	Kw	0.7
Duración del ciclo	seg	60

## B I B L I O G R A F I A

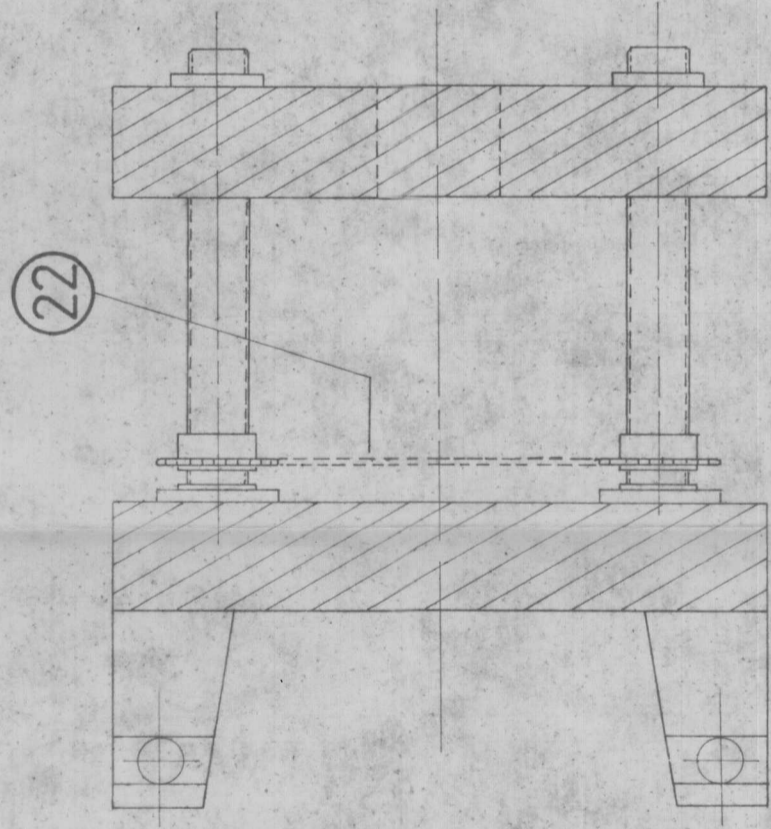
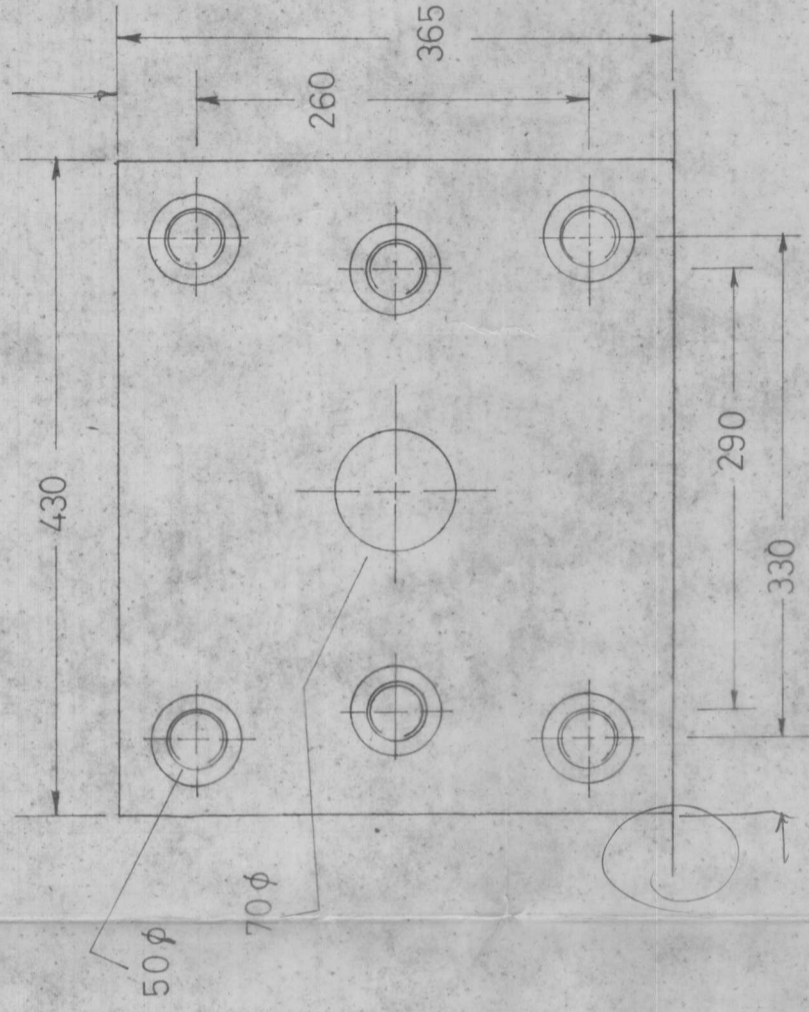
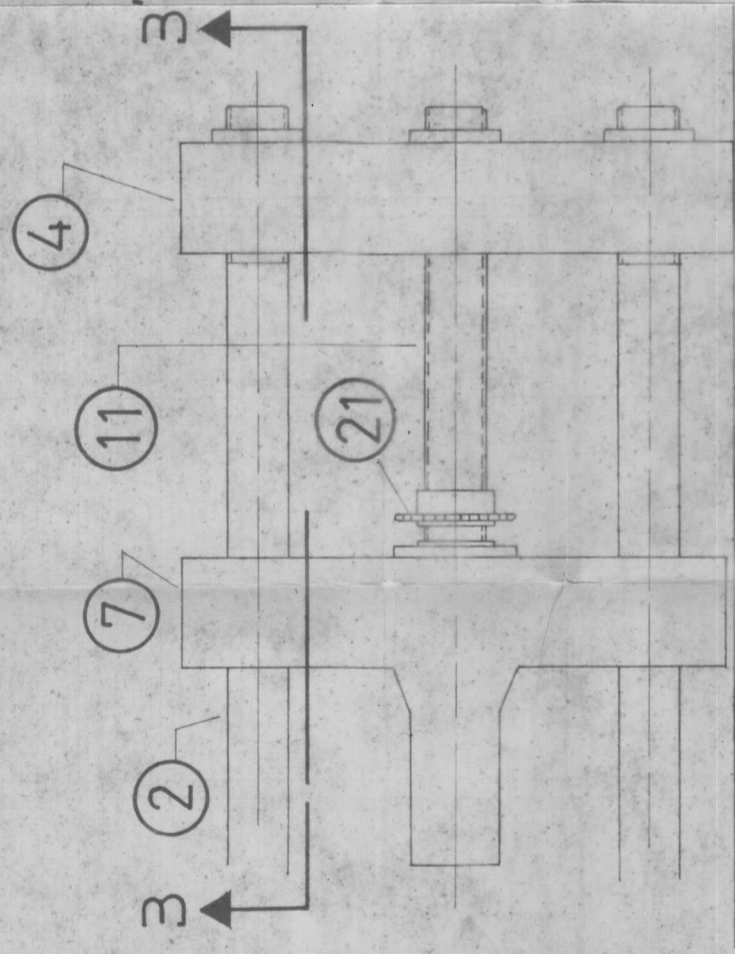
1. Crane L.F. , Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe, Crane, Chicago 1976, Pag. B16, B17, B18, B19.
2. Engelbach B, Construction Briefs. A Review of Fundamentals for the Plant Engineer. Plant Engineering Barrington 1975, Pag. 24, 25, 26, 41.
3. Ernst W, Oil Hydraulic Power and it's Industrial Applications. Mc Graw-Hill, New York 1970, Pag. 206, 297, 70, 75, 110, 229.
4. Savgorodny V.K., Transformación de Plásticos, Gustavo Gili, Barcelona 1978, Pag. 23, 24, 25, 26, 135, 136, 137, 143, 144, 145, 171.
5. Seely F. y Smith J. Curso Superior de Resistencia de Materiales Edit Nigar, Buenos Aires 1977, Pág. 213, 214, 223, 224, 394.



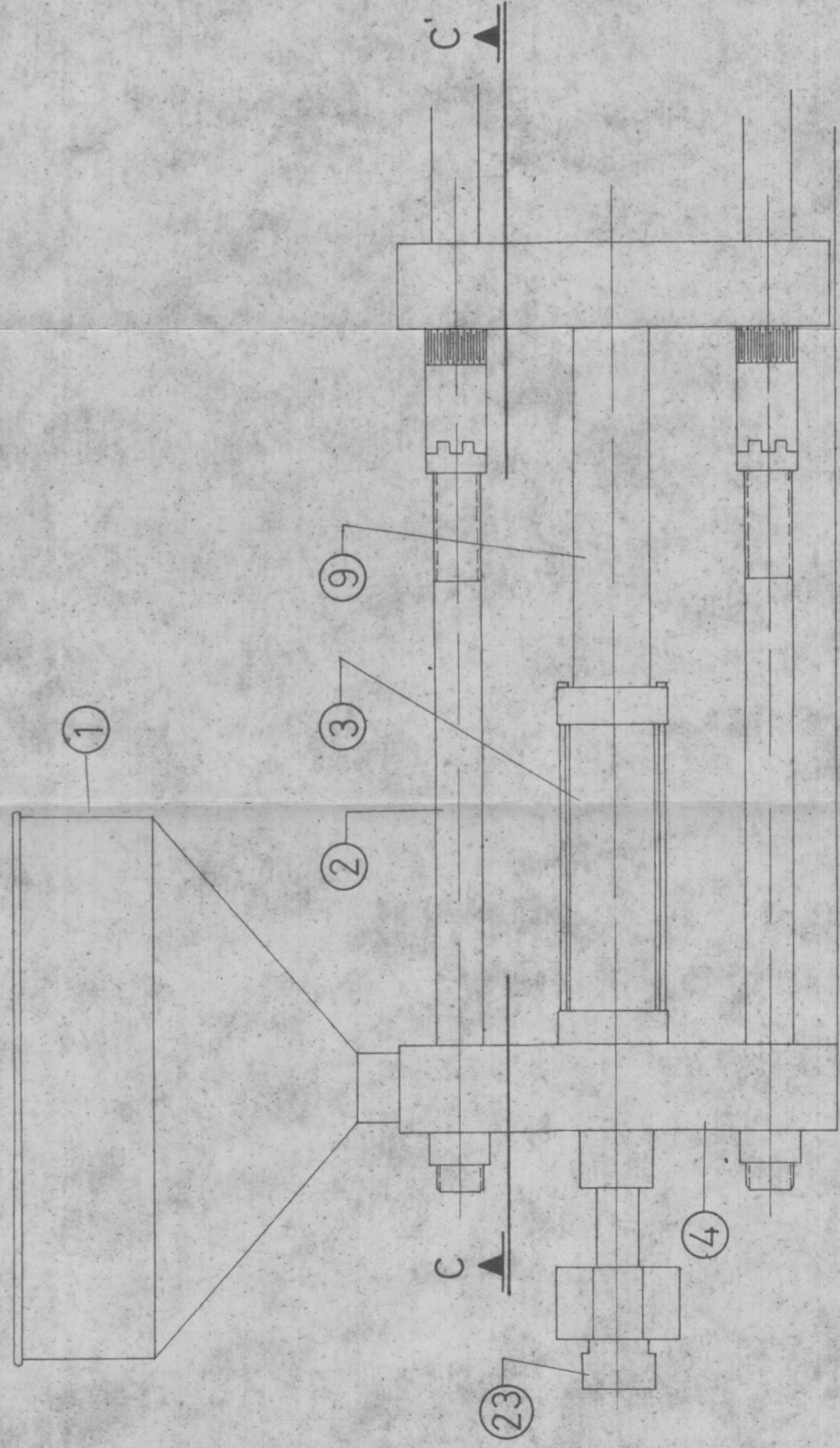
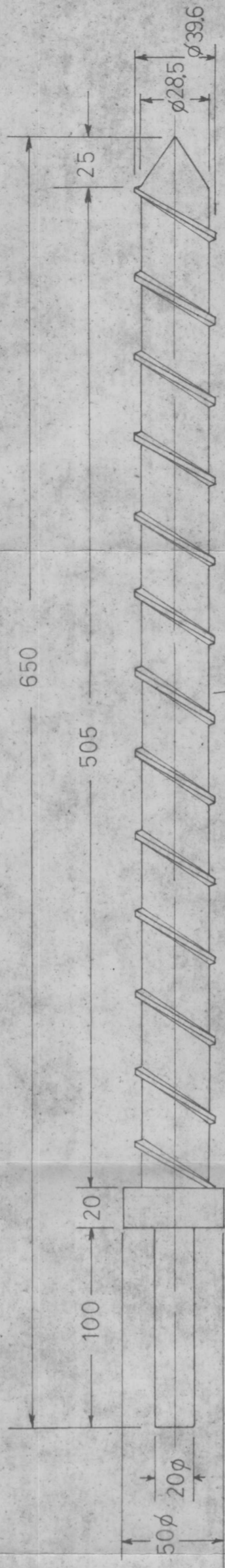
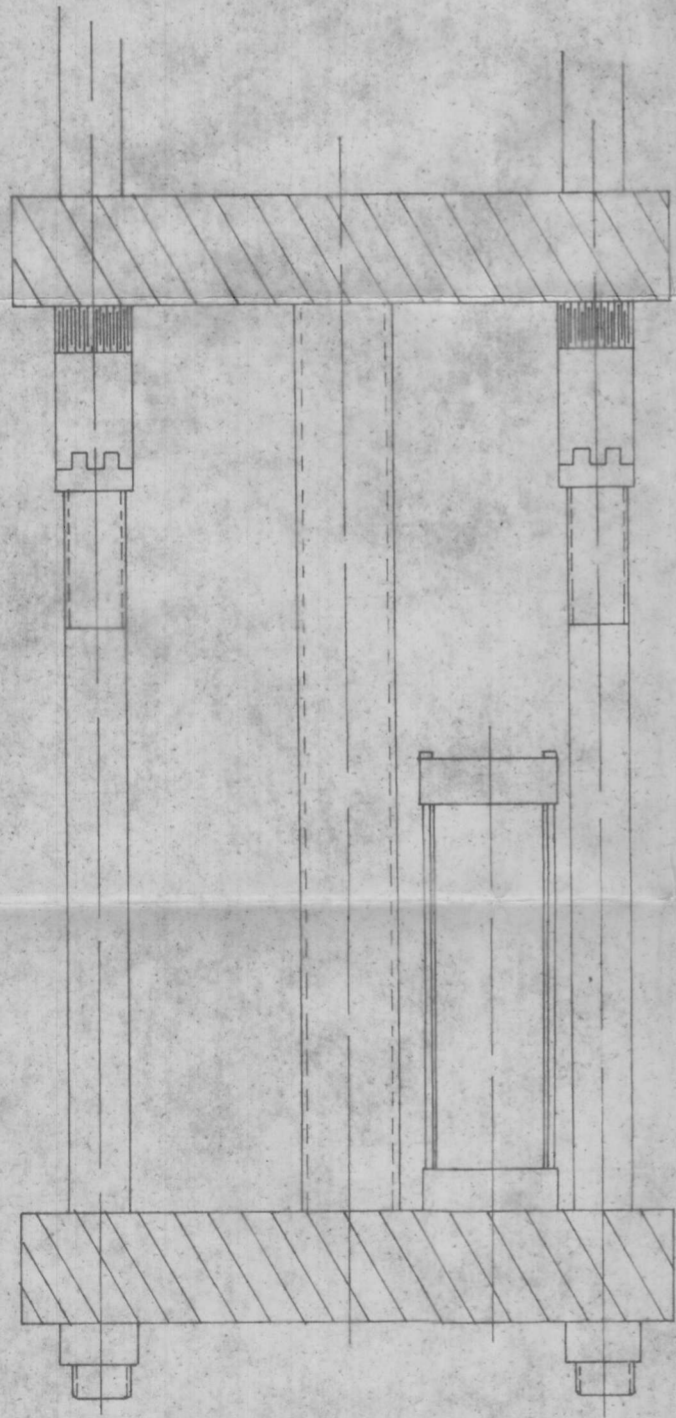
6. Singer F . Resistencia de Materiales. Ediciones del Castillo, Madrid 1971, Pág. 49, 85, 156, 164, - 207, 208, 218, 335, 336, 355, 528, 529.
7. Shigley y Michell. Diseño de Elementos Mecánicos. - Edit. Mc Graw-Hill, México, 1985. Pág. 12, 13, 288, 289, 294, 307, 312, 313, 318, 319, 321, 322, 329, - 330, 331, 332, 333.
8. Threlkeld James. Ingeniería del Ambito Térmico, - Edit. Prentice/Hall Internacional. España, 1973. - Pág. 6, 20, 21, 36.
9. Escuela Superior Politécnica del Litoral, F.Kreith, Principios de Transferencia de Calor. Primera Parte Pág. 148, 149, 150, 141.
10. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Manual de Catálogos para Diseño de Maquinaria, Tomo I. Guayaquil 1983. Pág. 1, 2, 8, 9, 10, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 23, 24, 25, 26, 27, 28.
11. Colegio de Ingenieros Mecánicos del Guayas. Manual de Oleahidráulica , Guayaquil 1983. Pág. 2, 3, 21, 22, 24, 25, 27, 63, 65.



14	Motor Bomba		1
13	Tuercas	Acero SAE 3140	φ 32 M2
12	Reservorio de Aceite	Acero Inox SAE 30905	800 x 620 x 280
11	Eje Regulador de Cierre	Acero SAE 3140	280 x M40.P. 3
10	Marco Rigido	Acero SAE 1020	2050 x 620 x 800
9	Cilindro de Plastificacion	Acero SAE 1035	620 x φ 62 x φ 140
8	Cilindro Hidraulico -Cierre	Acero SAE 2340	330 x φ 73 x φ 165
7	Placa Reguladora de Cierre	Acero SAE 3335	430 x 360 x 72
6	Eslabones de Cierre	Acero SAE 1040	320 x 60 x 55
5	Placa Portamolde	Acero SAE 3335	430 x 360 x 72
4	Placas Soportes	Acero SAE 3335	430 x 365 x 72
3	Cilindro Hidraulico-Inyeccion	Acero SAE 2320	300 x φ 73 x φ 65
2	Columna Guia	Acero SAE 3140	2100 x M40.P. 3
1	Tolva de Alimentacion	Laton de Aluminio	450 x 450 x 330
Pieza	Denominacion	Material	Dimension
	FECHA	NOMBRE	Cant.
DIBUJO		L. SILVA R.	
REVISADO			
Escala	FACULTAD ING. MECANICA		ESPOL
1:100	INYECTORA DE TERMOPLASTICOS		TESIS DE GRADO
	Dib. # 01		



22	Cadena	Paso 10mm	1
21	Pinon de Cadena	Acero SAE ø85xP10 Z26	2
11	Eje Regulador de Cierre	Acero SAE 3140 280xM40P3	2
7	Placa Reguladora de Cierre	Acero SAE 3335 430x360x72	1
4	Placa Soporte	Acero SAE 3335 430x365x72	1
2	Columna Guia	Acero SAE 3140 2100xM40P3	4
Pieza	Denominacion	Material	Dimension
	FECHA		Cant
	NOMBRE		
DISEÑADO	L. SILVA .R.		
REVISADO			
Escala 1:5	FACULTAD ING. MECANICA		E. S. P. O. L
REGULACION DE CIERRE			TESIS DE GRADO
Dib # 4			



SIN ESCALA

24

Pieza	Denominacion	Material	Dimension	Cant
24	Husillo de Alimentacion	Acero SAE 3140	650 x 39.6 x 28.5	1
23	Motor Hidraulico			1
9	Cilindro de Plastificacion	Acero SAE 1035	620 x øE62 x ø140	1
4	Placa Soporte	Acero SAE 3335	430 x 365 x 72	1
3	Cilindro Hidraulico - Inyeccion	Acero SAE 2320	300 x øE73 x ø165	1
2	Columna Guia	Acero SAE 3140	2100 x M40 P3	4
1	Tolva de Alimentacion	Latón de Aluminio	450 x 450 x 330	1
	Denominacion			
	FECHA	NOMBRE		
	DIJUNADO	LUIS SILVA R		
	REVISADO			

FACULTAD ING. MECANICA

ESPOL

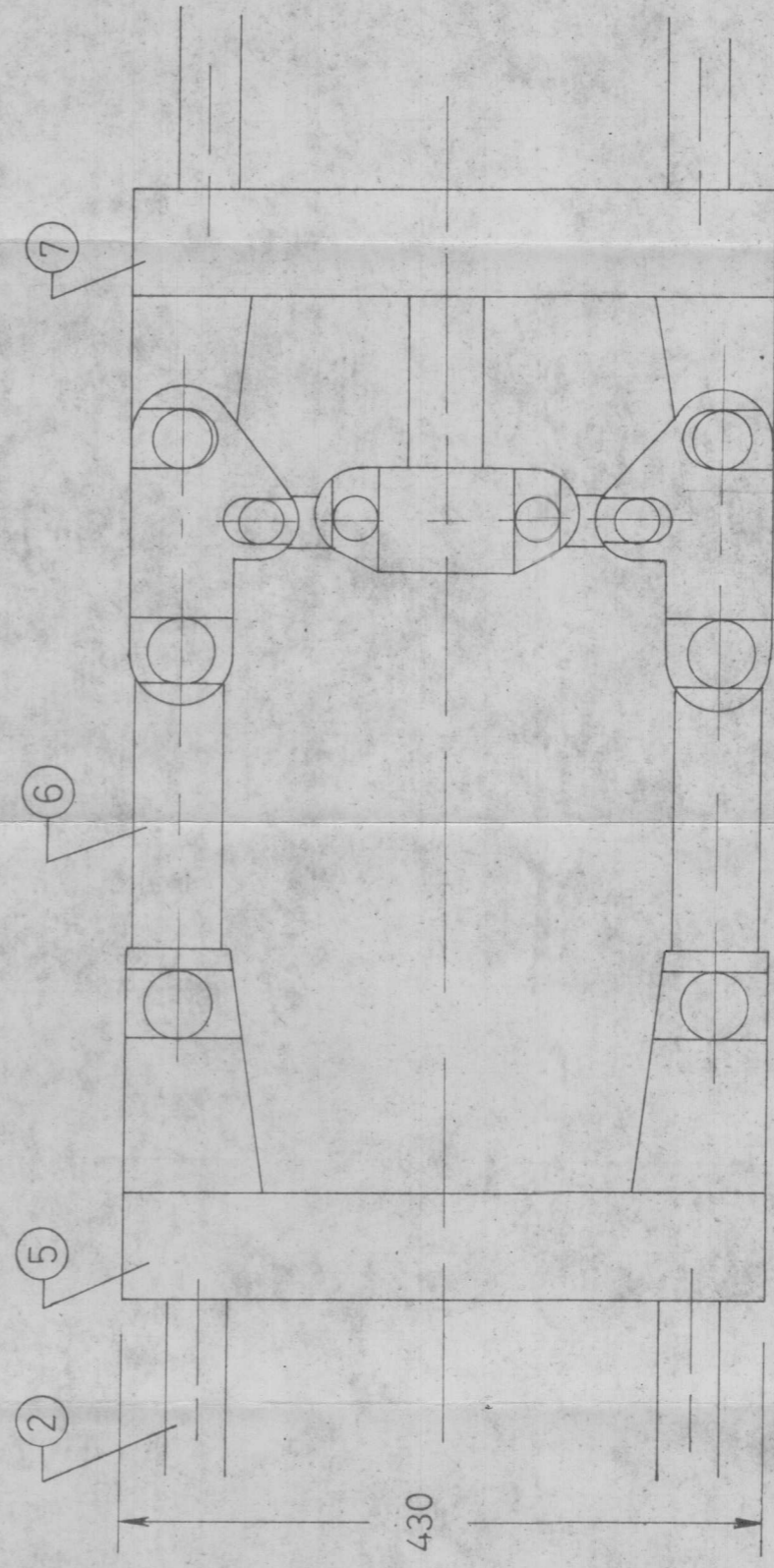
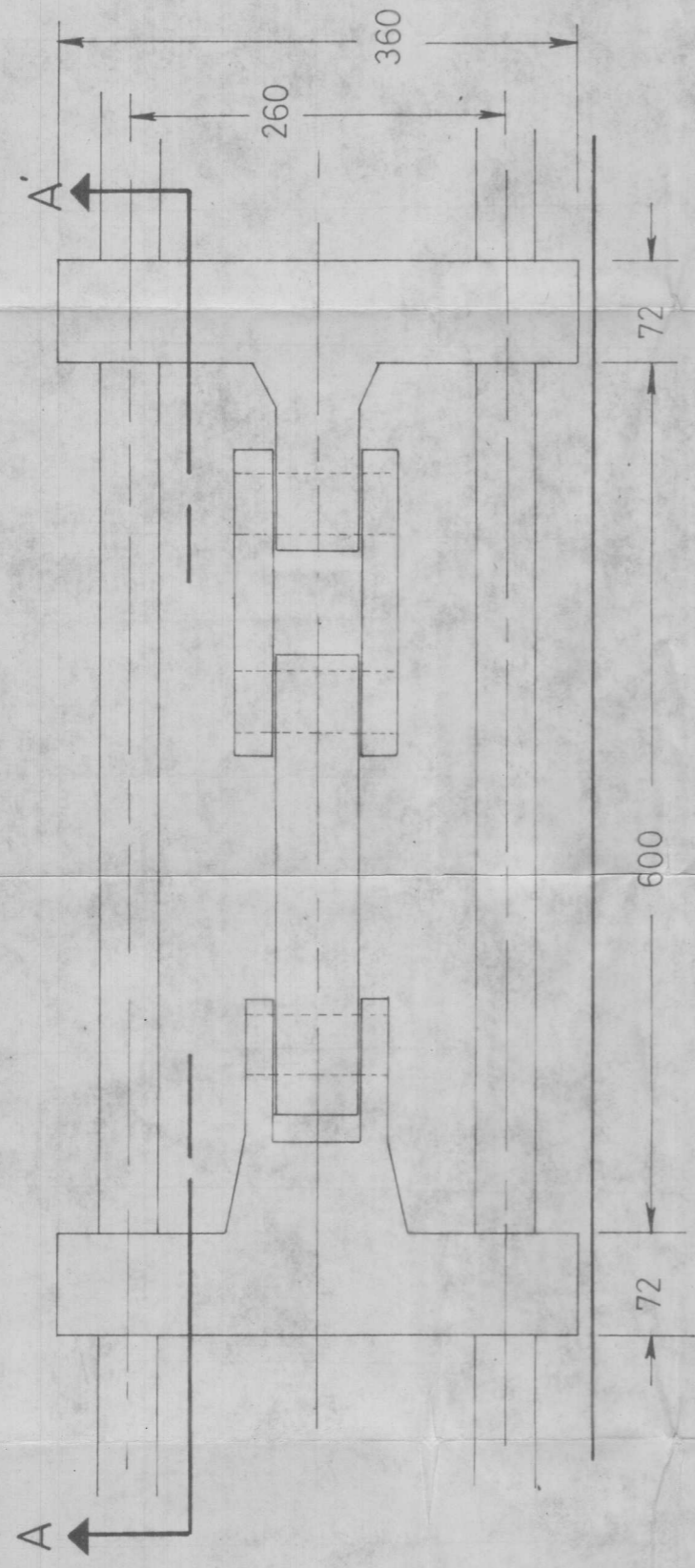
UNIDAD DE INYECCION

Escala  
1:5

Dib # 5

TESIS DE GRADO





7	Placa Reguladora de Cierre	Acero SAE 3335	430x360x72	1
6	Eslabones de Cierre	Acero SAE 1040	320x60x55	2
5	Placa Portamolde	Acero SAE 3335	430x360x72	1
2	Columna Guia	Acero SAE 3140		4
Pieza	Denominacion	Material	Dimension	Cant
	FECHA	NOMBRE		
DIBUJO		L SILVA		
REVISADO				
Escala	FACULTAD ING. MECANICA		ESPOL	
1:5	UNIDAD DE CIERRE		TESIS DE GRADO	
	Dib. # 02			